



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Diseño térmico de un
deshidratador geotérmico de
alimentos de flujo vertical**

TESIS

Que para obtener el título de
INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A

Diego Andrés González Marín

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Héctor Miguel Aviña Jiménez



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2018



AGRADECIMIENTOS Y DEDICATORIAS

Este trabajo está dedicado a toda mi familia que me ha apoyado en todo el transcurso de mi vida y me permitieron realizarme como profesionista pese a las dificultades que hemos llegado a atravesar. Un enorme agradecimiento a mi padre y mi madre por su esfuerzo y trabajo para que yo prosiguiera con mis estudios, a mi hermano por la transmisión de sus conocimientos para que yo mismo formara mi persona para los retos y dificultades de la vida.

Igual mente dedico este trabajo a amigos y personas que han servido de influencia en mi vida, sin importar los momentos buenos o malos que hayamos pasado, han sido de gran inspiración para mí sus consejos, filosofía y vivencias que me han y hemos compartido.

Agradezco el apoyo de amigos y compañeros de grupo IIDEA y la Facultad de Ingeniería por escucharme y prestarme ayuda durante la realización de este trabajo. Al Dr. Héctor Aviña por permitirme ingresar a su grupo de trabajo desde Servicio Social y por haber creído en mí para el diseño y construcción de este equipo junto a una tesis referente a éste. Gracias Eduardo y Antonio por su instrucción en temas de ingeniería y manufactura para la construcción de este equipo, a los integrantes del Servicio Social: Antonia, Adrián, Damaris, Luis Ángel, Roberto por su colaboración en las pruebas experimentales de deshidratado.

También agradezco enormemente a mi compañero y amigo Miguel Garduño porque desde el inicio tuvimos la idea de mejorar el equipo existente y nos empeñamos en hacerlo. No fue fácil lograrlo por varias circunstancias que se suscitaron desde el inicio de esta tesis, pero no nos rendimos hasta obtener el resultado final.

Por último quiero agradecer al Instituto de Ingeniería de la UNAM, al Centro de Diseño Mecánico (CDM), por el apoyo de sus instalaciones, al CEMIE-Geo proyecto 207032 Conacyt/Sener por el financiamiento a la investigación con el proyecto P11 "Desarrollo tecnológico para el aprovechamiento de la geotermia de baja entalpía". A la Facultad de Ingeniería y a la UNAM por haberme brindado la oportunidad de recibir el conocimiento que tengo en sus aulas y laboratorios.



Contenido

INTRODUCCIÓN	9
OBJETIVOS	10
NOMENCLATURA.....	10
Capítulo 1. INTERCAMBIADORES DE CALOR, DESHIDRATADORES Y ENERGÍA GEOTÉRMICA.....	16
1.1 Historia de los intercambiadores de calor y sus usos.....	16
1.2 Tipos de intercambiadores de calor y configuraciones.....	21
1.3 Deshidratadores	25
1.3.1 Historia de los deshidratadores, clasificación y usos	25
1.3.2 Deshidratadores con Energías Renovables	27
1.4 Geotermia.....	30
1.5 Usos directos de la geotermia	31
1.6 Geotermia en México y su potencial geotérmico	35
Capítulo 2. PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA, PROCESOS PSICROMÉTRICOS, SECADO CONVECTIVO DE ALIMENTOS.....	37
2.1 Conducción	37
2.1.1 Introducción	37
2.1.2 Conducción en pared plana unidimensional	38
2.1.3 Conducción en sistemas radiales (cilindros)	41
2.2 Convección	47
2.2.1 Introducción	47
2.2.2 Flujo externo en cilindros.....	51
2.2.3 Flujo interno en cilindros.....	53
2.3 Psicrometría y procesos psicrométricos.....	56
2.3.1 Psicrometría	56
2.3.2 Procesos psicrométricos.....	59
2.4 Secado convectivo de alimentos	63
2.4.1 Introducción	63
2.4.2 Velocidad de secado.....	65
Capítulo 3. DISEÑO E INSTALACIÓN PROPUESTOS	67
3.1 Diagrama de bloques para el diseño del deshidratador	67



3.2	Diseño de intercambiador de calor propuesto	71
3.3	Diseño de cámara de secado propuesta	74
3.4	Descripción general de la instalación	77
3.4.1	Circuito hidráulico	78
3.4.2	Circuito del aire	78
Capítulo 4. CÁLCULO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR Y CÁMARA DE SECADO		79
4.1	Intercambiador de calor de tubos aletados	79
4.1.1	Características requeridas	79
4.1.2	Balance térmico	80
4.1.3	Características constructivas del intercambiador de calor	81
4.1.4	Cálculo del área de la superficie de intercambio de calor	84
4.1.5	Cálculo de caída de presión externa	88
4.1.6	Cálculo de la caída de presión interna	89
4.2	Cámara de secado	95
Capítulo 5. METODOLOGÍA EXPERIMENTAL Y ANÁLISIS DE RESULTADOS		100
5.1	Mediciones y pruebas experimentales	100
5.1.1	Temperatura y humedad	100
5.1.2	Balance térmico	102
5.1.3	Eficiencia térmica del intercambiador de calor, eficiencia global del equipo, eficiencia de proceso y eficiencia de humidificación del aire.	106
5.2	Deshidratado	107
5.2.1	Proceso de deshidratación	107
5.2.2	Curvas de secado y curvas de velocidad de secado	108
5.3	Análisis de resultados	109
5.3.1	Deshidratado de jitomate	110
5.3.2	Deshidratado de mango, zanahoria y papaya	111
5.3.3	Curvas de eficiencias vs. Tiempo	115
5.3.4	Uso de la cámara termográfica para visualización del proceso	118
Capítulo 6. CONCLUSIONES		121
Bibliografía		122
ANEXOS		124

LISTA DE FIGURAS

Fig. 1 Representación pictográfica de un temazcal en el código Magliabechiano (“El temazcal arqueológico”, Revista Arqueología Mexicana núm. 74, pp.52-53).....	17
Fig. 2 Sistema de piso hidrómico inventado por los romanos (ScottTech, 2016)	18
Fig. 3 Precalentador con agua de alimentación y tubos en U	19
Fig. 4 Diagrama de funcionamiento de un radiador para un motor de combustión interna	20
Fig. 5 Esquema de un circuito de aire acondicionado (Límitada, 2018)	20
Fig. 6 Condensador de vapor de un solo paso (Jaramillo Salgado, 2007)	21
Fig. 7 Distribución de flujo en paralelo	21
Fig. 8 Distribución en contraflujo	22
Fig. 9 Distribución de flujo cruzado	22
Fig. 10 Distribución de flujo cruzado con construcción (a) con aletas y ambos fluidos sin mezclar (b) sin aletas con un fluido mezclado y el otro sin mezclar (Incropera & De Witt, 1999)	23
Fig. 11 Distribución de flujo cruzado con construcción de tubos y coraza con un solo paso en coraza y con pasos múltiples en coraza (Jaramillo Salgado, 2007).	23
Fig. 12 Cubiertas de intercambiadores de calor compactos (a) Tubo con aletas (tubos planos con aletas de placa continuas). (b) Tubo con aletas (tubos circulares, aletas de placa continua). (c) Tubo con aletas (tubos circulares, aletas circulares). (d) Aletas de placa (un solo paso). (e) Aletas de placa (multipaso) (Incropera & De Witt, 1999).	24
Fig. 13 Secadores solares activos y pasivos (Gama Pérez, 2007).	27
Fig. 14 Diagrama de funcionamiento de deshidratador solar combinado (térmico-fotovoltaico) desarrollado en el CIE (Centro de investigaciones en Energía) (Gama Pérez, 2007)	28
Fig. 15 Dibujo a detalle y dirección del aire en el túnel deshidratador utilizado en Los Azufres, Michoacán. (Lund & Rangel, Pilot Fruit Drier for the Los Azufres Geothermal Field ,Mexico, 1995)	29
Fig. 16 Creación natural de un yacimiento geotérmico (Esquivel Santana, 2010)	30
Fig. 17 Transferencia de calor por conducción en pared plana unidimensional	38
Fig. 18 Distribución de la transferencia de calor a través de una pared plana unidimensional (arriba) y circuito térmico equivalente (abajo)	39
Fig. 19 Distribución de la transferencia de calor a través de una pared plana compuesta unidimensional (arriba) y circuito térmico equivalente (abajo).....	40
Fig. 20 Distribución de la transferencia de calor a través de una pared cilíndrica (arriba) y circuito térmico equivalente (abajo).....	41
Fig. 21 Distribución de la transferencia de calor a través de una pared cilíndrica compuesta (arriba) y circuito térmico equivalente (abajo)	42
Fig. 22 Caída de temperatura debida a la resistencia térmica de contacto	43
Fig. 23 Aletas en pared plana (superficie desnuda y superficie aletada) y esquema de intercambiadores típicos de calor de tubos con aletas.	44



Fig. 24 *Características geométricas de los tubos aletados (a) tubos con aletas anulares, (b) tubo con aletas cuadradas, (c) tubo con aletas en espiral* (Pysmennyy, Polupan, Mariscal Carvajal, & Sánchez Silva, 2007) 45

Fig. 25 *Pasos entre tubos para los arreglos (a) en triángulo, (b) en cuadro* (Pysmennyy, Polupan, Mariscal Carvajal, & Sánchez Silva, 2007) 46

Fig. 26 *Desarrollo de la capa límite en la transferencia de calor por convección* 47

Fig. 27 *Procesos de transferencia de calor por convección (a) Convección forzada. (b) Convección natural. (c) Ebullición. (d) Condensación.* 48

Fig. 28 *Desarrollo de la capa límite de velocidad hidrodinámica sobre una placa plana* 49

Fig. 29 *Producción de la capa límite térmica sobre una placa plana isotérmica* 49

Fig. 30 *Desarrollo de la capa límite hidrodinámica sobre una placa plana* 50

Fig. 31 *Esquema de un banco de tubos de flujo cruzado* 51

Fig. 32 *Arreglo de tubos en un banco (a) Alineados (b) Escalonados* 52

Fig. 33 *Condiciones de flujo para tubos (a) alineados y (b) escalonados* 52

Fig. 34 *Desarrollo de la capa límite térmica en un tubo circular calentado* 53

Fig. 35 *Volumen de control para el flujo interno en un tubo* 54

Fig. 36 *Variaciones de la temperatura axial para transferencia de calor en un tubo (a) Flujo constante de calor superficial (b) Temperatura superficial constante* 54

Fig. 37 *Transferencia de calor entre un fluido que corre sobre un tubo y un fluido que pasa por el tubo* 55

Fig. 38 *Carta psicrométrica a nivel del mar de la compañía Valcon y ubicación de un punto en la carta. (Czajkowski, 2007)* 58

Fig. 39 *Carta psicrométrica. Proceso de enfriamiento y deshumidificación* 59

Fig. 40 *Carta psicrométrica. Enfriamiento y humidificación* 60

Fig. 41 *Carta psicrométrica. Calentamiento y deshumidificación* 61

Fig. 42 *Carta psicrométrica. Calentamiento y humidificación* 62

Fig. 43 *Curva típica que muestra el perfil del equilibrio de la humedad en un material alimenticio sólido.* . 64

Fig. 44 *Curva típica de secado para un material alimenticio higroscópico (AB= periodo de velocidad constante; B= contenido crítico de humedad; BC= primer periodo de velocidad decreciente; CD= segundo periodo de velocidad decreciente)* 65

Fig. 45 *Planos en Solid Works de intercambiador de calor de tubos aletados propuesto (Garduño Rodríguez, 2018)* 72

Fig. 46. *Planos definitivos del equipo fabricado* 73

Fig. 47 *Vista frontal de la simulación de flujo realizada en la cámara de secado del DGA10 (Garduño Rodríguez, 2018)* 74

Fig. 48 *Vista frontal de la simulación realizada en la cámara de secado del diseño propuesto, cámara con charolas, lámina perforada y baffles (desviadores de flujo) (Garduño Rodríguez, 2018)* 75

Fig. 49 *Vista frontal de la cámara de secado. Charolas, baffles y bastidores dentro de la cámara de secado (izquierda), Vista isométrica de la cámara de secado ensamblada con el intercambiador de calor de tubos aletados y el ventilador centrífugo (derecha) (Garduño Rodríguez, 2018)* 76

Fig. 50 *Diagrama de tuberías e instrumentación de deshidratador geotérmico de flujo vertical (DGA-FV) (Garduño Rodríguez, 2018)* 77

Fig. 51 *Esquemas de circulación del flujo en los elementos* 90



Fig. 52 Esquema para el cálculo de los coeficientes de pérdidas de entrada y de salida de los tubos, (1) Cabezal distribuidor con suministro radial, (2) Cabezal distribuidor con suministro lateral (3) Cabezal colector con salida lateral, (4) Cabezal colector con salida radial desacoplada del fluido de trabajo en la zona activa 91

Fig. 53 Ducto de sección transversal rectangular 95

Fig. 54 Distribución de la transferencia de calor a través de las paredes de aluminio y aislante como una pared plana unidimensional (arriba) y circuito térmico equivalente (abajo) 96

Fig. 55 Carta psicométrica para altitud de 2250 metros 101

Fig. 56 Diagrama de tuberías e instrumentación de deshidratador geotérmico de alimentos de flujo vertical (DGA-FV) 102

Fig. 57 Charolas numeradas en la cámara de secado en las pruebas: Jitomate (izquierda), Mango, Zanahoria y Papaya (derecha) (Garduño Rodríguez, 2018) 109

Fig. 58 Captura con cámara termográfica del equipo estabilizado al inicio del proceso de deshidratado . 118

Fig. 59 Captura termográfica de intercambiador de calor de tubos aletados 118

Fig. 60 Capturas con cámara termográfica del proceso dentro de la cámara de secado con valores máximo,mínimo y promedio de temperatura. (a) Primera hora de proceso,(b) Segunda hora de proceso ,(c)Tercer hora de proceso (d) Cuarta hora de proceso, (e) Quinta hora de proceso 119

Fig. 61 Capturas con cámara termográfica del proceso de deshidratado de jitomate en la charola 1 120

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Clasificación de secadores directos e indirectos 26

Tabla 2 Recursos de baja, intermedia y alta entalpía 31

Tabla 3 Aplicaciones de recursos geotérmicos de baja entalpía (Lund, Direct uses of geothermal energy Worldwide & Mexico, 2017) 34

Tabla 4 Campos geotérmicos de mayor producción eléctrica en México..... 36

Tabla 5 Resistencia térmica de contacto para (a) interfaces metálicas en condiciones de vacío, y (b) interfaz de aluminio (rugosidad de la superficie de $10 \mu\text{m} \times 105 \text{ N/m}^2$) con diferentes fluidos de interfaz (Incropera & De Witt, 1999)..... 44

Tabla 6 Valores expresados en carta psicrométrica (Hernández Goribar, 1984) 58

Tabla 7 Condiciones de operación y características para el equipo 79

Tabla 8 Condiciones del aire para el diseño del intercambiador de calor de tubos aletados y la cámara de secado..... 80

Tabla 9 Propiedades físicas del agua para Pf y T 81

Tabla 10 Propiedades físicas del aire para P aire y ϑ 81

Tabla 11 Coeficientes de pérdida de entrada 92

Tabla 12 Coeficiente de pérdidas de salida 92

Tabla 13 Coeficientes de pérdidas por los cambios de dirección (codos) ζ_{cd} 92

Tabla 14 Coeficiente B que considera la pérdida de presión en el cabezal 93



Tabla 15 <i>Humedades relativas, Temperaturas del aire y agua</i>	105
Tabla 16 <i>Humedades absolutas y entalpías del aire, calor del aire teórico y real, calor de proceso y calor del calentador</i>	105
Tabla 17 <i>Formato de llenado para curvas de secado</i>	107

LISTA DE GRÁFICAS

Gráfica 1 <i>Aplicaciones industriales de la geotermia según su rango de temperaturas (Lund, Direct uses of geothermal energy Worldwide & Mexico, 2017)</i>	35
Gráfica 2 <i>Cambios suaves progresivos, en función del ángulo bajo el que se produce la transición de secciones (Soler & Palau)</i>	99
Gráfica 3 <i>Curva de secado del jitomate</i>	110
Gráfica 4 <i>Velocidad de secado vs Contenido de humedad en base seca del jitomate</i>	110
Gráfica 5 <i>Curva de secado del mango</i>	111
Gráfica 6 <i>Velocidad de secado vs Contenido de humedad en base seca del mango</i>	111
Gráfica 7 <i>Curva de secado de la zanahoria</i>	112
Gráfica 8 <i>Velocidad de secado vs. Contenido de humedad en base seca de la zanahoria</i>	112
Gráfica 9 <i>Curva de secado de la papaya</i>	113
Gráfica 10 <i>Velocidad de secado vs. Contenido de humedad en base seca de la papaya</i>	113
Gráfica 11 <i>Curvas de secado vs. Tiempo conjuntas de mango, zanahoria y papaya</i>	114
Gráfica 12 <i>Velocidades de secado vs. Contenidos de humedad en base seca conjuntas de mango, zanahoria y papaya</i>	114
Gráfica 13 <i>Eficiencias vs. Tiempo de la prueba de deshidratado de jitomate</i>	115
Gráfica 14 <i>Eficiencias vs. Tiempo de la prueba de deshidratado de mango</i>	116
Gráfica 15 <i>Eficiencias vs. Tiempo de la prueba de deshidratado de zanahoria</i>	116
Gráfica 16 <i>Eficiencias vs. Tiempo de la prueba de deshidratado de papaya</i>	117



INTRODUCCIÓN

Algo que se vive en la actualidad es la falta de alimentos en muchas regiones del mundo y la problemática del calentamiento global. Se ha querido dar una transición al uso de energías alternas para reducir la contaminación generada por hidrocarburos, sin embargo la tecnología para su aprovechamiento sigue siendo limitada comparada con la gran cantidad de aplicaciones con productos fósiles a la cual estamos habituados. Entre las fuentes de energía que pueden suplir ciertas funciones que sólo destinamos al uso de combustibles fósiles se encuentran las energías eólica, mareomotriz, solar, hidráulica biomasa y geotérmica.

La energía geotérmica nos ofrece la posibilidad de generar electricidad, el acondicionamiento de espacios y distritos, aplicaciones para la industria primaria y secundaria, bombas de calor, etc. Sin embargo se busca el aprovechamiento de los recursos de baja entalpía para este proyecto, específicamente para el deshidratado de alimentos y su almacenamiento libre de conservadores.

Para ello es necesario conocer las condiciones en las que se encuentra el medio que transfiere calor, generar un método para la resolución de la problemática del aprovechamiento del recurso, investigar sobre los diferentes tipos de secadores existentes (distribución del flujo y calor, configuraciones geométricas, fuente de energía, etc.) y acerca de los requerimientos para el secado de alimentos.

La importancia de los intercambiadores de calor para la transferencia de energía térmica al aire para el proceso de secado convectivo, si se opta por su implementación en un deshidratador, refiere un conocimiento de los mecanismos de transferencia de calor y de su aplicación para el diseño del equipo.

En este trabajo se pretende mostrar un proceso para el diseño de un deshidratador de alimentos, que aproveche la energía geotérmica. La peculiaridad de este diseño es la distribución vertical del flujo de aire, por lo que se requirió de la simulación en computadora de la cámara de secado para su validación de diseño, una metodología experimental y de cálculo para la caracterización de esta propuesta de diseño. Las pruebas fueron realizadas con la finalidad de demostrar la fiabilidad del proceso en este equipo, y un análisis del deshidratado en cada alimento probado ayuda a comprender la necesidad de las etapas de investigación, diseño y cálculo del equipo.



OBJETIVOS

General:

Realizar el diseño térmico y cálculo de la cámara de secado e intercambiador de calor para un deshidratador geotérmico de alimentos de flujo vertical, así como también la metodología experimental para su implementación en campos con recursos geotérmicos de baja entalpía.

Particulares:

- Realizar la propuesta y diseño para la construcción de un deshidratador geotérmico de alimentos de flujo vertical
- Hacer el cálculo requerido para determinar la carga térmica, flujos, cantidad de tubos, arreglo y dimensiones del intercambiador de calor de tubos aletados
- Hacer el cálculo requerido para determinar la carga térmica, flujos y dimensiones de la cámara de secado
- Implementar una metodología experimental para la caracterización del equipo
- Realizar pruebas de deshidratado

NOMENCLATURA

%H.R. - Humedad relativa del aire, [%];

a - ancho del conducto, [m];

A - Superficie calculada externa del intercambiador de calor, [m²];

A int - Superficie interna de intercambio de calor, [m²];

A sost - Superficie del tubo que sostiene las aletas, [m²];

A total - Superficie total externa de intercambio de calor de las secciones aletadas de los tubos, definida como la diferencia entre la superficie de intercambio de calor calculada A y la superficie de las secciones sin aletas (codos, zonas de conexión) AT, [m²];

a' - Ancho interno de la cámara de secado, [m];

A1 - Área de la carcasa interna de la cámara de secado, [m²];

A2 - Área del aislante de la cámara de secado, [m²];

A3 - Área de la superficie interna de la carcasa externa de la cámara de secado, [m²];



- A4 - Área de la superficie externa de la carcasa externa de la cámara de secado, [m²];
- Aa- Superficie de intercambio de calor de las aletas, [m²];
- Ar - Área real de superficie de calor, [m²];
- AT - Parte de la superficie de intercambio de calor que no está ocupada por las aletas, [m²];
- axbxc - Dimensiones del conducto para el flujo de aire, [m];
- b - altura del conducto, [m];
- b' - Altura interna de la cámara de secado, [°C];
- c - Profundidad del conducto de aire, [m];
- C_{tem} - Factor de corrección evaluado con la temperatura media de la superficie interna del tubo T_w;
- C_p agua - Calor específico del agua, [kJ/(kg*K)];
- C_q - Coeficiente en la ecuación de similitud para la convección;
- C_r - Coeficiente en la ecuación de similitud para la resistencia aerodinámica;
- C_z - Factor de corrección que considera el número de filas de tubos en el banco en la dirección de los gases;
- D - Diámetro del aletado, [m];
- d - Diámetro externo del tubo, [m];
- d_{cab} - Diámetro del cabezal, [m];
- d_{int} - Diámetro interno del tubo, [m];
- d_{rel} - Diámetro relativo del tubo aletado, [m];
- E - Eficiencia de humidificación del aire, [%];
- E - Eficiencia teórica de la aleta, [%];
- F - Área mínima para el paso del aire, [m²];
- h - Coeficiente de convección, respecto a la superficie de intercambio de calor que se calcula, [W/(m²*K)];
- h - Entalpía del aire, [kJ/kg];
- h_{rel} - Coeficiente de convección relativo, [W/(m²*K)];
- h₂ - Coeficiente de convección de la pared hacia el fluido interno, [W/(m²*K)];



- h_c - Coeficiente de convección , $[W/(m^2 \cdot K)]$
- $l'A$ - Altura relativa de la aleta, [m];
- l_A - Altura de aleta, [m];
- k - Conductividad térmica, $[W/m \cdot K]$;
- k - Conductividad térmica del fluido de trabajo, $[W/(m^2 \cdot K)]$;
- k_A - Conductividad térmica del metal de las aletas , $[W/(m^2 \cdot K)]$;
- k_T - Conductividad térmica del metal de los tubos , $[W/(m^2 \cdot K)]$;
- L - Largo de la cámara de secado propuesta, [m];
- l_{al} - Longitud de la sección aletada del tubo, [m];
- l_{sc} - Longitud de los tubos en los límites del conducto de aire, [m];
- m - Parámetro de la aleta, $[1/m]$;
- \dot{m}_{agua} - Flujo másico de agua , $[kg/s]$
- \dot{m}_{aire} - Flujo másico de aire , $[kg/s]$;
- N - Velocidad de secado , $[g \text{ agua}/h]$;
- n_x - Número de vueltas de los serpentines ;
- $P_{\text{aire}}=P_1$ - Presión del aire a la entrada del intercambiador, [MPa];
- P_f - Presión del agua a la entrada del intercambiador, [MPa];
- Pr - Número de Prandtl ;
- P_t - Pérdida de carga en la campana difusora, [Pa];
- Q - Calor disponible para el deshidratador, [kW];
- $Q_{\text{aire real}}$ - Calor real transferido al aire, [W];
- $Q_{\text{aire teórico}}$ - Calor teórico transferido al aire, [W];
- $Q_{\text{cal.}}$ - Calor suministrado por el calentador, [W];
- $q_{\text{perd.}}$ - Pérdida de calor, [W];
- $Q_{\text{proc.}}$ - Calor ocupado en el proceso de la cámara de secado, [W];



Q_{sum} - Potencia eléctrica suministrada, [W];

R - Radio del codo, [m];

R_{tot} - Resistencia térmica total, [m^2];

Re - Número de Reynolds;

R_{tc} - Resistencia térmica de contacto, [$m^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$];

$s'2$ - Paso diagonal entre tubos, [m];

$s1$ - Paso transversal entre tubos, [m];

$s2$ - Paso longitudinal entre tubos, [m];

sA - Paso entre aletas, [m];

\bar{T} - Temperatura media del agua en el intercambiador, [$^\circ\text{C}$];

$T1=T'$ - Temperatura del agua de enfriamiento a la entrada del intercambiador, [$^\circ\text{C}$];

T_c - Temperatura bulbo húmedo, [$^\circ\text{C}$];

T_{mi} - Temperatura de entrada del aire a la cámara de secado, [$^\circ\text{C}$];

T_{mo} - Temperatura de salida del aire de la cámara de secado, [$^\circ\text{C}$];

T_s - Temperatura en la superficie de la cámara de secado, [$^\circ\text{C}$];

U - Coeficiente global de transferencia de calor, [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$];

u_f - Velocidad del agua, [m/s];

u_g - Velocidad del aire, [m/s];

v - Volumen específico, [m^3/kg];

\dot{V}_{agua} - Flujo volumétrico del agua, [m^3/min];

\dot{V}_{aire} - Flujo volumétrico de aire, [m^3/min];

W - Humedad absoluta, [g vapor/kg aire seco];

w_{bomba} - Potencia eléctrica de la bomba recirculadora, [W];

$w_{\text{vent.}}$ - Potencia eléctrica del ventilador centrífugo, [W];

W^* - Humedad absoluta de bulbo húmedo, [g vapor /kg aire seco];



X - Parámetro de forma del banco de tubos;

X seca - Contenido de humedad base seca, [kg agua/kg sólidos];

z - Cantidad de tubos en el banco;

z' - Número real de tubos aletados en el intercambiador ;

z1 - Número de tubos en la fila transversal del banco;

z2 - Cantidad de filas de tubos en el banco en la dirección de los gases;

zp - Número de tubos conectados paralelamente;

$\delta''f$ - Espesor de pared del tubo interno ,[m];

δA - Espesor medio de la aleta , [m];

ΔH - Resistencia aerodinámica de los bancos de tubos expuestos a un flujo transversal, [Pa];

ΔP serp - Caída de presión en serpentines, [Pa];

ΔT - Diferencia de temperaturas, [°C];

ζ_{ent} - Coeficiente de pérdidas del cabezal de entrada ;

ζ_{sal} - Coeficiente de pérdidas del cabezal de salida;

ζ_{cd} - Coeficiente de pérdidas en codos ;

ζ_o -Coeficiente de resistencia de una fila de tubos del banco;

η_{global} - Eficiencia global del equipo ,[%];

$\eta_{I.C.T.A.}$ - Eficiencia del intercambiador de calor de tubos aletados , [%];

$\eta_{proceso}$ - Eficiencia de proceso ,[%];

$\bar{\vartheta}$ - Temperatura media del aire en el intercambiador, [°C];

$\vartheta' = T_{amb}$ -Temperatura de aire a la entrada del intercambiador, [°C];

$\vartheta'' = T_{desh}$ -Temperatura del aire a la salida del intercambiador, [°C];

μ - Viscosidad dinámica del fluido de trabajo, [Pa*s];

ν - Viscosidad cinemática, [m²/s];

ξ - Rugosidad de la tubería, [m];



ρ - Densidad del agua, [kg/m³];

$\sigma'2$ - Paso diagonal relativo entre tubos;

$\sigma1$ - Paso transversal relativo entre tubos;

$\sigma2$ - Paso longitudinal relativo entre tubos;

φ_{rel} - Parámetro del banco de tubos;

ψ_A - Coeficiente de aletado (relación entre la superficie total externa y la superficie total de los tubos sin considerar las aletas);

ψ_E - Factor de corrección para el coeficiente de eficiencia teórica de la aleta;



Capítulo 1. INTERCAMBIADORES DE CALOR, DESHIDRATADORES Y ENERGÍA GEOTÉRMICA

En este capítulo se da una breve reseña histórica de los usos de intercambiadores de calor para el acondicionamiento de espacios, baños e inclusive un sistema de incubación de huevos. Todo esto antes de saber los beneficios industriales que se le podía dar a esta clase de equipo. Se ejemplifican con algunos modelos de uso común en la industria actual.

Entre las configuraciones que se exponen están los arreglos de flujo cruzado, contraflujo y paralelo. Los arreglos para intercambiadores de tubos y coraza (de paso simple y paso múltiple), los intercambiadores compactos y de tubo aletado, y las configuraciones de las aletas más comunes.

El uso de deshidratadores es algo relativamente moderno, sin embargo la necesidad de secar alimentos como granos o carnes ha hecho que el ser humano generase métodos para su obtención. Por lo que, de la necesidad tecnológica, surgen distintos tipos de secadores los cuales se clasifican principalmente como: secadores directos, indirectos e infrarrojos. De algunas configuraciones existentes se han producido deshidratadores con energías renovables, algunos ejemplos de ellos son de energía solar, solar combinada (térmico- fotovoltaico) y geotérmica.

Los recursos geotérmicos se encuentran a una cierta profundidad de la tierra, por lo cual para su formación se requieren de ciertas condiciones de suelo y filtración para la creación de los yacimientos. Los recursos geotérmicos se clasifican según sus rangos de temperaturas y el tipo de roca del yacimiento.

Los usos directos de la energía geotérmica se ven ligados principalmente a la entalpía en la que se clasifica (baja, intermedia o alta). Para el uso directo de recurso de baja entalpía se tiene:

- Albergas, spas y balneología
- Acondicionamiento de espacios y distritos
- Invernaderos y Piscicultura
- Industrial
- Bombas de calor

El potencial que México ha tenido en la geotermia para la generación de electricidad se ha concentrado en 4 puntos que en total generan 1017.4 MW de capacidad instalada (Lund, Direct uses of geothermal energy Worldwide & Mexico, 2017).

1.1 Historia de los intercambiadores de calor y sus usos

El uso de intercambiadores de calor en la historia está desde tiempos inmemoriales, un ejemplo simple es el uso de ollas y hornos. La manera de entender cómo funcionan es recordando los tres mecanismos de transferencia de calor (conducción, convección y radiación).

Las ollas transfieren calor por medio de su superficie por el mecanismo de conducción, en los hornos se presenta que el fuego aumenta la temperatura del horno por medio del aire que calienta (mecanismo de convección), que a su vez este aire caliente aumenta la temperatura de la superficie del alimento que va a cocerse hasta que prácticamente todo el alimento adquiere la misma temperatura del aire (mecanismo de conducción). Actualmente los hornos llegan a mezclar los tres mecanismos de transferencia de calor para la cocción de alimentos.



Fig. 1 Representación pictográfica de un temazcal en el códice Magliabechiano ("El temazcal arqueológico", Revista Arqueología Mexicana núm. 74, pp.52-53)

A principios de la historia los primeros intercambiadores de calor conocidos para el uso doméstico eran simples rocas puestas al fuego. Las rocas almacenaban el calor del fuego y ser movidas a una cabaña o una pequeña tienda para calentar el interior sin el peligro de incendiarla. El calor que se pierde de las rocas calientes es el que calentaría el interior de la residencia. Tal es el caso de los temazcales utilizados en Mesoamérica por los indígenas antes de la llegada de los españoles (El temazcal. El baño de vapor prehispánico)

El primer calentador central para hogares fue inventado por los romanos, aunque se cree que hay evidencia de que los indios habían desarrollado tecnología hipocáustica (calentamiento de espacios por medio del calentamiento del suelo) 2 mil años antes que los romanos (ScottTech, 2016)

Este sistema es conocido como piso hidrónico, este sistema de calefacción consiste en colocar tubos en el interior de la superficie del suelo de una casa o edificio y hacer circular agua caliente o humo caliente al interior de unos tubos o placas de cemento instaladas debajo del piso. De esta forma se calienta el piso y éste a su vez calienta el aire dentro del cuarto

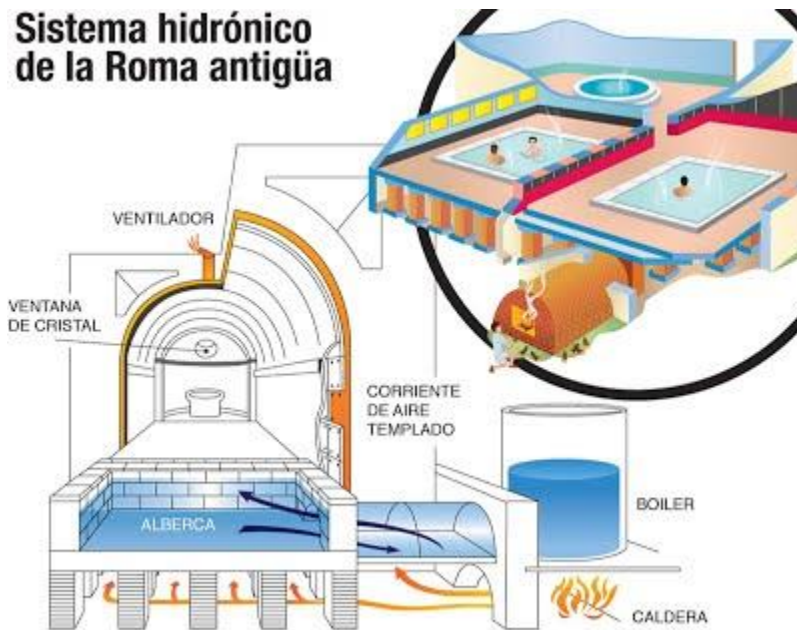


Fig. 2 Sistema de piso hidrónico inventado por los romanos (ScottTech, 2016)

Los coreanos utilizaban una tecnología llamada calentamiento Ondol por los últimos mil años. Con los calentadores Ondol el aire caliente y humo serían canalizados del fuego de la madera utilizado para cocinar hacia dentro de tubos que corren bajo los pisos de los edificios. Después de aproximadamente 1700 años o más de la tecnología hipocáustica un francés llamado Jean Simon Bonnemain usó un sistema de agua caliente para la incubación de huevos de gallina, mientras que en los años 1800's el marqués de Chabannes utilizó una tecnología similar para calentar un tipo de invernadero para el crecimiento de uvas.

Después en 1829 los hermanos Price introdujeron un sistema de agua caliente y vapor para el calentamiento de hogares en Inglaterra. La próxima mitad de este siglo los intercambiadores de calor para agua caliente y vapor podrían revolucionar el mundo.

Los equipos de transferencia de calor deben de ser designado tanto por el tipo que son hasta por la función que desempeñan, ya que pueden ser chillers, condensadores, enfriadores, evaporadores, etc.

Los factores que son importantes considerar para la elección de algún tipo de intercambiador de calor son las diferentes temperaturas entre el fluido interno del intercambiador y el fluido externo al cuál se le suministra o retira calor, las presiones a los que van sujetos los fluidos interno y externo (presiones de diseño), las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos (temperaturas de diseño), la suciedad natural de los fluidos que pueden generar incrustaciones, la dinámica que los fluidos presenten y la función que deba cumplir el intercambiador. En este sentido podemos decir que para su fabricación se requiere de dos partes, las cuales son el diseño mecánico y el diseño térmico.

El diseño térmico considera las características mencionadas anteriormente y da como resultado el interdimensionado del equipo. El diseño mecánico parte del análisis hecho en el diseño mecánico para la determinación de las longitudes y cantidad de material, espesores de pared y material que soporten los esfuerzos mecánicos de presión a los que se encuentren sujetos.

Para el diseño mecánico de intercambiadores de calor se usa normalmente el Código ASME sección VIII, división 1 (Diseño y construcción e inspección de tanques y recipiente a presión) aunque últimamente los códigos TEMA (standars of the tubular exchanger manufacturers association) han ido complementando al código ASME (Flores Saucedo, 2015).

Sus usos que se le dan a los intercambiadores de calor en la industria son múltiples , por mencionar algunas están: Industria Química ,Industria Farmacéutica , Industria Alimentaria , Industria Petroquímica , Calefacción y Refrigeración ,Industria Automotriz, Industria Metalúrgica , Enfriamiento de Transformadores Eléctricos, Generadores de vapor ;Industria Energética y Energías Renovables.

Entre las aplicaciones más comunes se encuentran el calentamiento, ventilación, sistemas de acondicionamiento, radiadores de máquinas de combustión interna, calderas, condensadores, y precalentamiento o enfriadores de fluidos (Saunders).

Una explicación de estas aplicaciones pueden ser las siguientes cuatro (Jaramillo Salgado, 2007):

- **Precalentador:** En los sistemas de vapor de gran escala es necesario obtener grandes temperaturas, por lo que el fluido debe ser precalentado por etapas, esto se hace para evitar un choque térmico en los componentes internos del precalentador. Al entrar el vapor al intercambiador y fluir alrededor de los tubos, transfiere su energía térmica y se condensa, esto quiere decir que cede tanto su calor sensible como su calor latente al agua de alimentación que irá aumentando su temperatura hasta llegar a la salida del precalentador.

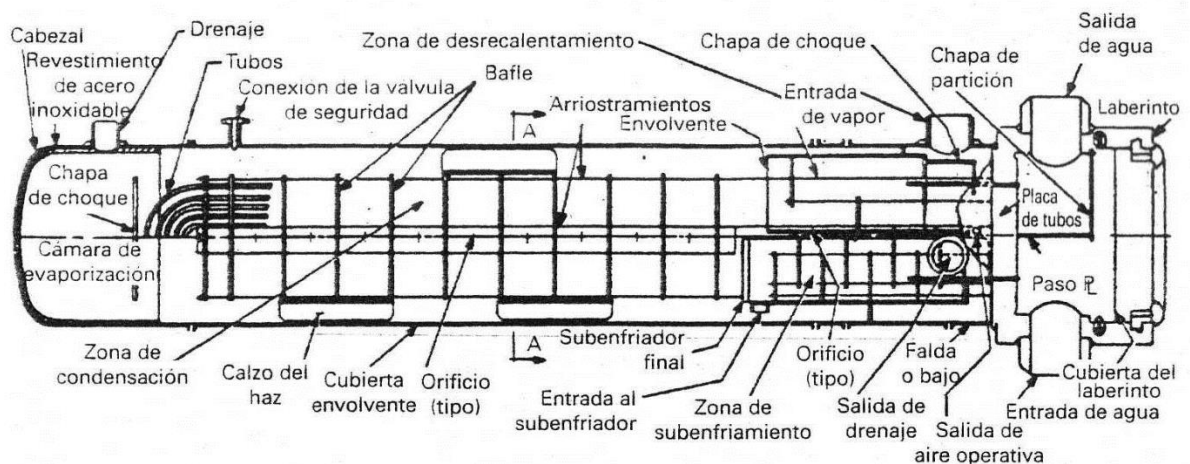


Fig. 3 *Precalentador con agua de alimentación y tubos en U*

- Radiador: Se trata de un intercambiador de calor aire /líquido ,comúnmente utilizado en automóviles, su funcionamiento se debe a que el líquido refrigerante absorbe calor y fluye a través de un sistema de serpentines que tiene el radiador ,mientras es enfriado a su paso por una corriente de aire para reducir la temperatura del líquido refrigerante.

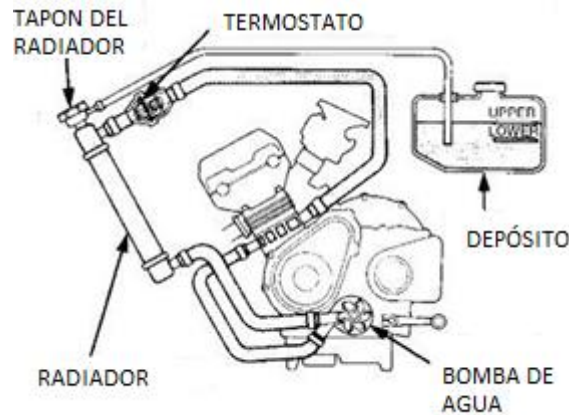


Fig. 4 Diagrama de funcionamiento de un radiador para un motor de combustión interna

- Aire acondicionado, evaporador y condensador: En los sistemas de aire acondicionado se cuenta con dos intercambiadores de calor llamados evaporador y condensador; cuando el refrigerante requiere expandirse y absorber calor del medio A, el cual tiene una temperatura mayor que la del refrigerante, tiene que pasar por el evaporador. Una vez hecho este paso será necesario mandar el calor absorbido a un medio B, con una temperatura menor a la del refrigerante, para ello debe pasar por el condensador para volver a un estado líquido y reducir su temperatura.

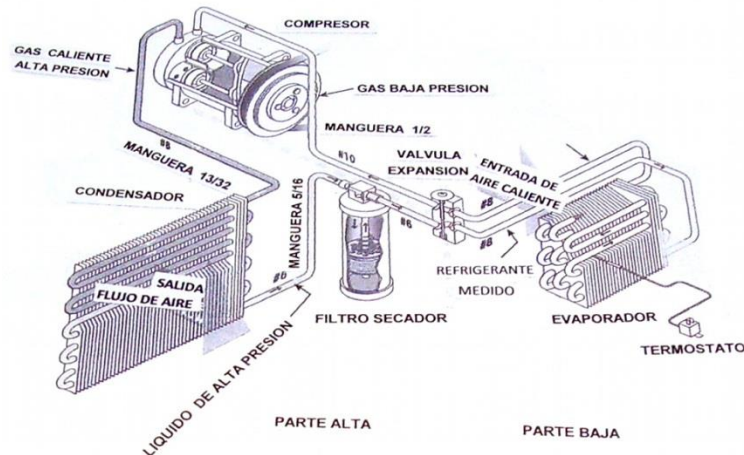


Fig. 5 Esquema de un circuito de aire acondicionado (Límitada, 2018)

- Condensador de vapor: El propósito de un condensador es remover el calor latente de vaporización y condensar el vapor a líquido con el fin de devolver el vapor condensado a una bomba que lo reinyectará a una caldera. Utilizado en ciclos termodinámicos de vapor de agua.

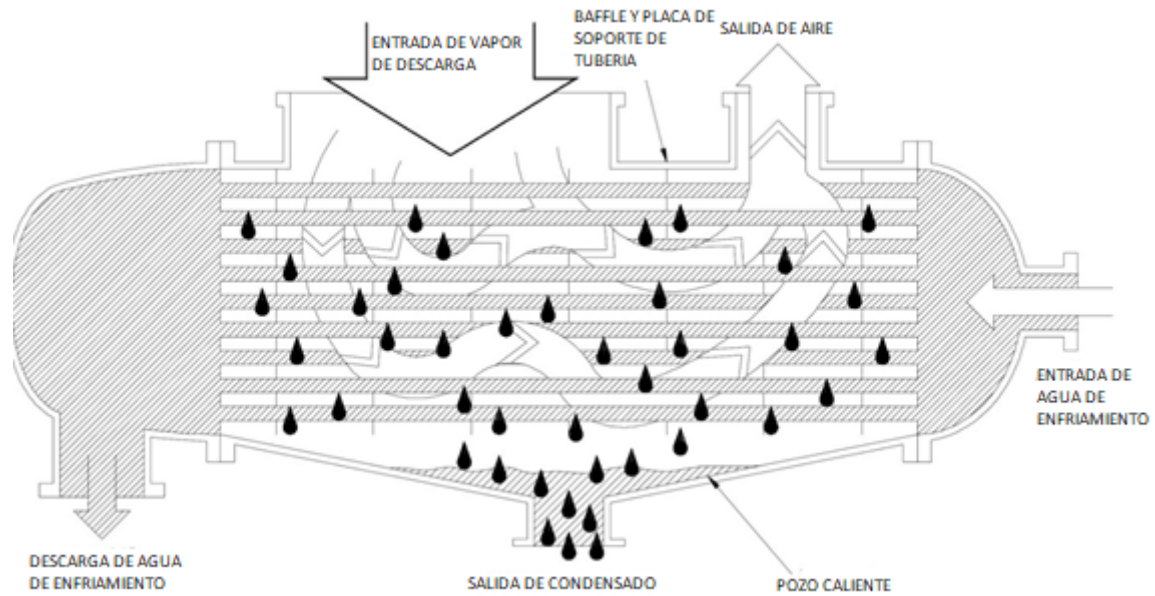


Fig. 6 Condensador de vapor de un solo paso (Jaramillo Salgado, 2007)

1.2 Tipos de intercambiadores de calor y configuraciones

Los intercambiadores de calor se clasifican de acuerdo con el arreglo del flujo y el tipo de construcción. La manera más simple es en la que un fluido caliente y otro frío se mueven en la misma dirección o en direcciones opuestas por tubos concéntricos

El arreglo de flujos en paralelo es cuando ambos fluidos caliente y frío circulan por el mismo extremo inicial hacia la misma dirección y salen por el mismo extremo final (Jaramillo Salgado, 2007)

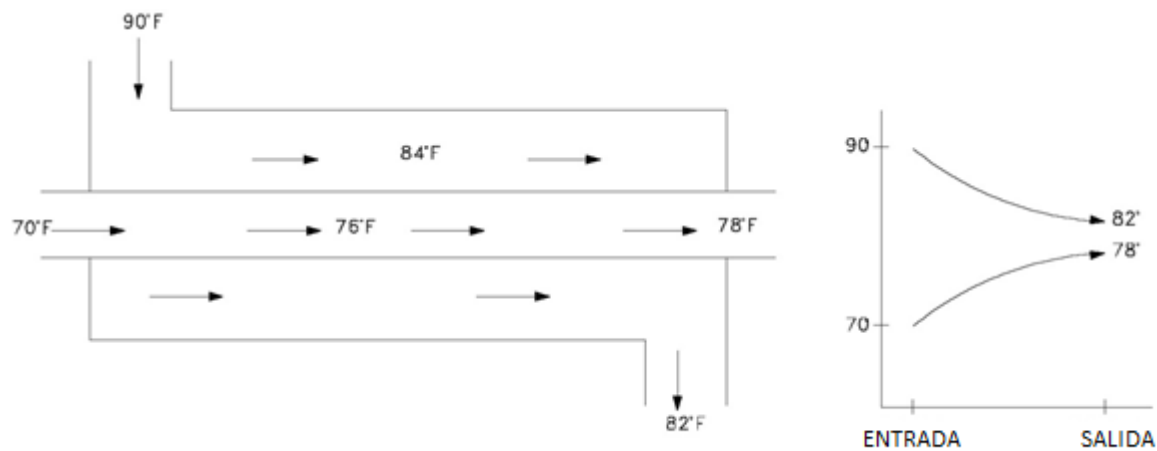


Fig. 7 Distribución de flujo en paralelo

En el arreglo de contraflujo los fluidos entran por extremos opuestos, fluyen en direcciones opuestas, y salen por extremos opuestos.

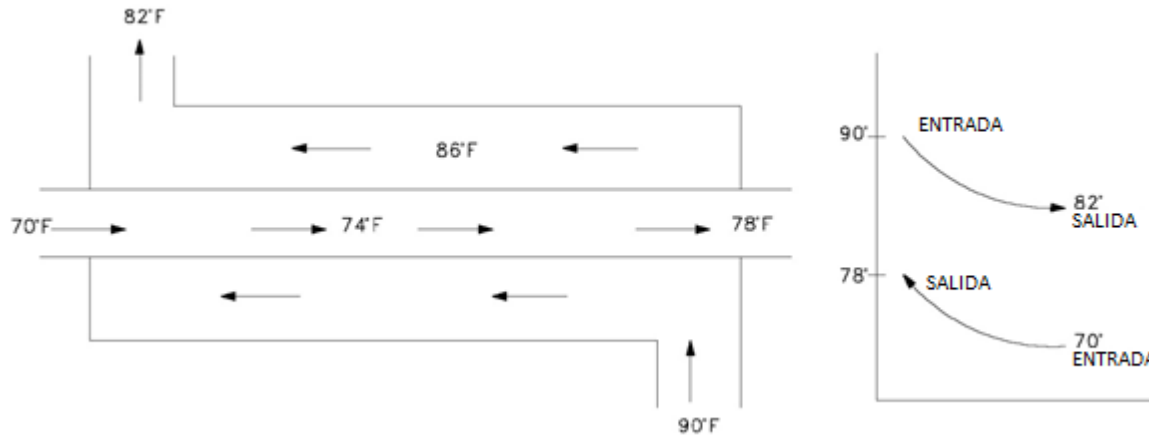


Fig. 8 Distribución en contraflujo

El arreglo de flujos cruzados es cuando ambos son perpendiculares entre sí, se muestra mediante intercambiadores de calor tubulares con aletas y sin aletas, las dos configuraciones difieren según el fluido que se mueve sobre los tubos esté mezclado o no mezclado.

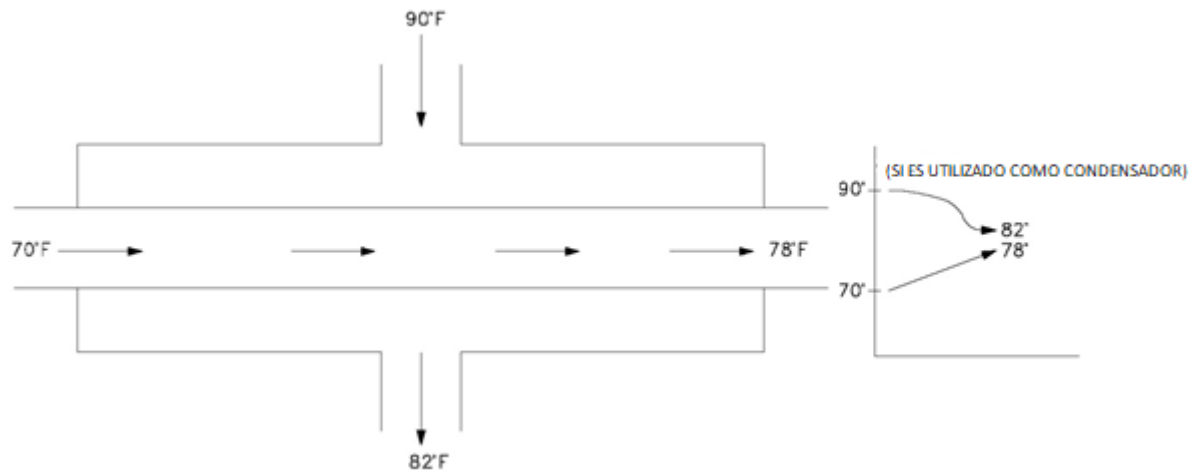


Fig. 9 Distribución de flujo cruzado

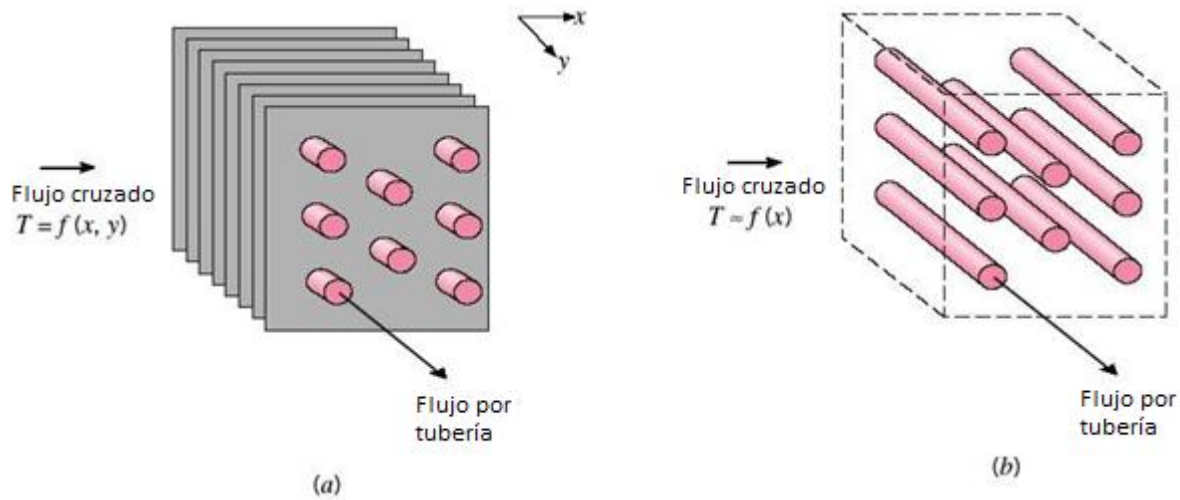


Fig. 10 Distribución de flujo cruzado con construcción (a) con aletas y ambos fluidos sin mezclar (b) sin aletas con un fluido mezclado y el otro sin mezclar (Incropera & De Witt, 1999)

El arreglo de tubos y coraza difiere de acuerdo con el número de pasos en tubos y coraza, la forma más simple es la de un solo paso por tubos y coraza donde normalmente se instalan deflectores para aumentar el coeficiente de convección del fluido del lado de la coraza al inducir turbulencia y una componente de velocidad en el fluido.



Fig. 11 Distribución de flujo cruzado con construcción de tubos y coraza con un solo paso en coraza y con pasos múltiples en coraza (Jaramillo Salgado, 2007).

En el caso de que se requiera conseguir un área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen muy grande ($\frac{m^2}{m^3}$) se utilizan los intercambiadores de calor compactos, utilizan arreglos complejos de tubos y aletas o placas y se usan normalmente cuando uno de los fluidos utilizados es un gas, se caracterizan por tener un coeficiente de convección pequeño. Los tubos pueden ser planos o circulares y las aletas pueden ser de placa o circular. Los intercambiadores de calor de placas paralelas pueden ser con aletas o corrugadas y se pueden usar en modos de operación de un solo paso o multipaso (Incropera & De Witt, 1999).

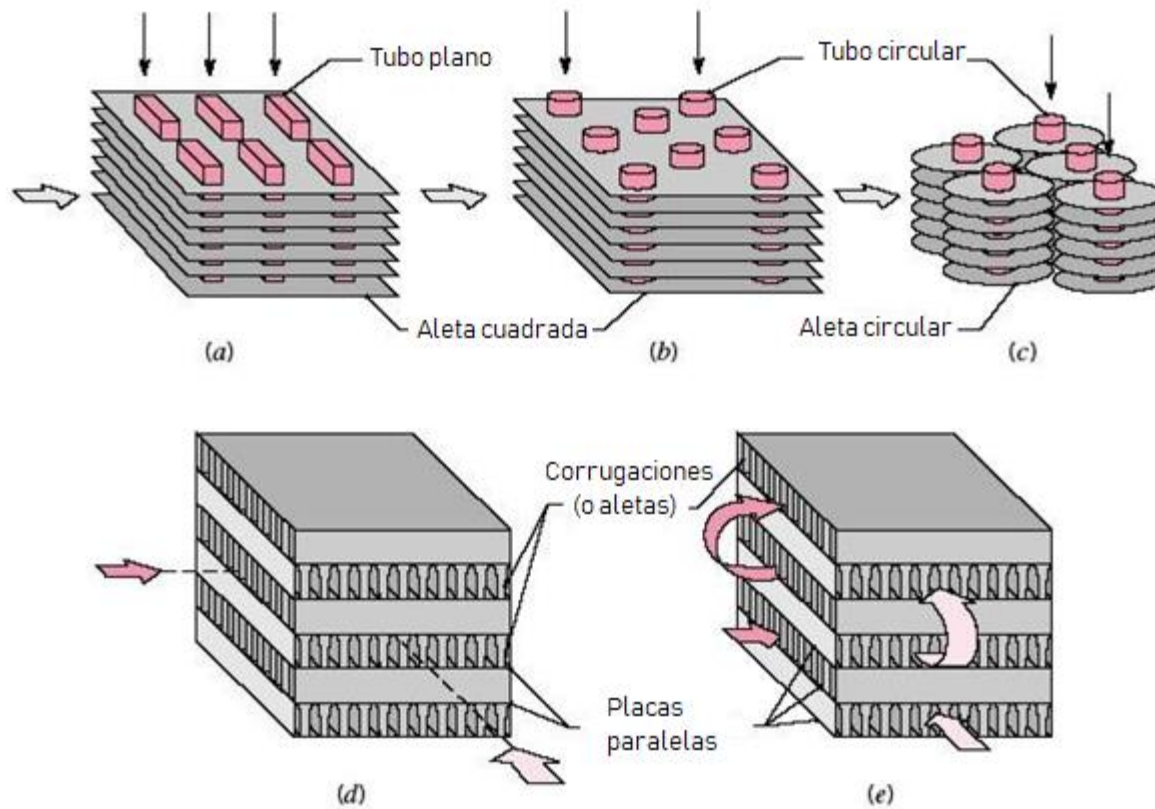


Fig. 12 Cubiertas de intercambiadores de calor compactos (a) Tubo con aletas (tubos planos con aletas de placa continuas). (b) Tubo con aletas (tubos circulares, aletas de placa continua). (c) Tubo con aletas (tubos circulares, aletas circulares). (d) Aletas de placa (un solo paso). (e) Aletas de placa (multipaso) (Incropera & De Witt, 1999).



1.3 Deshidratadores

1.3.1 Historia de los deshidratadores, clasificación y usos

Desde los tiempos antiguos la necesidad del hombre por obtener alimentos ha sido una de sus necesidades primordiales para la existencia de la vida del ser humano en el mundo. Debido a esta necesidad de las cosechas y conservación de alimentos en tiempos de escases se volvió una alternativa; esta clase de preservación se ha utilizado primordialmente en el secado de granos y carnes (infoalimentacion, 2018).

Las civilizaciones que comenzaron el uso de graneros para el almacenamiento de granos se estiman que iniciaron estas actividades en el Neolítico en las regiones de Mesopotamia, el Mar Muerto y el Mediterráneo. Esta actividad representó ser el motor para el inicio de la agricultura.

El método utilizado para el secado de granos constaba en su recolección y su posterior disposición sobre un piso seco, se dejaban secar por la acción del paso del aire y el calor emitido por el sol, una vez que el grano se secaba, se guardaba en los graneros. En el caso de la carne se cortaba en tiras, se salaban y se dejaban secar al sol. Este método, aún utilizado en nuestra época, permite que la carne pierda contenido de agua y no se generen cultivos de bacterias que puedan descomponerla.

Después de varios siglos los métodos para la realización de esta tarea fueron adoptando el uso de tecnología para agilizar el proceso de secado y garantizar una mayor producción de material seco.

Para poder realizar el deshidratado de los alimentos es necesario el uso de secadores. La clasificación de los secadores que se utilizan actualmente son secadores directos, secadores infrarrojos o de calor radiante y secadores indirectos. Aquí una breve explicación del funcionamiento y descripción de cada uno de ellos (no todos los secadores expuestos son utilizados para el deshidratado de alimento)

1. *Secadores directos:* Para que se dé el secado es requerido que los gases calientes hagan un contacto directo con los sólidos húmedos. Los secadores directos se llaman también secadores por convección.
2. *Secadores infrarrojos o de calor radiante:* Su funcionamiento dependen de la generación, transmisión y absorción de rayos infrarrojos, la transferencia de calor entre el equipo y el sólido húmedo se da por medio de radiación. Se consideran como secadores de calor directo.
3. *Secadores indirectos:* El calor utilizado para el secado se transfiere al sólido húmedo a través de una pared de retención. El líquido vaporizado se separa independientemente del medio de calentamiento. La velocidad de secado depende del contacto que se establezca entre el material mojado de las superficies calientes. Los secadores pueden ser por conducción o de contacto.

Secadores directos		Secadores indirectos	
Continuos	Por lote	Continuos	Por lote
<ol style="list-style-type: none"> De bandeja. Los hay de bandejas metálicas continuas, de bandejas vibradoras que emplean gases calientes, los turbo secadores verticales De material dosificado en una capa. Se hace pasar por el secador una capa o lámina continua de material, ya sea como festones o en una lámina tensa y distendida sobre un marco con clavija. De transportador neumático. En este tipo, el secado con la trituración. El material se transporta dentro de gases a alta temperatura y velocidades elevadas hasta un colector de ciclón. Rotatorio. El material se transporta y rocía dentro de un cilindro rotatorio por el que circulan gases calientes. Por aspersion. La alimentación del secador debe poderse atomizar ya sea mediante un disco centrifugo o una boquilla. De circulación directa. El material se mantiene en un tamiz de transporte continuo, mientras se sopla aire caliente a través de él. De túnel. El material colocado en las carretillas se desplaza a través de túneles en contacto con gases calientes. Lecho fluidizado. Los sólidos se fluidifican en un tanque estacionario. También pueden tener serpentines de calor indirectos. 	<ol style="list-style-type: none"> Por lotes de circulación directa. El material se coloca en bandejas con base a través de las cuales sopla aire caliente. De bandeja - compartimiento. El material se coloca en bandejas que pueden o no montarse en carretillas removibles. El aire sopla sobre el material contenido en las bandejas. Lecho fluidizado. Los sólidos se fluidifican en un carro estacionario sobre el cual va montado un filtro de polvo. 	<ol style="list-style-type: none"> De cilindro. Para hojas continuas como papel, celofán, piezas textiles. Por lo regular los cilindros se calientan con vapor y son rotatorios. De tambor. Estos se pueden calentar con vapor o agua caliente. De transportador de tornillo. Aunque estos aparatos son continuos y pueden funcionar al vacío. También es posible recuperar disolventes durante el secado Rotatorios de tubo de vapor. Se puede utilizar vapor o agua caliente. Es factible operar con una ligera presión negativa para permitir recuperar el disolvente durante el secado. De bandejas vibradoras. El calentamiento se logra con vapor o agua caliente. Tipos especiales, como bandejas de tejido continuas que se mueven en contacto estrecho con una planta calentada al vapor. El material que se va a secar reposa sobre la banda y recibe el calor por contacto. 	<ol style="list-style-type: none"> De artesa. Estos pueden operar atmosféricamente o al vacío, y manejan una producción pequeña de casi cualquier forma de sólidos húmedos, es decir líquidos, lechadas, pastas o sólidos granulares. Por congelación. El material se congela antes de secarse. A continuación se efectúa el secado en ese estado al alto vacío. Rotatorios al vacío. El material se agita bajo una cubierta horizontal y estacionaria. No siempre es necesario aplicar vacío. El agitador se puede calentar con vapor además de hacer lo mismo con la cubierta. De bandejas al vacío. El calentamiento se hace por contacto con parrilla caliente con vapor o agua caliente, sobre las cuales se coloca el material. No interviene la agitación.

Tabla 1 Clasificación de secadores directos e indirectos

1.3.2 Deshidratadores con Energías Renovables

Aunque muchos de los procesos de deshidratación utilizados en la industria pueden generarse por medio de la quema de gas natural como en el caso de los silos de secado de café (Universidad Tecnológica de Pereira, 2007), también es posible generar un secado por medio de fuentes de energías renovables. Aquí algunos ejemplos de deshidratadores que funcionan por estos medios.

- Deshidratador solar
- Deshidratador solar combinado (térmico- fotovoltaico)
- Deshidratador geotérmico

Deshidratador solar

Esta clase de deshidratadores son de los más comunes por su sencillez en operación y construcción y por ser relativamente económicos. Su aplicación se ha visto muy utilizada en comunidades donde se puede deshidratar un pequeño porcentaje de la producción agricultora, sin embargo entre sus desventajas están que no se pueden obtener grandes cantidades de producto seco, su operación depende en gran medida de las condiciones del clima y la cantidad del sol durante el día ,por lo que requiere ser girado durante el día para captar la mayor cantidad de él ,el proceso de deshidratado es muy lento y no asegura que toda la humedad de la fruta haya sido retirada para poder ser empacada y conservada.

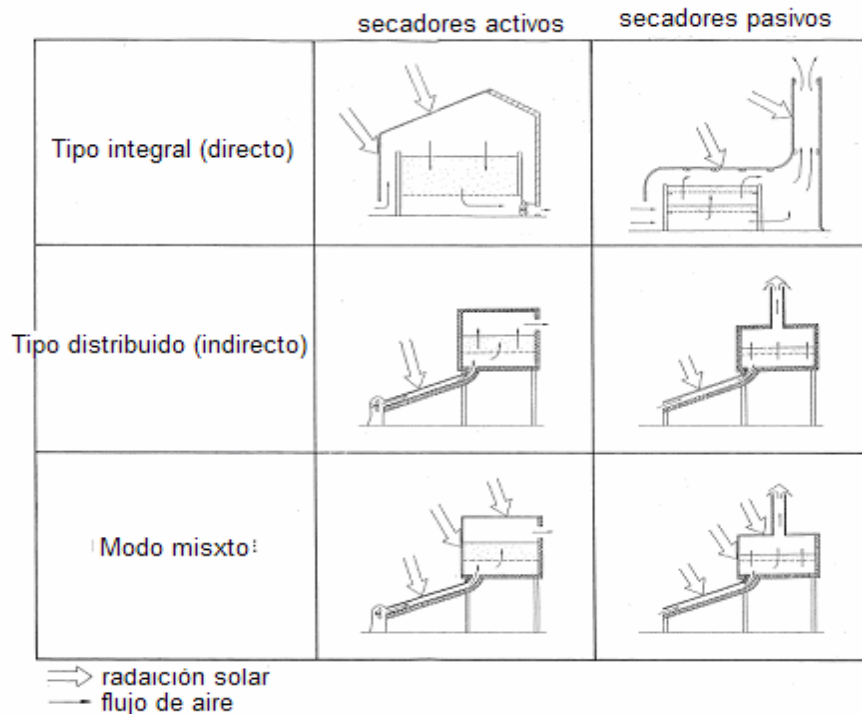


Fig. 13 Secadores solares activos y pasivos (Gama Pérez, 2007).

Los secadores solares pasivos dependen de la energía producida por el sol para calentar el aire que entra en la cámara de secado por acción de las corrientes de viento, no requieren de ventiladores para la acción forzada del aire, por lo que se les denomina de convección natural, entre la variedad de sistemas de secadores solares activos hay: abiertos al sol, de circulación natural tipo distribuido, de circulación natural tipo integral, de circulación natural tipo invernadero, de circulación natural modo mixto y de gabinete.

Los secadores solares activos dependen, sólo parcialmente, de la energía solar. Un típico secador solar activo utiliza solamente la energía solar como fuente de calor pero emplea ventiladores para la circulación forzada de aire. Existe una variedad de secadores solares activos que pueden ser clasificados en: tipo integral, tipo distribuido y secadores de tipo mixto.

Deshidratador solar combinado (térmico-fotovoltaico)

El equipo consiste en un túnel rectangular por el cual se hace circular aire de manera natural o forzada, la alimentación eléctrica se provee por medio de celdas solares que suministran corriente a la bomba de recirculación, ventilador e iluminación.

El sistema de calentamiento del aire se da de manera directa o indirecta. Los captadores solares planos se encargan de captar la energía calorífica de los rayos solares y la mandan a un termo tanque que sirve para mantener trabajando el deshidratador durante la noche, éste se trata del sistema de calentamiento solar indirecto.

Durante el día el calentamiento del aire se da por medio de un sistema de calentamiento solar directo, el aire pasa al interior de los captadores solares planos y de ahí directo al túnel, ya sea de manera natural o forzada (Gama Pérez, 2007).

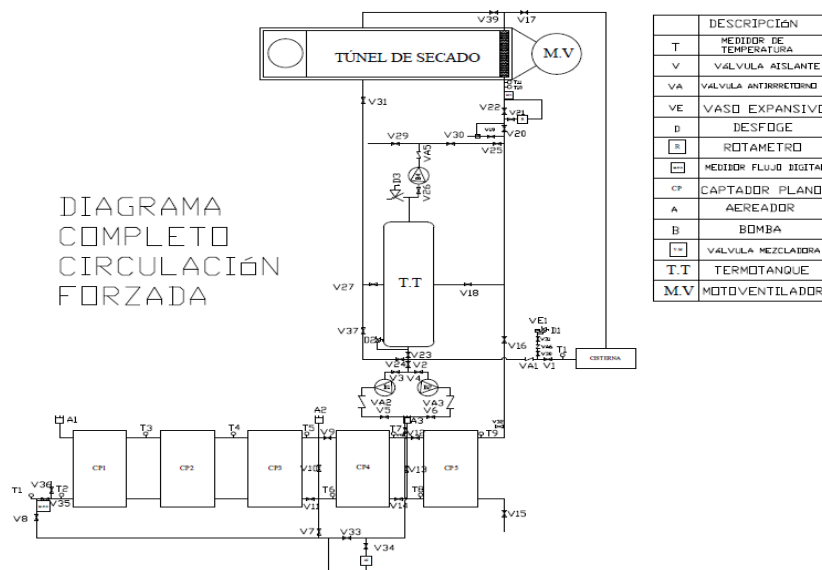


Fig. 14 Diagrama de funcionamiento de deshidratador solar combinado (térmico-fotovoltaico) desarrollado en el CIE (Centro de investigaciones en Energía) (Gama Pérez, 2007)

Deshidratador geotérmico.

Esta clase de deshidratadores funcionan a base de agua extraída de pozos geotérmicos, los cuales pueden enviar agua entre 90 y 120 °C (baja a mediana entalpía). Esta agua contiene altos niveles de sales que pueden corroer las tuberías, por lo cual es necesario el uso de un intercambiador de calor de placas agua-agua para admitir este fluido (como fluido caliente), y el fluido con el que intercambie calor sea agua sin dureza (como fluido frío).

Posteriormente el fluido frío, el cual es movido por una bomba recirculadora dentro de un sistema cerrado, ingresa a un intercambiador de calor agua-aire y es en él donde cede calor al aire que ingresará al deshidratador.

El aire que es calentado al pasar por el intercambiador de calor agua-aire se encarga de retirar el agua concentrada en la fruta a deshidratar al cargarse de un porcentaje de humedad. En la mayoría de los deshidratadores el 90% del aire utilizado se reutiliza para conservar la energía utilizada a la entrada (Lund & Rangel, Pilot Fruit Drier for the Los Azufres Geothermal Field ,Mexico, 1995).

Un porcentaje de la energía utilizada para este proceso debe ser eléctrica para poder mover la bomba y el ventilador, sin embargo una gran parte de la energía otorgada se debe al recurso de agua geotérmica.

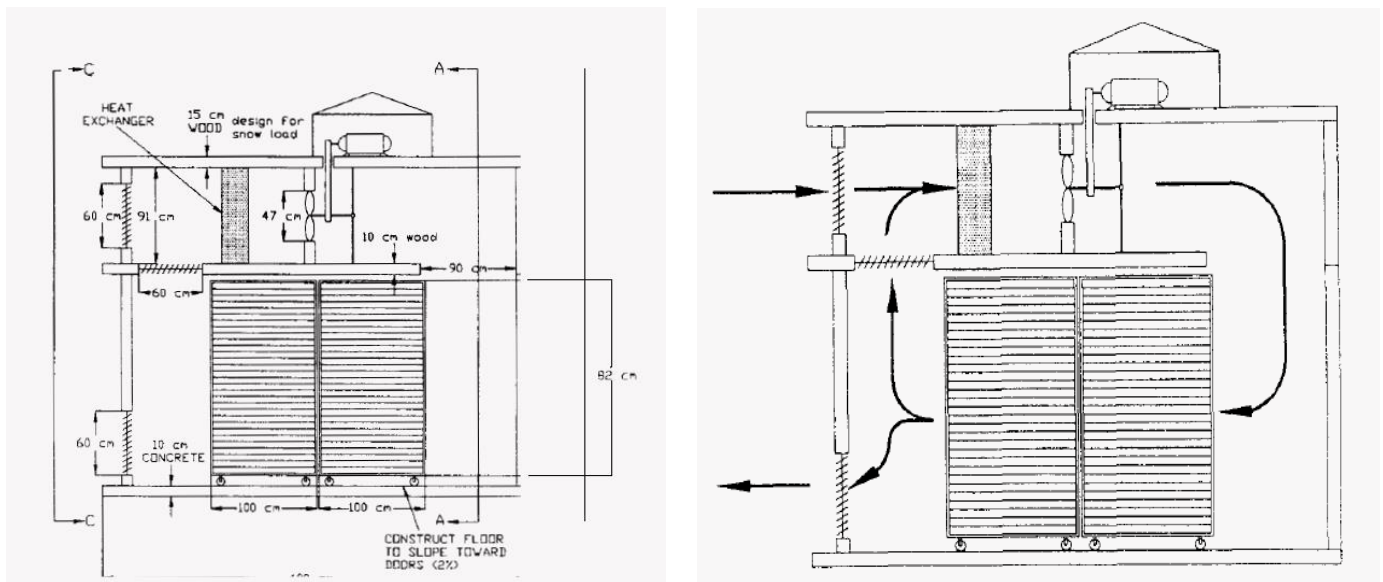


Fig. 15 Dibujo a detalle y dirección del aire en el túnel deshidratador utilizado en Los Azufres, Michoacán. (Lund & Rangel, Pilot Fruit Drier for the Los Azufres Geothermal Field ,Mexico, 1995)

1.4 Geotermia

La energía geotérmica es la que se emite desde el centro de la Tierra hasta la superficie sólida a manera de calor. Mucha de esta energía puede ser aprovechada por medio del calor almacenado en rocas, suelos y aguas subterráneas, cualquiera que sea su temperatura, profundidad y procedencia (Trillo).

El planeta se encuentra conformado por tres capas:

- Corteza: Es la superficie sólida del planeta y tiene una profundidad de entre 30 y 70 km, a esta profundidad las temperaturas pueden ser de aproximadamente 1000 °C
- Manto: La temperatura puede oscilar entre los 1000 °C y 3000 °C, éste se subdivide en manto superior (se encuentra entre la corteza y el manto inferior de 35.5 km a 400 km de profundidad) y el manto inferior (se encuentra entre el manto superior y el núcleo de 670 a 2700-2900 km de profundidad)
- Núcleo: Se estima que tiene un radio de 3500 km y su temperatura puede superar los 6700 °C.

En la corteza se encuentra el recurso geotérmico que puede ser extraído. Son cuatro los requerimientos básicos para la existencia del recurso.

1. Una fuente de calor
2. Rocas adecuadas para abarcar un yacimiento geotérmico
3. Conductos para la circulación de fluidos térmicos y no térmicos
4. Una capa impermeable superpuesta

El proceso por el cual se pueden tener yacimientos geotérmicos es por la filtración de agua (de lluvia o por nieve derretida) por las fracturas hasta llegar a un punto en el que hace contacto con la roca caliente y esta agua se calienta a temperaturas de entre 90 y 350 °C para recursos hidrotermales (Hutter, 2017).

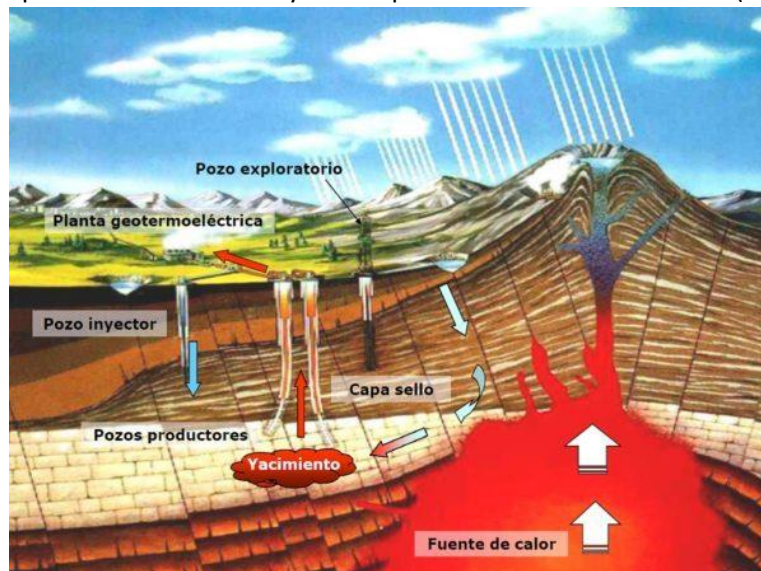


Fig. 16 Creación natural de un yacimiento geotérmico (Esquivel Santana, 2010)

Los tipos de recursos geotérmicos de usos directos se clasifican en:

- Hidrotermales
 - Con dominio de vapor : ~ 240 °C
 - Con dominio de agua caliente:
 - Alta temperatura:150 °C a 350 °C
 - Temperatura intermedia: 90 °C a 150 °C
 - Baja temperatura: < 90°C
- Cuencas sedimentarias: 30°C a 150 °C
- Geo-presurizados:150 °C a 200°C
- Radiogénico: 30°c a 150 °C
- Roca seca caliente: ~ 200°C a ~ 650 °C
- Magmático >600 °C

1.5 Usos directos de la geotermia

Para el uso directo de la energía geotérmica es necesario determinar el contenido energético del fluido y en qué rango se encuentra la entalpía del mismo (alta, media o baja entalpía). La entalpía está estrechamente ligada a la temperatura, presión y calidad de vapor del fluido geotérmico extraído .La siguiente lista muestra su clasificación según el trabajo de cada uno de sus autores:

	Muffler y Cataldi	Micholson	Gunnlaugsson y Axelsson
Recursos de baja entalpía	<90 °C	≤150 °C	≤190 °C
Recursos de entalpía intermedia	90-150 °C	-	-
Recursos de alta entalpía	>150°C	>150 °C	>190 °C


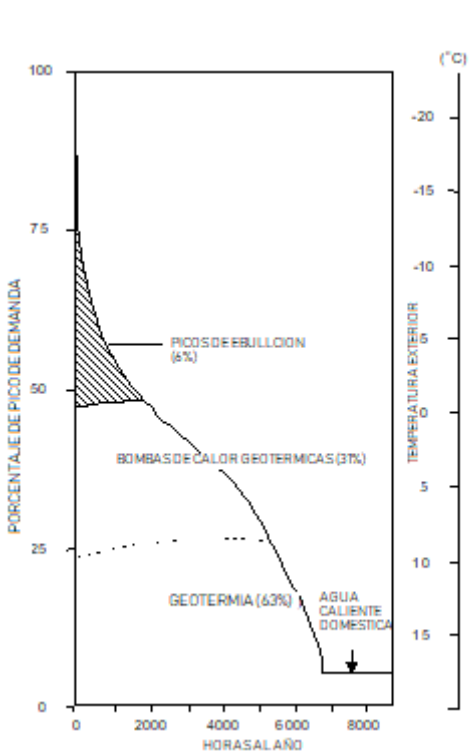
Tabla 2 Recursos de baja, intermedia y alta entalpía

El uso directo de energía geotérmica es básicamente el calentamiento o enfriamiento de un sistema utilizando la energía generada (Lund, Direct uses of geothermal energy Worldwide & Mexico, 2017).

Entre sus aplicaciones se encuentran:

- Albercas, spas y balneología
- Acondicionamiento de espacios (Calentamiento y enfriamiento)
 - Incluyendo sistemas distritales (de calentamiento y enfriamiento)
- Aplicaciones para la agricultura
 - Calentamiento de invernaderos

- Aplicaciones para piscicultura
 - Estanques para peces y canalización de agua caliente
- Procesos industriales
 - Incluyendo secado de alimentos y granos
- Bombas de calor geotérmicas

Albercas ,spas y balneología	
<ul style="list-style-type: none"> • Uso de un recurso de baja temperatura <60 °C • <30 °C para albercas y <45 °C para spas • Temperatura y contenido de minerales importante • La ingesta del agua y el uso del lodo traen beneficios • Necesita ser tratada el agua (bromuro de cloro) • El agua secundaria se calienta a través de un intercambiador de calor secundario • Es requerido un mezclado con agua del recurso a alta temperatura 	
Acondicionamiento de espacios y distritos	
<ul style="list-style-type: none"> • Para el calentamiento o enfriamiento de edificios individuales o grupales es requerido tener temperaturas mayores a 100 °C • El calentamiento distrital requiere una alta densidad de carga térmica (>1.8 GJ/hr/ha ó 50 MWt/km²) • El pico máximo de consumo de combustible resulta ser económicamente viable ya que el recurso geotérmico suministra energía entre el 80 y 90% del tiempo • Típicamente se salva entre el 30 y 50% del consumo comparado con el gas natural 	

Invernaderos	
<ul style="list-style-type: none"> • Una variedad de cultivos pueden crecer: vegetales, flores, plantas domésticas ,árboles • Varios sistemas de calentamiento pueden ser utilizados • La geotermia reduce costos y permite operar en climas fríos • Entre 30 y 70°C del agua geotérmica • Para aclimatar una zona: 1.0 MJ/m² 	<p>Este gráfico muestra el porcentaje de posible crecimiento de tres cultivos: Lechuga, Tomate y Pepino en función de la temperatura. El eje X representa la temperatura en grados Celsius (0 a 40) y grados Fahrenheit (32 a 104). El eje Y representa el porcentaje de posible crecimiento (0 a 125). Las curvas indican que la lechuga crece mejor a temperaturas más bajas (aprox. 15°C), el tomate a temperaturas medias (aprox. 25°C) y el pepino a temperaturas más altas (aprox. 30°C).</p>
Piscicultura	
<ul style="list-style-type: none"> • Crecimiento de pez gato, róbalo ,tilapia, camarón ,peces tropicales e inclusive lagartos • Temperatura del agua entre 10 y 30 °C • Incrementa el rango de crecimiento de 50 al 100% • La calidad del agua y el control de enfermedades es importante cuando se utiliza agua geotérmica directamente • Estanque al aire libre con aclimatación <ul style="list-style-type: none"> ○ 1.0 MJ/hr/ m² para interiores ○ Con factor de carga de 0.6=260 TJ/año 	<p>Este gráfico muestra el porcentaje de óptimo crecimiento de cinco especies acuáticas: Vacas, Pollos, Truchas, Camarón y Pez gato en función de la temperatura. El eje X representa la temperatura en grados Celsius (0 a 40) y grados Fahrenheit (32 a 104). El eje Y representa el porcentaje de óptimo crecimiento (0 a 100). Las vacas y pollos tienen el mayor rango de crecimiento óptimo, desde aproximadamente 10°C hasta 30°C. Las truchas crecen mejor a temperaturas más bajas (aprox. 15°C), los camarones a temperaturas medias (aprox. 25°C) y el pez gato a temperaturas más altas (aprox. 30°C).</p>
Industrial	
<ul style="list-style-type: none"> • Generalmente requiere altas temperaturas como las utilizadas para calentar espacios >100 °C • Secado de madera, extracción de minerales y deshidratación de vegetales y frutas • Tiende a tener alto factores de carga en el rango de 0.4 a 0.7 ,lo cual reduce el costo unitario de energía . 	<p>Este gráfico muestra el costo de energía en US \$/GJ en función del factor de carga del sistema. El eje X representa el factor de carga del sistema (0.1 a 0.4) y el eje Y representa el costo de energía en US \$/GJ (0 a 10). La curva muestra que el costo de energía disminuye a medida que el factor de carga aumenta, pasando de aproximadamente 8 US \$/GJ a 2 US \$/GJ.</p>

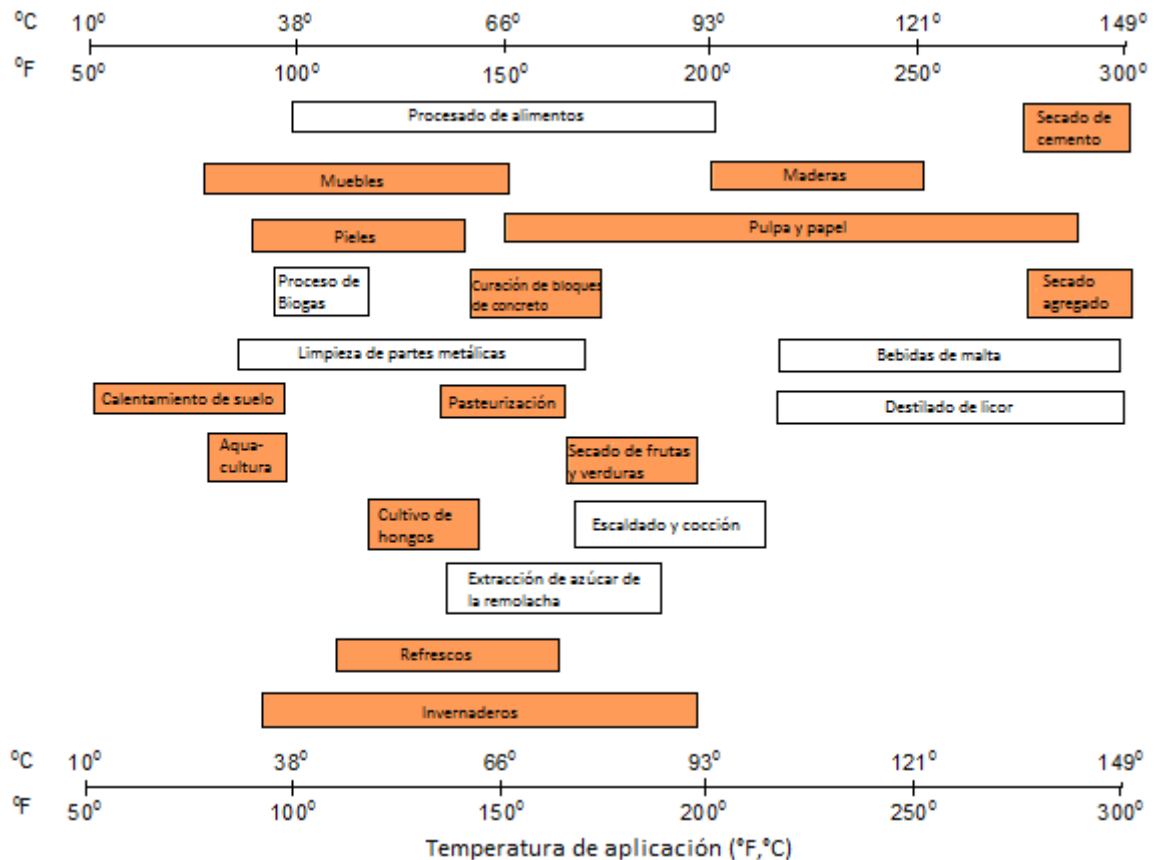
Bombas de calor	
<ul style="list-style-type: none"> • Usadas tanto para calentar como para enfriar • Capacidad de calentamiento de 3kW a 150 kW • Utilizadas en 48 países • >4.2 millones de unidades instaladas a nivel mundial creciendo en un rango de 30 a 50% al año • COP de 4 (una unidad eléctrica de entrada produce 4 unidades de calentamiento / enfriamiento ,aprovechando un 75% en electricidad) • Ground Source and Geothermal Heat Pumps (GSHP o GHP) usan una temperatura de entre 5 y 30 °C • 50 a 100% más eficientes que las fuentes de aire, desde que utilizan un recurso de temperatura constante. • En circuito cerrado <ul style="list-style-type: none"> ○ Horizontal en trincheras de 1 a 3 m de profundidad ○ Verticales con diámetro de 10 cm y entre 50 y 100m de profundidad de los pozos perforados • En circuito abierto <ul style="list-style-type: none"> ○ Utilizando agua de pozo geotérmico 	<p>The diagram illustrates the components and applications of a heat pump. The main schematic shows a closed-loop system with a compressor, a reversible valve, and two heat exchangers. The cycle includes air conditioning (supplying cold air and returning warm air) and a geothermal heat exchanger. Below this, four configurations are shown: vertical wells, horizontal trenches, two wells, and direct connection to a lake or pond.</p>

Tabla 3 Aplicaciones de recursos geotérmicos de baja entalpía (Lund, Direct uses of geothermal energy Worldwide & Mexico, 2017)

Entre las ventajas que se pueden obtener al utilizar la energía geotérmica están:

- Se puede utilizar recursos de temperaturas baja a intermedias (<150 °C)
- Estos recursos son más amplia proliferación (más de 82 países)
- El uso directo no requiere de conversión, lo que se traduce a mayor eficiencia.
- Uso convencional de equipos de perforación agua-pozo

- Uso convencional de equipos fuera de la plataforma (permitido para la temperatura y química del fluido)
- Tiempo mínimo para su puesta en marcha
- Retorno rápido de la inversión
- Ayuda al empleo local y a la economía



Gráfica 1 Aplicaciones industriales de la geotermia según su rango de temperaturas (Lund, Direct uses of geothermal energy Worldwide & Mexico, 2017)

1.6 Geotermia en México y su potencial geotérmico

La extensión territorial de México proporciona varias zonas de alto potencial geotérmico. De ahí que, desde hace varios años, nuestro país sea pionero en la generación de electricidad de este tipo de energía y se ubique en los primeros lugares en capacidad eléctrica instalada (tan sólo por debajo de Estados Unidos, Filipinas, Indonesia y Nueva Zelandia). “El primer desarrollo geotérmico de México data de la década de 1940. Casi fuimos los primeros en explotar esta energía, tan sólo por detrás de Italia, que fue el primer país en aprovechar la geotermia. Fue en esa década de los 40 cuando en México se descubrió lo que es

considerado el segundo campo de geotermia más productivo del mundo: el de Cerro Prieto, lo que detonó una fuerte investigación de geotermia en nuestro país” (Bruciaga, 2016).

En México comenzó su investigación, un poco antes que Estados Unidos, con el descubrimiento de la zona geotérmica de Paté, en el estado de Hidalgo, que derivó en una pequeña planta cuya producción alcanzó los 2 MW. Tiempo después, se descubrió el campo de la zona de tres domos volcánicos de Cerro Prieto, en Baja California.

México aumentó su capacidad geotérmica-eléctrica instalada de 75 MWe en 1979, a 1,017 MWe en 2015 y tiene una capacidad de funcionamiento de 839 MWe. La cual nos posiciona en el 4to lugar de 24 países alrededor del mundo. Sin embargo representa el 2.5% de la capacidad total del país.

Los campos geotérmicos de mayor producción eléctrica en el país son:

Campo	Capacidad instalada (MW)	Capacidad en operación (MW)
Cerro Prieto, Baja California Norte	720	570
Los Azufres, Michoacán	194	191
Los Humeros, Puebla	93.4	68.4
Tres Vírgenes, Baja California Sur	10	10
Total	1017.4	839.4

Tabla 4 Campos geotérmicos de mayor producción eléctrica en México

La capacidad geotérmica instalada para usos directos es de 155.82 MWt, lo que equivale a 4,171 TJ al año (33 de 82 en el mundo) ,es menos del 1% de la capacidad instalada (Lund, Direct uses of geothermal energy Worldwide & Mexico, 2017). Se destina a los siguientes usos:

- 155.347 MWt para baños y albercas
- 0.460 MWt para calentamientos de espacios (Los Azufres ,Michoacán)
- 0.007 MWt para deshidratado de recursos agrícolas (madera, fruta y vegetales (Los Azufres, Michoacán))
- 0.004 MWt para calentamiento de invernadero (Los Azufres, Michoacán)
- Uso de los desperdicios de sílice provenientes de los afluentes de agua (Cerro Prieto, Baja California Norte)
- Bombas de calor geotérmicas bajo pruebas de desarrollo



Capítulo 2. PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA, PROCESOS PSICROMÉTRICOS, SECADO CONVECTIVO DE ALIMENTOS

El objetivo de este capítulo es mostrar los diferentes mecanismos de transferencia de calor de una manera simple y general para su aplicación en el cálculo subsecuente del intercambiador de calor y la cámara de secado; también se trata lo que es la psicrometría, su utilidad y los conceptos clave para su entendimiento y aplicación, los procesos psicrométricos existentes, el comportamiento del aire bajo el desarrollo de cada uno de estos y la ubicación de cada punto del proceso en la carta psicrométrica.

Los subcapítulos sobre transferencia de calor y masa se dividen en conducción y convección, los cuales serán analizados desde el punto de vista práctico para el cálculo del intercambiador de calor y la cámara de secado. Esto para comprender la diferencia entre cada mecanismo de transferencia de calor y sus medios de propagación más habituales sobre superficies planas, superficies cilíndricas (tuberías) por flujos al interior y exterior de estos y su arreglo (triangular o cuadrado), el método de la resistencia térmica equivalente y la importancia de las superficies extendidas para el intercambio de calor

Por otra parte la psicrometría y los procesos psicrométricos nos ayudaran a la determinación de propiedades del aire húmedo, tales como la entalpía, las temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco, temperatura de rocío humedad relativa y humedad absoluta.

Para llevar a cabo el proceso de secado convectivo de alimentos es necesario la definición de conceptos como humedad relativa, contenido de humedad en el alimento, la diferencia entre agua ligada y agua libre en el alimento, velocidad de secado del alimento y los periodos de velocidad decreciente para entender cómo se llevan a cabo los procesos de deshidratado en los alimentos por medio de aire caliente.

2.1 Conducción

2.1.1 Introducción

El fenómeno de conducción está presente en medios de fase gaseosa, líquida y sólida. Cuando una molécula de alta temperatura choca con una molécula de menor temperatura, esto promueve la conducción de calor por este medio; si las estructuras tienen un buen ordenamiento de malla, que es más presente en los sólidos, da buena transferencia de calor por el movimiento de tal malla aunque no haya intercambio de electrones. De igual manera en un sólido, la conducción se atribuye a la actividad atómica en forma de vibraciones reticulares (Incropera & De Witt, 1999)

Las ecuaciones utilizadas para poder cuantificar la transferencia de calor calculan la cantidad de energía que se transfiere por unidad de tiempo. En el caso de la conducción la ecuación utilizada se le conoce como Ley de Fourier.

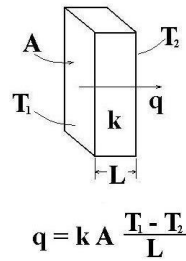


Fig. 17 Transferencia de calor por conducción en pared plana unidimensional

En la figura, el flujo de calor q es la velocidad con la que se transfiere el calor en la dirección L [m] por área unitaria perpendicular A [m^2] a la dirección de transferencia y es proporcional al gradiente de temperaturas T_1 y T_2 [$^{\circ}C$ o K]. La constante k [$W/m \cdot K$] es conocida como conductividad térmica y es una característica del material o sustancia. La explicación de este fenómeno es que el calor pasará por la pared, de material con constante k y espesor L , de la temperatura alta T_1 a la temperatura a la temperatura baja T_2 , por lo cual se está cediendo calor de 1 a 2; por el contrario si fuera en sentido inverso el punto 1 estaría absorbiendo calor del punto 2. Si ambas temperaturas fueran igual no habría transferencia de calor.

Para paredes, ya sean planas, cilíndricas o esféricas, si se requiere hacer un análisis en el cuál influye la transferencia de calor por un medio en el punto 1 con respecto a otro medio en el punto 2, o bien se trata de una pared con capas de diferentes materiales colocadas una sobre otra, la manera en la que se puede calcular es por medio del método de resistencia térmica y circuito térmico equivalente.

2.1.2 Conducción en pared plana unidimensional

Analizando por el método de resistencia térmica y circuito térmico equivalente en una pared, como se muestra en la figura siguiente, el calor se transfiere del fluido caliente, a través de la pared de material k , área transversal A y espesor L , al fluido frío. Sin embargo se encuentran presentes valores de convección para el fluido caliente y frío respectivamente, por lo que es requerido hacer un arreglo de circuito térmico equivalente con resistencias térmicas de conducción y convección. Esto es una analogía de los circuitos eléctricos.

-Resistencia térmica equivalente por conducción

$$R_{t \text{ cond}} = \frac{L}{k \cdot A} \left[\frac{K}{W} \right]$$

-Resistencia térmica equivalente por convección

$$R_{t \text{ conv}} = \frac{1}{h \cdot A} \left[\frac{K}{W} \right]$$

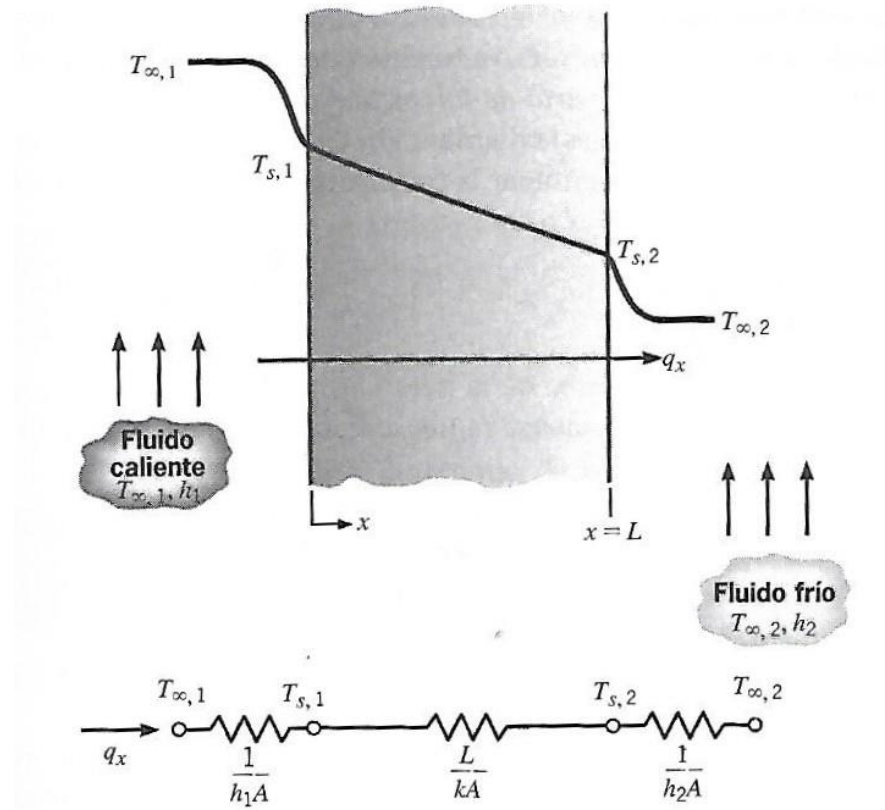


Fig. 18 Distribución de la transferencia de calor a través de una pared plana unidimensional (arriba) y circuito térmico equivalente (abajo)

Planteado el circuito térmico equivalente se calcula la resistencia térmica equivalente global

$$R_{tot} = \sum R_t = R_{t_{conv 1}} + R_{t_{cond}} + R_{t_{conv 2}} \left[\frac{K}{W} \right]$$

El calor se calcula como el gradiente de temperaturas a los extremos entre la resistencia térmica equivalente global

$$q = \frac{\Delta T}{R_{tot}} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\frac{1}{h_1 * A} + \frac{L}{k * A} + \frac{1}{h_2 * A}} [W]$$

Para paredes compuestas se puede utilizar la misma analogía, esto puede ser para cualquier número de resistencias térmicas en serie y en paralelo debido a capas de diferentes materiales. Considerando el análisis para la pared compuesta unidimensional de la siguiente figura:

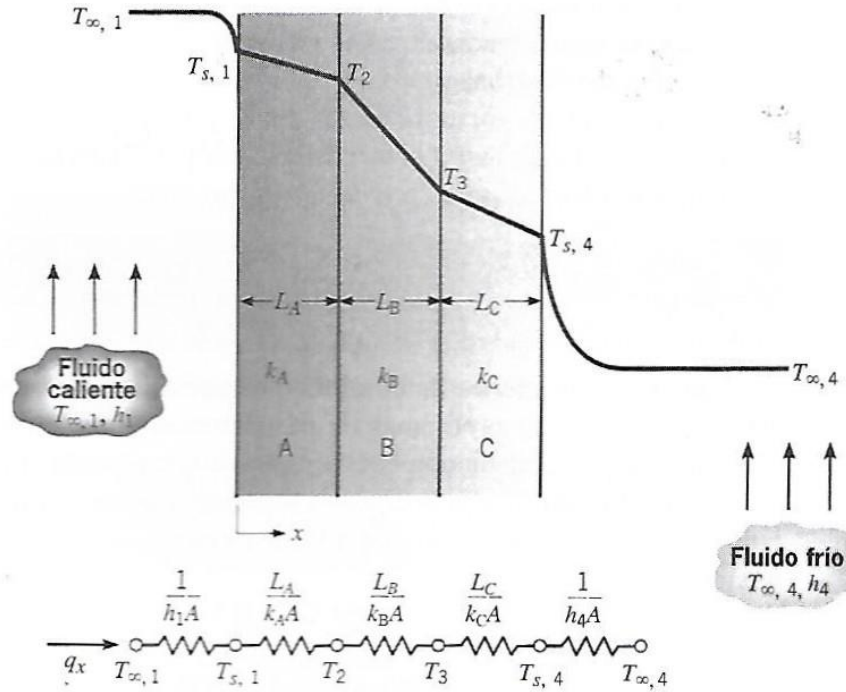


Fig. 19 Distribución de la transferencia de calor a través de una pared plana compuesta unidimensional (arriba) y circuito térmico equivalente (abajo)

Planteado el circuito térmico equivalente se calcula la resistencia térmica equivalente global como:

$$R_{tot} = \sum R_t = R_{t_{conv 1}} + R_{t_{cond A}} + R_{t_{cond B}} + R_{t_{cond C}} + R_{t_{conv 4}} \left[\frac{K}{W} \right]$$

El calor se calcula como el gradiente de temperaturas a los extremos ($T_{\infty 1}$ y $T_{\infty 4}$) entre la resistencia térmica equivalente global

$$q = \frac{\Delta T}{R_{tot}} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 4}}{\frac{1}{h_1 * A} + \frac{L_A}{k_A * A} + \frac{L_B}{k_B * A} + \frac{L_C}{k_C * A} + \frac{1}{h_4 * A}} [W]$$

2.1.3 Conducción en sistemas radiales (cilindros)

Analizando por el método de resistencia térmica y circuito térmico equivalente en una pared cilíndrica, como se muestra en la figura siguiente, el calor se transfiere del fluido caliente a través de la pared de material k , área transversal A (función de los radios r_1 y r_2) y largo L , al fluido frío. Sin embargo se encuentran presentes valores de convección para el fluido caliente y frío respectivamente, por lo que es requerido hacer un arreglo de circuito térmico equivalente con resistencias térmicas de conducción y convección. Esto es una analogía de los circuitos eléctricos.

-Resistencia térmica equivalente por conducción

$$Rt_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_{outlet}}{r_{inlet}}\right)}{2\pi * k * L} \left[\frac{K}{W}\right]$$

-Resistencia térmica equivalente por convección

$$Rt_{conv} = \frac{1}{h * 2\pi * r * L} \left[\frac{K}{W}\right]$$

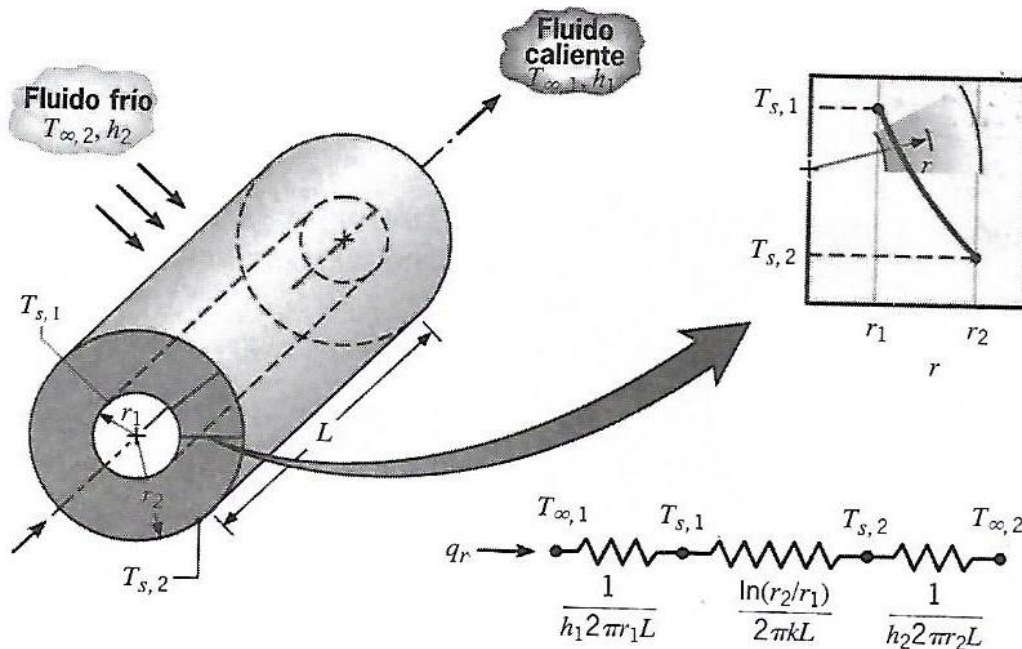


Fig. 20 Distribución de la transferencia de calor a través de una pared cilíndrica (arriba) y circuito térmico equivalente (abajo)

Planteado el circuito térmico equivalente, se calcula la resistencia térmica equivalente global como:

$$R_{tot} = \sum Rt = Rt_{conv 1} + Rt_{cond} + Rt_{conv 2} \left[\frac{K}{W}\right]$$

El calor se calcula como el gradiente de temperaturas a los extremos entre la resistencia térmica equivalente global

$$q = \frac{\Delta T}{R_{tot}} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\frac{1}{h_1 * 2\pi * r_1 * L} + \frac{\ln(\frac{r_2}{r_1})}{k * 2\pi * L} + \frac{1}{h_2 * 2\pi * r_2 * L}} \quad [W]$$

Para pared cilíndrica compuesta se puede utilizar la misma analogía, esto puede ser para cualquier número de resistencias térmicas debido a capas de diferentes materiales. Considerando el análisis para la pared cilíndrica compuesta de la siguiente figura:

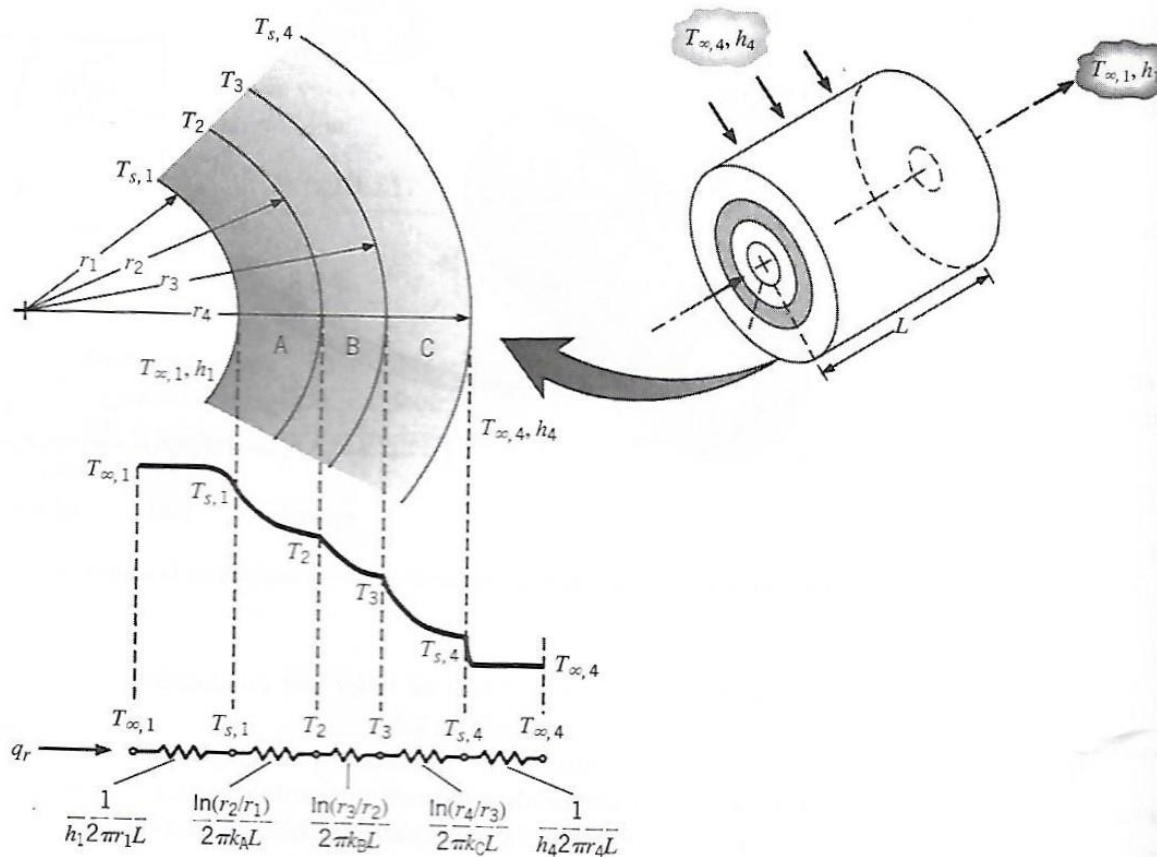


Fig. 21 Distribución de la transferencia de calor a través de una pared cilíndrica compuesta (arriba) y circuito térmico equivalente (abajo)

Planteado el circuito térmico equivalente se calcula la resistencia térmica equivalente global como:

$$R_{tot} = \sum R_t = R_{t_{conv 1}} + R_{t_{cond A}} + R_{t_{cond B}} + R_{t_{cond C}} + R_{t_{conv 4}} \quad \left[\frac{K}{W} \right]$$

El calor se calcula como el gradiente de temperaturas a los extremos ($T_{\infty 1}$ y $T_{\infty 4}$) entre la resistencia térmica equivalente global

$$q = \frac{\Delta T}{R_{tot}} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 4}}{\frac{1}{h_1 \cdot 2\pi \cdot r_1 \cdot L} + \frac{\ln(\frac{r_2}{r_1})}{2\pi \cdot k_A \cdot L} + \frac{\ln(\frac{r_3}{r_2})}{2\pi \cdot k_B \cdot L} + \frac{\ln(\frac{r_4}{r_3})}{2\pi \cdot k_C \cdot L} + \frac{1}{h_4 \cdot 2\pi \cdot r_4 \cdot L}} \quad [W]$$

El coeficiente global de transferencia de calor U [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$] se relaciona con la resistencia térmica total R_{tot} y el área A ; con sistemas compuestos suele ser conveniente trabajar con él, es una expresión análoga de la Ley de enfriamiento de Newton.

$$q = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 4}}{R_{tot}} = U \cdot A \cdot (T_{\infty 1} - T_{\infty 4}) = U_1 \cdot A_1 \cdot \Delta T = U_2 \cdot A_2 \cdot \Delta T = U_3 \cdot A_3 \cdot \Delta T = U_4 \cdot A_4 \cdot \Delta T$$

Por lo que se concluye que el coeficiente global de transferencia de calor puede estar en función del área A_1 , A_2 , A_3 o A_4 . Por ejemplo si estuviera en función del área A_1 sería:

$$U_1 = \frac{1}{R_{tot} \cdot A_1} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_1 \cdot \ln(\frac{r_2}{r_1})}{k_A} + \frac{r_1 \cdot \ln(\frac{r_3}{r_2})}{k_B} + \frac{r_1 \cdot \ln(\frac{r_4}{r_3})}{k_C} + \frac{1}{h_4} \cdot \frac{r_1}{r_4}} \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Aunque en los casos anteriores no se utilizó, es importante reconocer que la resistencia térmica de contacto puede producir una caída grande de temperatura a lo largo de la interfaz entre materiales de un sistema compuesto. Esta resistencia de contacto se debe principalmente a los efectos de la rugosidad en la superficie. Gracias a puntos de contacto entre las dos superficies se puede generar la conducción entre ambos, sin embargo los huecos presentes pueden contener aire o vacío.

El área de contacto es normalmente pequeña, más en superficies rugosas. La contribución principal a la resistencia la realizan los huecos. Se puede reducir aumentando el área de los puntos de contacto por medio de un incremento de presión en la unión y/o reduciendo la rugosidad de las superficies acopladas.

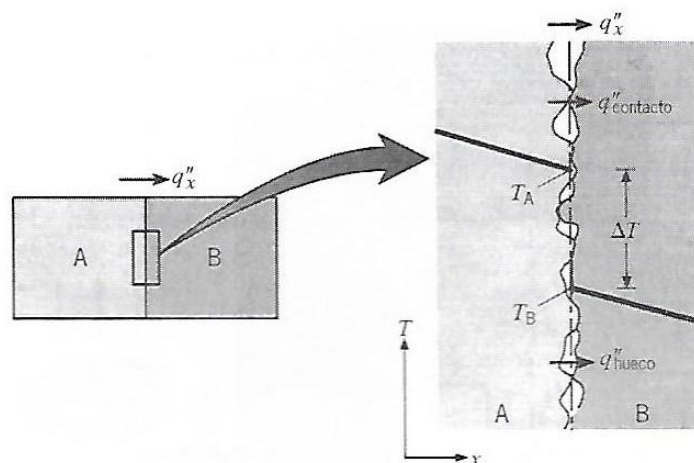


Fig. 22 Caída de temperatura debida a la resistencia térmica de contacto

La resistencia de contacto también se reduce con la selección de un fluido en la interfaz de conductividad térmica grande. La siguiente tabla maneja algunas resistencias térmicas de contacto para interfaz al vacío como también para un fluido de interfaz.

Resistencia térmica $R_{tc} \times 10^{-4} [m^2 K/W]$				
(a) Interfaz al vacío			(b) Fluido en la interfaz	
Presión de contacto	100 kN/m ²	10,000 kN/m ²	Aire	2.75
Acero inoxidable	6-25	0.7-4.0	Helio	1.05
Cobre	1-10	0.1-0.5	Hidrógeno	0.720
Magnesio	1.5-3.5	0.2-0.4	Aceite de silicio	0.525
Aluminio	1.5-5.0	0.2-0.4	Glicerina	0.265

Tabla 5 Resistencia térmica de contacto para (a) interfaces metálicas en condiciones de vacío, y (b) interfaz de aluminio (rugosidad de la superficie de $10 \mu m \cdot 10^5 N/m^2$) con diferentes fluidos de interfaz (Incropera & De Witt, 1999)

El uso de superficies extendidas para la transferencia de calor es de mucha utilidad, sobre todo para los intercambiadores de calor aire-agua. En muchas situaciones se combinan efectos en los cuales conducción y convección aumentan la rapidez de transferencia de calor entre un sólido y un fluido. El coeficiente de convección $h [W/m^2 \cdot K]$ puede llegar a aumentar incrementando la velocidad del fluido y/o podría reducirse la temperatura del fluido T_{∞} . Esta variación del valor de h está ligado a la potencia de ventilador y bomba que permita aumentar o disminuir la velocidad de los fluidos interno y externo. Otra opción es la implementación de aletas en las tuberías, las cuales aumentan la superficie de contacto entre el fluido y el tubo, mejorando la conductividad del mismo y la convección con el fluido y aumentando la transferencia de calor.

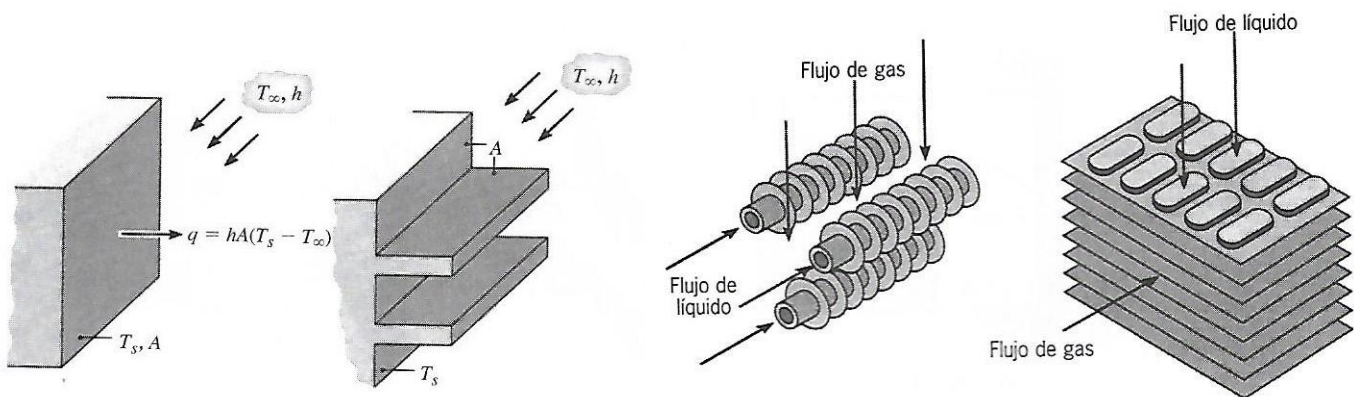


Fig. 23 Aletas en pared plana (superficie desnuda y superficie aletada) y esquema de intercambiadores típicos de calor de tubos con aletas.

La aleta recta es cualquier superficie prolongada que se une a una pared plana. Puede ser de área de sección transversal uniforme, o el área de sección transversal puede variar con la distancia x de la pared. Una aleta

anular es aquella que se une de forma circunferencial a un cilindro, y su sección transversal varía con el radio desde la línea central del cilindro.

En nuestro caso las superficies de intercambio de calor convectivas, para los intercambiadores de calor aire-agua, son banco de tubos con aletas anulares, cuadradas o en espiral con arreglos en cuadro o en triángulo.

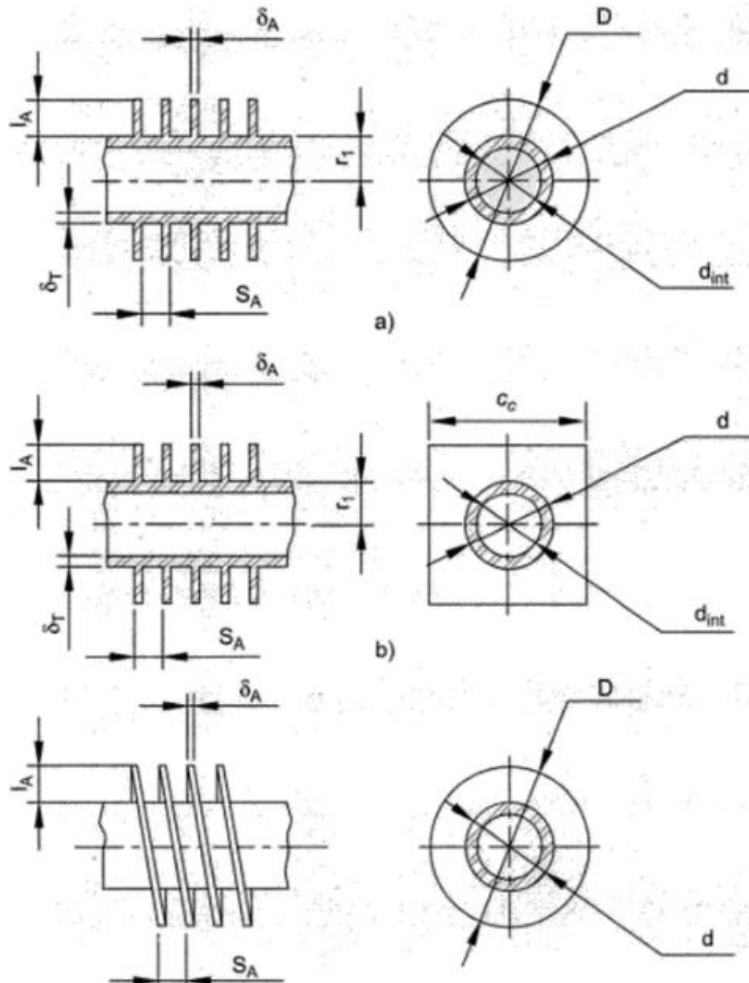


Fig. 24 Características geométricas de los tubos aletados (a) tubos con aletas anulares, (b) tubo con aletas cuadradas, (c) tubo con aletas en espiral (Pysmennyy, Polupan, Mariscal Carvajal, & Sánchez Silva, 2007)

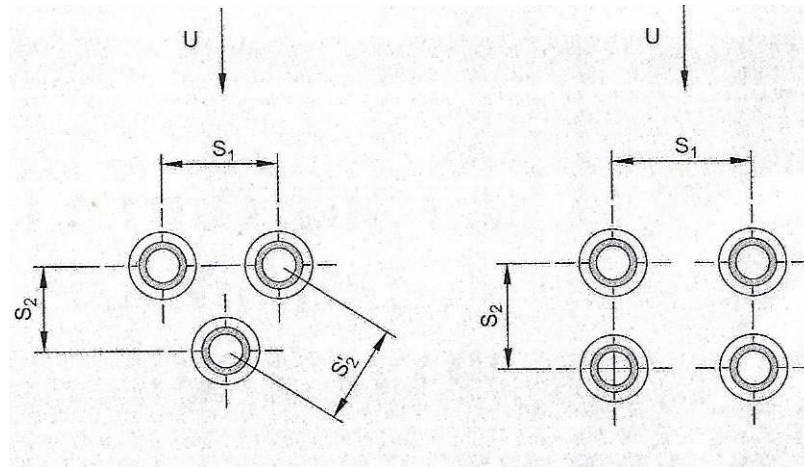


Fig. 25 Pasos entre tubos para los arreglos (a) en triángulo, (b) en cuadrado (Pysmenny, Polupan, Mariscal Carvajal, & Sánchez Silva, 2007)

Para las aletas en espiral y las anulares el coeficiente de eficiencia teórica de la aleta E se necesita calcular por medio del parámetro de la aleta m, la altura relativa de la aleta I'A.

-Parámetro de la aleta m

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot hc}{\delta A \cdot kA}} \quad \text{donde:}$$

- hc es el coeficiente de convección de los gases
- kA es el coeficiente de conducción de la aleta

- Altura relativa de la aleta I'A [m]

$$I'A = IA \cdot \left[1 + \left(0.191 + 0.054 \frac{D}{a} \right) \cdot \ln \left(\frac{D}{a} \right) \right] \text{ [m]}$$

-Coeficiente de eficiencia teórica de la aleta E

$$E = \frac{\tanh(mI'A)}{m \cdot I'A}$$

2.2 Convección

2.2.1 Introducción

El modo de transferencia de calor por convección se compone de dos mecanismos. Además de la transferencia de energía debida al movimiento molecular aleatorio (difusión), la energía también se transfiere mediante el movimiento global, o macroscópico del fluido (Incropera & De Witt, 1999).

El movimiento del fluido se asocia con el hecho de que, en cualquier instante, grandes números de moléculas se mueven de forma colectiva o como agregados. Tal movimiento, en presencia de un gradiente de temperatura, contribuye a la transferencia de calor. Se acostumbra utilizar el término *convección* cuando se hace referencia a este transporte acumulado y el término *advección* cuando se habla del transporte debido al movimiento volumétrico del fluido.

La transferencia de calor por convección que ocurre entre un fluido en movimiento y una superficie limitante se da cuando estos tienen diferentes temperaturas.

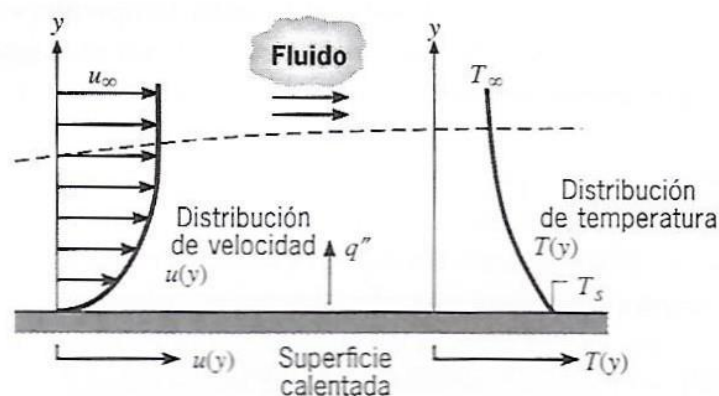


Fig. 26 Desarrollo de la capa límite en la transferencia de calor por convección

Una consecuencia de la interacción fluido-superficie es el desarrollo de una región en el fluido en la que la velocidad varía de cero en la superficie a un valor finito u_{∞} asociado con el flujo. Esta región del fluido se conoce como *capa límite hidrodinámica* o *de velocidad*.

La región denominada *capa límite térmica*, puede ser más pequeña, más grande o del mismo tamaño que aquella en la que varía la velocidad.

La transferencia de calor por convección se clasifica de acuerdo con la naturaleza del flujo:

- *Convección forzada*: El flujo es causado por medios externos como un ventilador una bomba o vientos atmosféricos.
- *Convección libre o natural*: El flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de diferencias de densidad ocasionadas por variaciones de temperatura en el fluido.

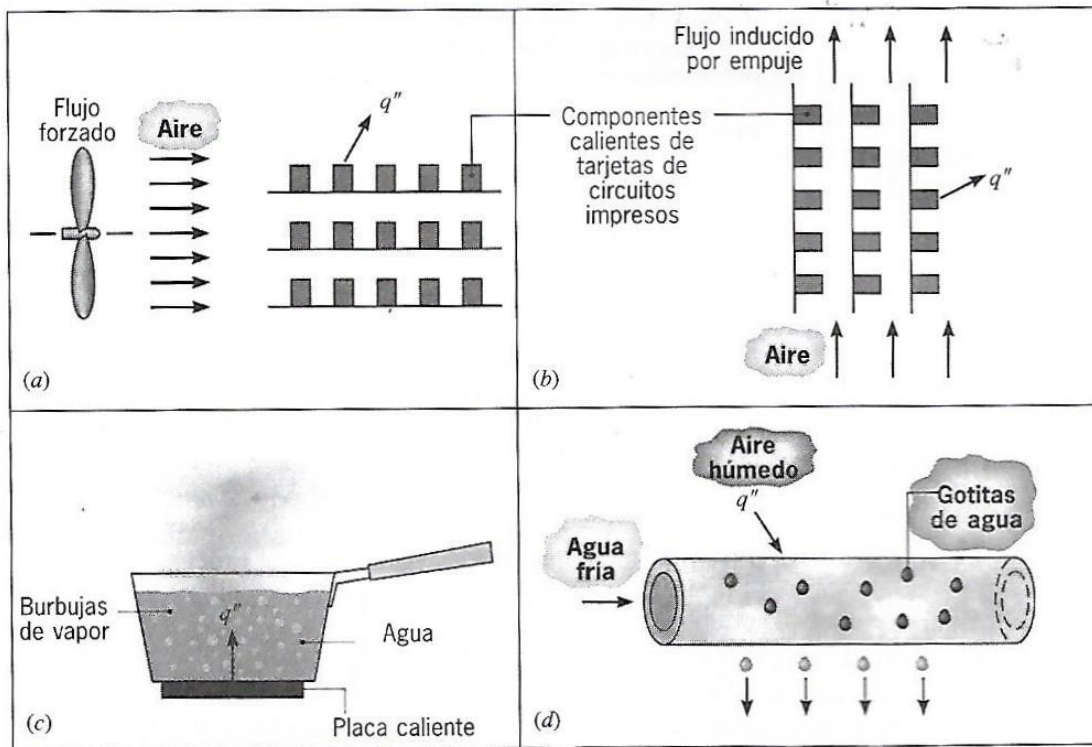


Fig. 27 Procesos de transferencia de calor por convección (a) Convección forzada. (b) Convección natural. (c) Ebullición. (d) Condensación.

Sin importar la naturaleza particular del proceso de transferencia de calor por convección, la ecuación o modelo apropiado es de la forma

$$q'' = h (T_s - T_\infty)$$

Donde q'' es el flujo de calor por convección o flux (W/m^2), es proporcional a la diferencia entre las temperaturas de la superficie y del fluido, T_s y T_∞ , respectivamente. Esta expresión se conoce como la *ley de enfriamiento de Newton*, y la constante de proporcionalidad h ($W/m^2 \cdot K$) se denomina *coeficiente de transferencia de calor por convección*. Éste depende de las condiciones en la capa límite, en las que influyen la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido y una variedad de propiedades termodinámicas del fluido y de transporte.

2.2.1.1 Capa límite, flujo laminar y turbulento

Cuando las partículas del fluido hacen contacto con la superficie, adquieren una velocidad cero. Estas partículas actúan entonces para retardar el movimiento de partículas en la capa contigua del fluido, que a su vez actúa para retardar el movimiento de las partículas en la siguiente capa, y así sucesivamente hasta que, a una distancia $y = \delta$ de la superficie, el efecto se hace insignificante.

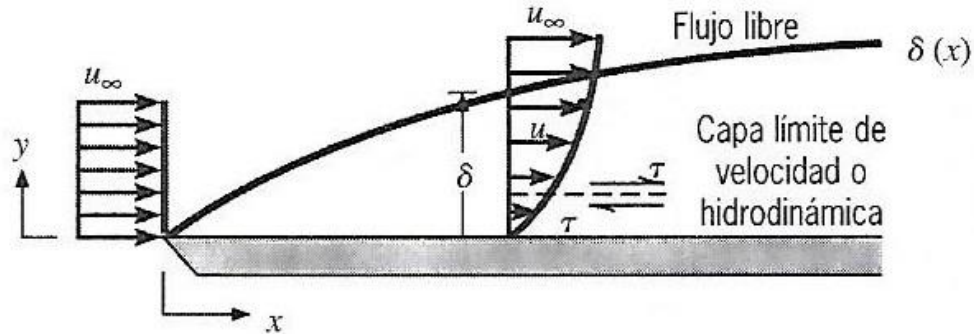


Fig. 28 Desarrollo de la capa límite de velocidad hidrodinámica sobre una placa plana

La cantidad δ se denomina *espesor de la capa límite* y normalmente se define como el valor de y para el que $u = 0.99 u_\infty$. El *perfil de velocidad de capa límite* se refiere a la forma en la que u varía con y a través de la capa límite. Así como se produce una capa límite hidrodinámica cuando hay un paso de fluido sobre una superficie, debe producirse una capa límite térmica si difieren las temperaturas del flujo libre del fluido y de la superficie.

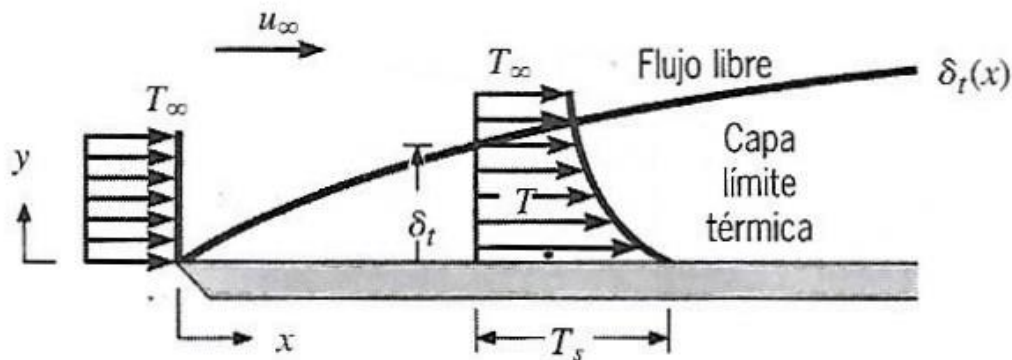


Fig. 29 Producción de la capa límite térmica sobre una placa plana isotérmica

Al inicio de la placa, el perfil de temperatura es uniforme si $T(y)=T_{\infty}$. Sin embargo, las partículas del fluido que hacen contacto con la placa alcanzan el equilibrio térmico a la temperatura de la superficie de la placa. A su vez estas partículas intercambian energía con las de la capa adyacente del fluido, y se producen en el fluido gradientes de temperatura.

La fricción superficial y la transferencia por convección dependen en gran medida si la capa límite es laminar o turbulenta.

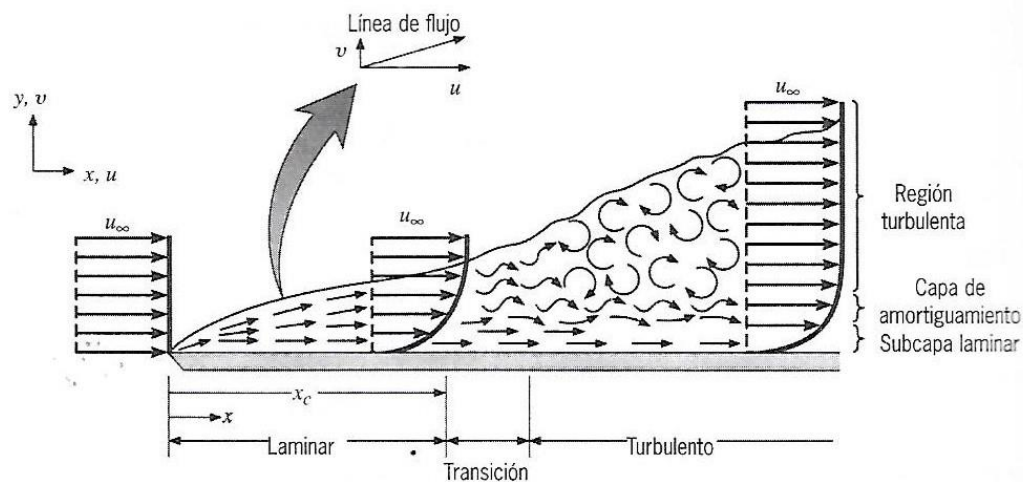


Fig. 30 Desarrollo de la capa límite hidrodinámica sobre una placa plana

En la capa límite laminar, el movimiento del fluido es altamente ordenado y es posible identificar líneas de flujo a lo largo de las cuales se mueven las partículas. El movimiento del fluido a lo largo de una línea de flujo se caracteriza por los componentes de velocidad en las direcciones x y y

En cambio, el movimiento del fluido en la capa límite turbulenta es altamente irregular y se caracteriza por fluctuaciones de velocidad, éstas aumentan la transferencia de momento, energía y especies y, por consiguiente, aumenta la fricción de la superficie así como la transferencia por convección. La mezcla del fluido que resulta de las fluctuaciones produce espesores de la capa límite turbulenta más grandes y perfiles de la capa límite (velocidad, temperatura y concentración) más planos que en el flujo laminar. La manera en la que se puede obtener una correlación de transferencia de calor por convección es de manera experimental

La metodología general para el cálculo de convección es:

- Conocer de inmediato la geometría del flujo
- Especificar la temperatura de referencia apropiada y evaluar las propiedades del fluido pertinentes a esa temperatura
- Calcular el número de Reynolds para la determinación del régimen de flujo
- Decidir si se requiere un coeficiente local o promedio en la superficie
- Seleccionar la correlación apropiada

2.2.2 Flujo externo en cilindros

La transferencia de calor hacia o desde un banco (o haz) de tubos en flujo cruzado es, normalmente, el movimiento de un fluido sobre los tubos, mientras que un segundo fluido a una temperatura diferente corre por dentro de los tubos.

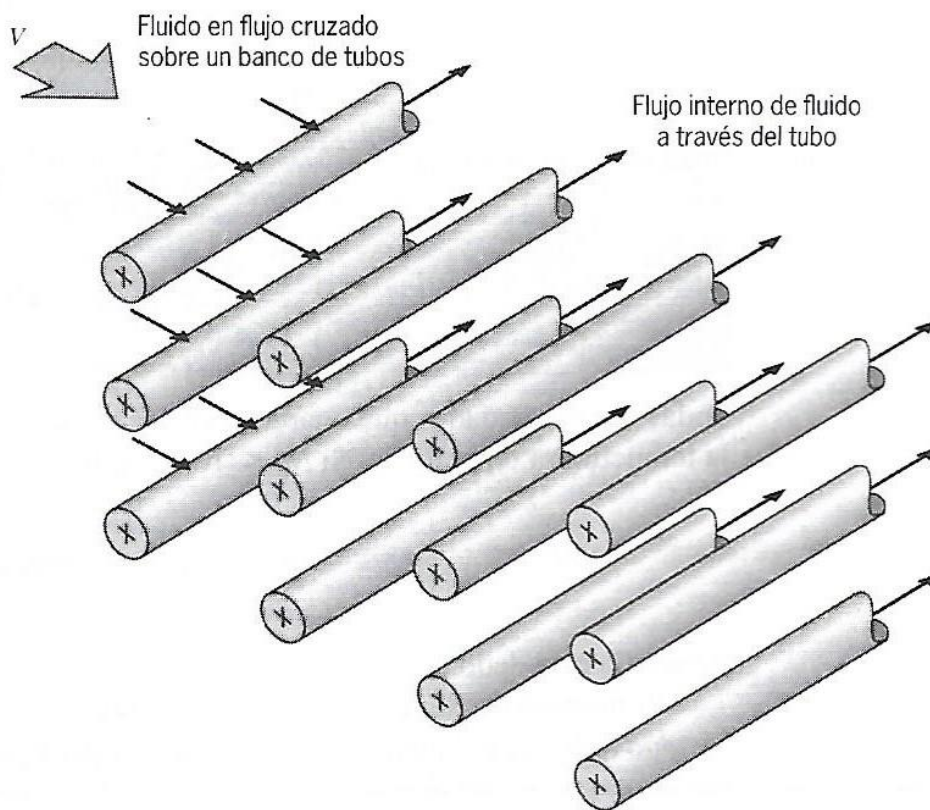


Fig. 31 Esquema de un banco de tubos de flujo cruzado

Las filas de tubos de un banco están escalonadas o alineadas en la dirección de la velocidad y temperatura del fluido. La configuración se caracteriza por el diámetro del tubo D y por la separación transversal S_T y la

separación longitudinal S_L medidas entre los centros de los tubos. Las condiciones del flujo dentro del banco están dominadas por los efectos de separación de la capa límite y por las interacciones de estelas, que a su vez influyen en la transferencia de calor por convección.

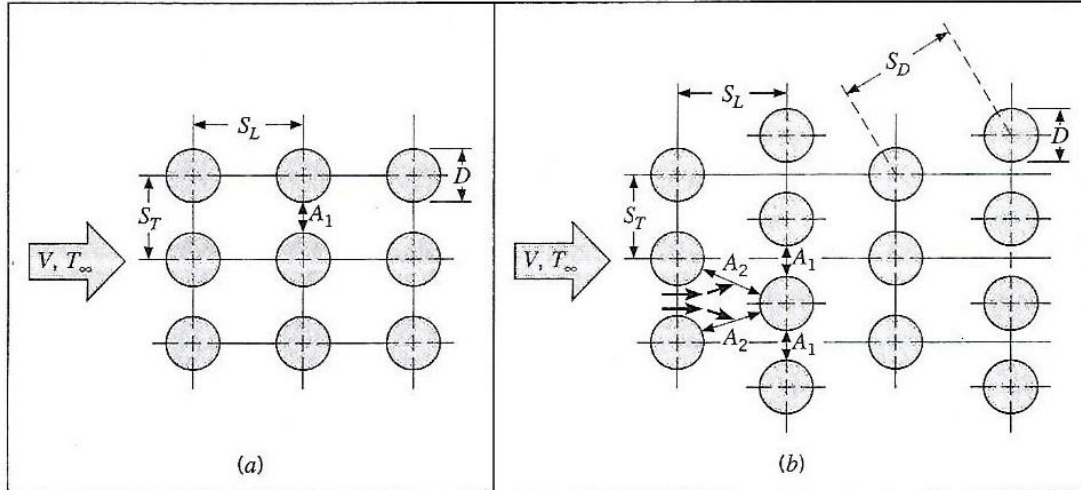


Fig. 32 Arreglo de tubos en un banco (a) Alineados (b) Escalonados

El flujo alrededor de los tubos en la primera línea de un banco corresponde al de un cilindro único (aislado) en flujo cruzado. Sin embargo, para las líneas siguientes, el flujo depende en gran parte del arreglo del banco de tubos.

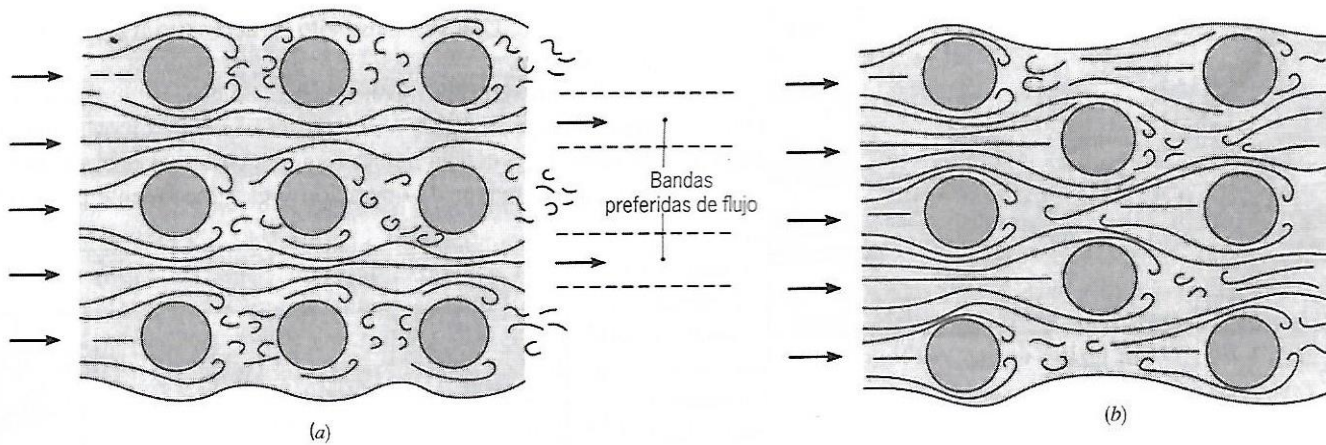


Fig. 33 Condiciones de flujo para tubos (a) alineados y (b) escalonados

2.2.3 Flujo interno en cilindros

Para flujo en tuberías circulares si entra fluido al tubo a una temperatura uniforme $T(r,0)$ que es menor que la temperatura de la superficie, ocurre la transferencia de calor por convección y se comienza a producir una *capa límite térmica*. Además, si la condición de la superficie del tubo se fija mediante la imposición de una temperatura uniforme (T_s , es constante) o un flujo de calor uniforme (q'' , es constante), finalmente se alcanza una condición térmicamente desarrollada.

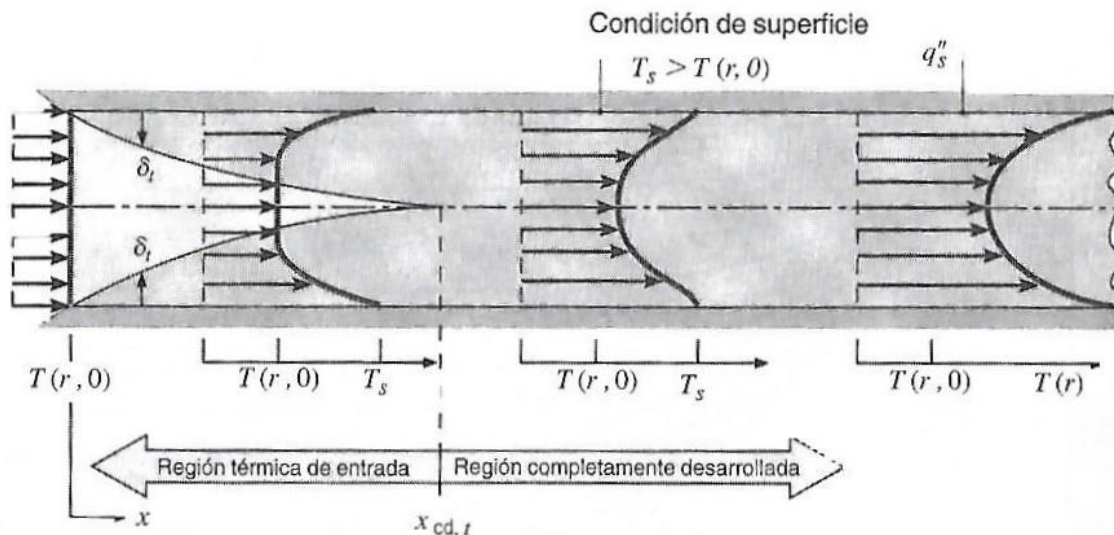


Fig. 34 Desarrollo de la capa límite térmica en un tubo circular calentado

2.2.3.1 Balance de energía

Como el flujo en un tubo está encerrado completamente, se puede aplicar un balance de energía para determinar cómo varía la temperatura media $T_m(x)$ con la posición a lo largo del tubo y cómo está relacionada la transferencia total de calor por convección q_{conv} con la diferencia de temperaturas en la entrada y salida del tubo.

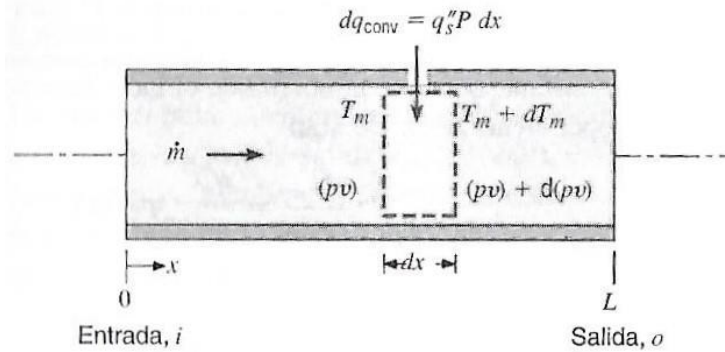


Fig. 35 Volumen de control para el flujo interno en un tubo

El fluido se mueve a un flujo constante \dot{m} , y la transferencia de calor por convección ocurre en la superficie interna. Los únicos cambios significativos son los de energía térmica y el trabajo de flujo.

La fórmula para el calor transmitido por convección considera las temperaturas medias de entrada i y salida o del tubo, se sigue que

$$q_{conv} = \dot{m} C_p (T_{mo} - T_{mi})$$

Donde q_{conv} es la transferencia total de calor del tubo. Este balance global de energía relaciona tres variables térmicas (q_{conv} , T_{mo} , T_{mi}). Es una expresión general que se aplica independientemente de la naturaleza de las condiciones térmicas de la superficie o de las condiciones del flujo

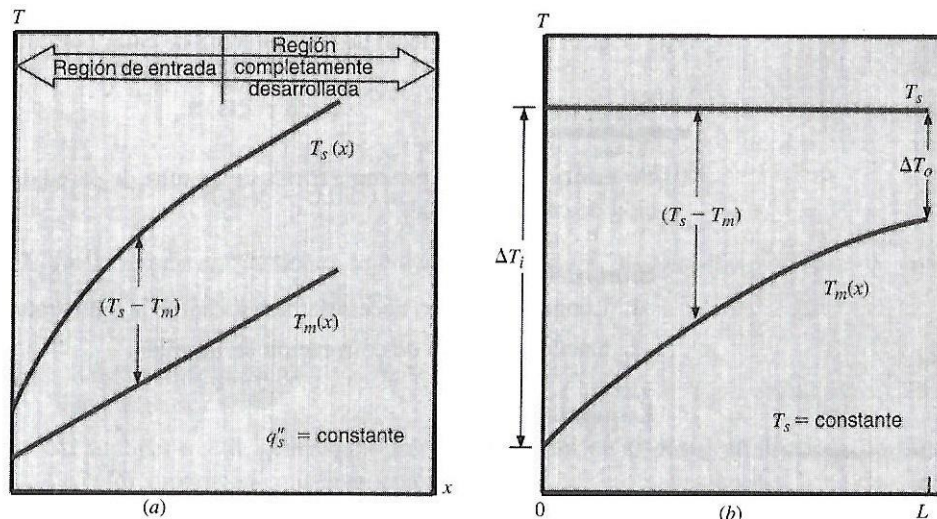


Fig. 36 Variaciones de la temperatura axial para transferencia de calor en un tubo (a) Flujo constante de calor superficial (b) Temperatura superficial constante

2.2.3.2 Temperatura superficial constante

Los resultados para la transferencia total de calor y la distribución axial de la temperatura media son completamente diferentes para la condición de temperatura superficial constante. Al definir ΔT como $T_s - T_m$, la ecuación resulta como:

$$\frac{dT_m}{dx} = - \frac{d(\Delta T)}{dx} = \frac{P}{\dot{m}C_p} h \Delta T$$

Al separar variables e integrar desde la entrada hasta la salida del tubo

$$\int_{\Delta T_i}^{\Delta T_o} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = - \frac{P}{\dot{m}C_p} \int_0^L h dx$$

También se puede reducir la expresión a:

$$\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = - \frac{PL}{\dot{m}C_p} \bar{h}_L \quad \text{donde } T_s = \text{constante}$$

Donde \bar{h}_L , o simplemente \bar{h} , es el valor promedio de h para todo el tubo. Reacomodando la expresión anterior para considerar las temperaturas de la superficie del tubo y las temperaturas medias a la entrada y salida del tubo, tendríamos:

$$\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = \frac{T_s - T_{m,o}}{T_s - T_{m,i}} = \exp \left[- \frac{PL}{\dot{m}C_p} \bar{h} \right] \quad \text{donde } T_s = \text{constante}$$

Debido a que la expresión para la transferencia total de calor q_{conv} se complica por la naturaleza exponencial de la disminución de la temperatura, se puede reducir la expresión a:

$$q_{conv} = \bar{h} A_s \Delta T_{ml}$$

Donde A_s es el área superficial del tubo ($A_s = P \cdot L$) y ΔT_{ml} es la diferencia de temperaturas media logarítmica

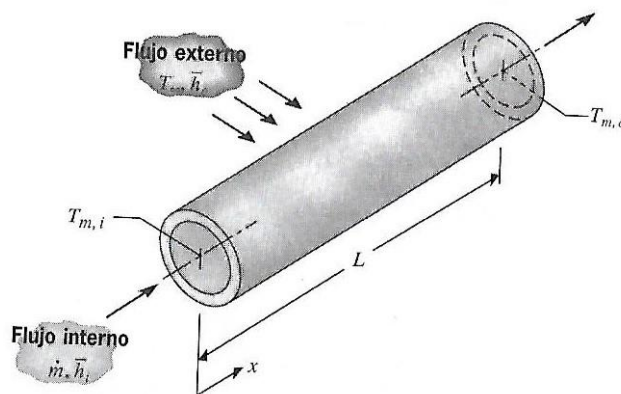


Fig. 37 Transferencia de calor entre un fluido que corre sobre un tubo y un fluido que pasa por el tubo

En muchas aplicaciones es preferible considerar la temperatura de un fluido externo, en lugar de la temperatura de la superficie del tubo. En tales casos es mejor reemplazar T_s por T_∞ (temperatura de flujo libre del fluido externo) y \bar{h} se reemplaza por \bar{U} (coeficiente global promedio de transferencia de calor). Por lo cual se replantear como:

$$\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = \frac{T_\infty - T_{m,o}}{T_\infty - T_{m,i}} = \exp \left[- \frac{\bar{U} A_s}{\dot{m} C_p} \right]$$

Y por lo tanto la fórmula de transferencia total de calor queda expresada como:

$$q = \bar{U} A_s \Delta T_{ml}$$

El coeficiente global de transferencia de calor ya incluiría las contribuciones debidas a la convección interna, convección externa y conductividad del material del tubo.

2.3 Psicrometría y procesos psicrométricos

2.3.1 Psicrometría

La psicrometría es una rama de la ciencia dedicada al estudio de las propiedades termodinámicas del aire, pero del aire que tiene un porcentaje de humedad en su composición. El aire ambiente tiene una composición de aire seco y vapor de agua; cuando el aire tiene un porcentaje demasiado alto de vapor de agua se dice que el aire está saturado por lo que el aire no puede aceptar mayor cantidad de humedad en su composición.

Entre las variables que pueden afectar el conocimiento del porcentaje de humedad en el aire están la temperatura de bulbo húmedo, temperatura de bulbo seco y la altitud sobre el nivel del mar. Entre los métodos requeridos para su conocimiento es el uso de instrumentos de medición como psicrómetros rotativos o de carátula, anemómetros y también por el uso de la carta psicrométrica la cual está en función de la altitud.

Entre los conceptos que deben ser conocidos para comprender acerca de la psicrometría están los siguientes (Hernández Goribar, 1984):

- *Humedad específica:* Es el peso real del vapor de agua en el aire, se puede expresar como gramo de agua sobre kilogramo de aire seco o libras de agua sobre libras de aire seco
- *Humedad relativa:* Es la relación de vapor de agua real en el aire, comparado a la máxima cantidad que estaría presente a la misma temperatura, se expresa como porcentaje %
- *Humedad absoluta:* Es el peso del vapor de agua expresado en kilogramos sobre metros cúbicos o libras entre pies cúbicos, también se le conoce como “densidad del vapor de agua” y se representa como d_v cuando el aire no está saturado y como d_d cuando sí lo está



- *Volumen específico*: Es el número de metros cúbicos ocupados por un kilogramo de aire y vapor de agua o el número pies cúbicos ocupados por una libra de la mezcla de aire y vapor de agua
- *Variación de la humedad relativa*:
 - La humedad relativa se puede aumentar de las siguientes formas:
 - Reduciendo la temperatura, sin variar la humedad absoluta
 - Aumentando la humedad absoluta, sin variar la temperatura
 - La humedad relativa se puede disminuir de las siguientes maneras:
 - Aumentando la temperatura, sin variar la humedad absoluta
 - Disminuyendo la humedad absoluta, sin variar la temperatura final
- *Temperatura de rocío*: Indica la cantidad de humedad contenida en el aire. Es la temperatura a la cual el aire se satura cuando se enfría, suponiendo que no hay aumento ni disminución de humedad
- *Temperatura de bulbo seco*: Es la que se mide con un termómetro ordinario, y es la medida del calor sensible del aire expresado en grados centígrados o Fahrenheit
- *Temperatura de bulbo húmedo*: Indica la cantidad de calor total contenido en el aire y está expresado en grados centígrados o Fahrenheit. Se determina cubriendo el bulbo de un termómetro con franela o trapo húmedo y haciendo pasar aire rápidamente; en esta forma la humedad comienza a evaporarse. La temperatura del agua del aire circundante baja proporcionalmente a la evaporación ocurrida. Si el aire está saturado, no habrá evaporación ni bajará la temperatura.
- *Entalpía del aire*: La entalpía total del aire húmedo es igual a la suma de la entalpía del aire seco, más la entalpía del vapor de agua contenido en la mezcla. También es el contenido de calor total de la mezcla de aire y vapor de agua, es decir la suma del calor sensible y calor latente.
 - La entalpía del aire seco se le llama también calor sensible del aire
 - La entalpía del vapor de agua contenido en la mezcla multiplicada por la cantidad de vapor da el calor total del vapor de agua o calor latente.
- *Calor sensible y calor latente*:
 - *Calor sensible*: Es la cantidad de calor requerido para aumentar o disminuir la temperatura del aire, se refleja por la temperatura de bulbo seco
 - *Calor latente*: Es el calor requerido para evaporar la humedad que contiene una cantidad específica de aire. Esta evaporación ocurre a la temperatura de bulbo húmedo.
- *Factor de calor sensible*: Es la razón entre las ganancias de calor sensible y las ganancias de calor total (suma de las ganancias de calor sensible más las ganancias de calor latente)

En la carta psicrométrica se pueden ubicar los siguientes valores expresados en la tabla:

Nombre	Unidades	Nomenclatura
Temperatura de bulbo seco	°C o °F	T _{bs}
Temperatura de bulbo húmedo	°C o °F	T _{bh}
Temperatura de rocío	°C o °F	T _w
Humedad específica	g/kg aire seco o lb/lb aire seco	H o W
Humedad relativa	%	φ
Volumen específico	m ³ /kg o ft ³ /lb	v
Entalpía del aire	Kcal/kg aire seco o kJ/kg aire seco o BTU/lb aire seco	h
Factor de calor sensible	-	FCS

Tabla 6 Valores expresados en carta psicrométrica (Hérendez Goribar, 1984)

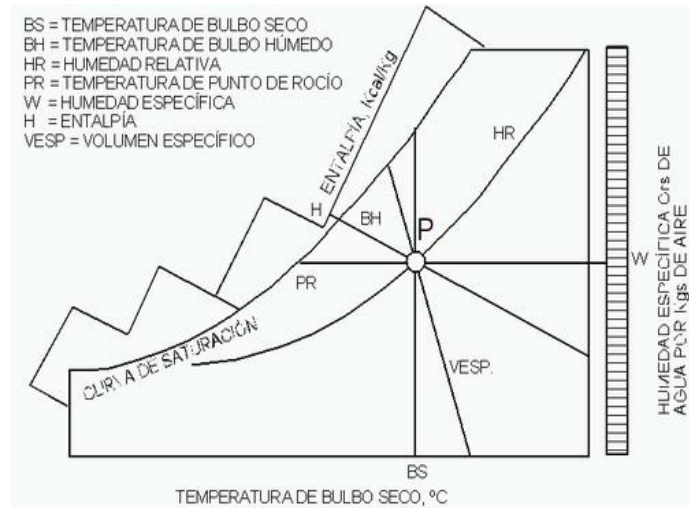
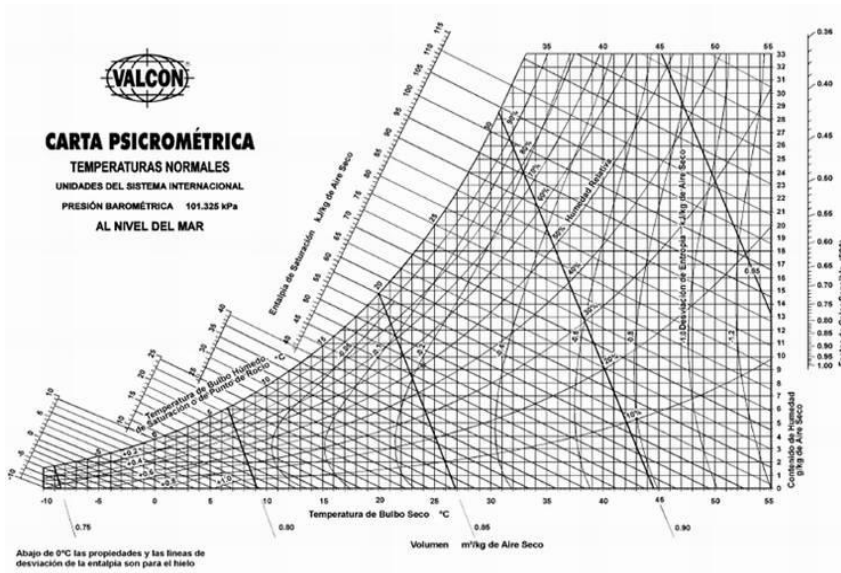


Fig. 38 Carta psicrométrica a nivel del mar de la compañía Valcon y ubicación de un punto en la carta. (Czajkowski, 2007)

2.3.2 Procesos psicrométricos

Proceso de enfriamiento y deshumidificación

Si el aire pasa a través de una superficie, o a través de un rociador de agua cuya temperatura sea menor que el punto de rocío del aire, se condensará parte de la humedad del aire y la mezcla se enfriará simultáneamente

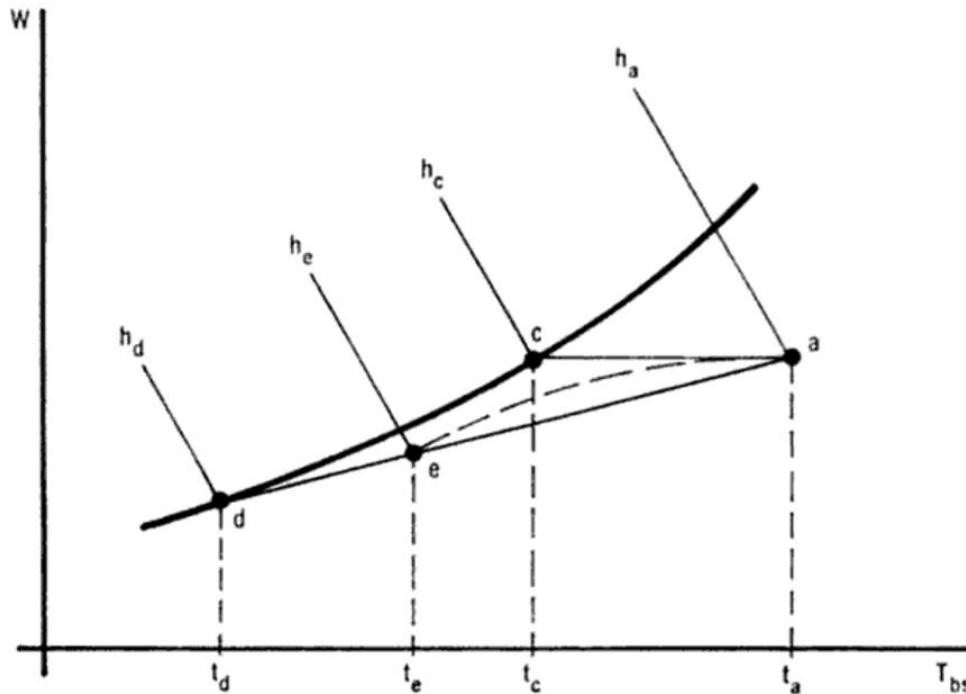


Fig. 39 Carta psicrométrica. Proceso de enfriamiento y deshumidificación

Parte del aire está en contacto directo con la superficie, reduce su temperatura hasta la temperatura media de la superficie, según el trazo “acd”, con condensación y consecuente deshumidificación de c a d.

El aire que no está en contacto con la superficie, finalmente se enfriará al mezclarse con el aire que sí tuvo contacto, y su estado final caerá sobre la línea recta entre a y d. El trayecto real no es la línea recta ad, sino una curva parecida a la punteada. Esto se debe a la continua mezcla del aire que estuvo en contacto directo con el aire que nunca lo estuvo. En los procesos prácticos, no se obtiene el punto de saturación “d”, sino que se llega a “e” con su respectivo “efecto equivalente de by pass”

$$FB = \frac{t_b - t_c}{t_a - t_c}$$

Proceso de enfriamiento y humidificación

Siempre que el aire no saturado pasa a través de un aspersor de agua, la humedad específica aumenta y la temperatura de bulbo seco baja. Esto constituye el proceso de saturación adiabática, o sea, es un proceso a bulbo húmedo constante.

El bulbo húmedo del aire está representado por el punto c. El aire saldrá a esta temperatura siempre que exista un buen “contacto” aire-agua.

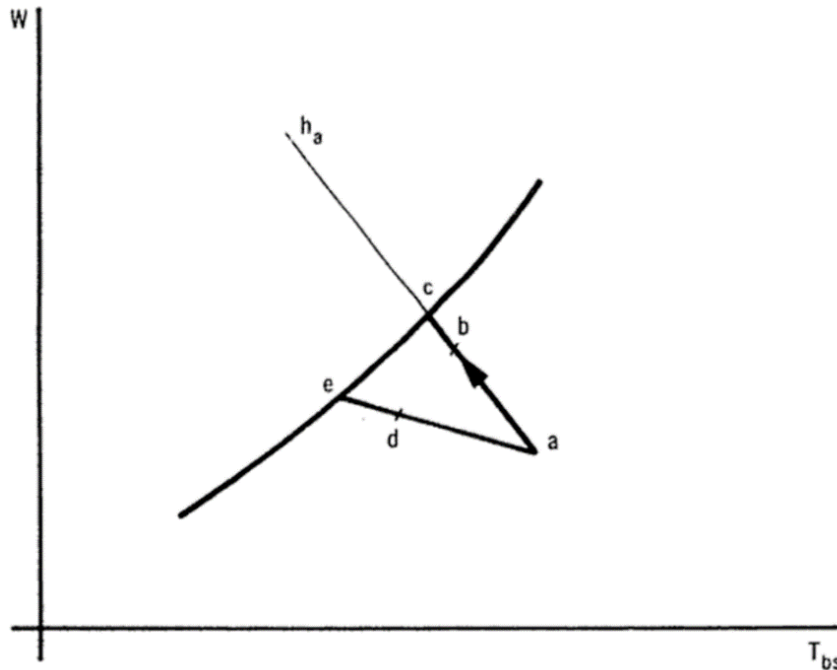


Fig. 40 Carta psicrométrica. Enfriamiento y humidificación

El concepto de factor de “by pass” también se aplica en este caso, pero para este proceso de humidificación existe otro concepto llamado eficiencia de humidificación.

$$E = \frac{t_a - t_b}{t_a - t_c} \times 100 = 1 - FB$$

Como ya se ha estudiado, este proceso es a entalpía constante. También puede suceder que el agua esté a una temperatura menor que la del bulbo húmedo pero mayor que el punto de rocío, en cuyo caso, el proceso lo muestra la línea ad, y se enfría y humidifica simultáneamente. El aspersor de agua tendrá que ser de recirculación continua para que se establezca el equilibrio.

Proceso de calentamiento y deshumidificación

El calentamiento y la deshumidificación simultáneos se pueden realizar haciendo pasar el aire por un absorbente sólido o a través de un líquido absorbente. En ambos casos, el absorbente tendrá una presión de vapor de agua menor que la del aire.

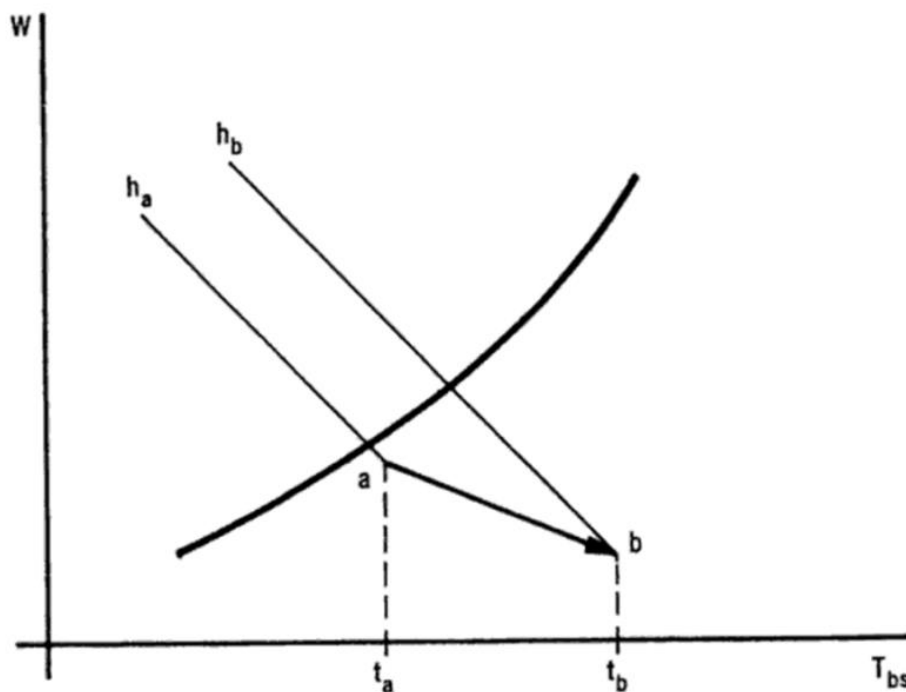


Fig. 41 Carta psicrométrica. Calentamiento y deshumidificación

La humedad se condensa fuera del aire; en consecuencia, el calor latente se libera y aumenta el calor sensible del aire. Si éstas son las únicas energías que intervienen, el proceso es inverso al adiabático de saturación; pero existe un calor absorbido o generado por el material activo que se llama calor de absorción.

Para absorbentes sólidos se usa sílice, la alúmina, etc., y para los absorbentes líquidos, sales inorgánicas o compuestos orgánicos. En ambos casos el calor desprendido interviene en el proceso, incrementando el calor sensible.

Proceso de calentamiento y humidificación.

Cuando el aire pasa a través de un humidificador, el aire se humidifica y puede calentarse, enfriarse o permanecer a la misma temperatura. Durante este proceso, el aire incrementa su humedad específica y entalpía, y la temperatura de bulbo seco aumenta o disminuye según la temperatura inicial del aire y del agua. Si se suministra suficiente agua en relación con el aire, éste se acercará a la saturación.

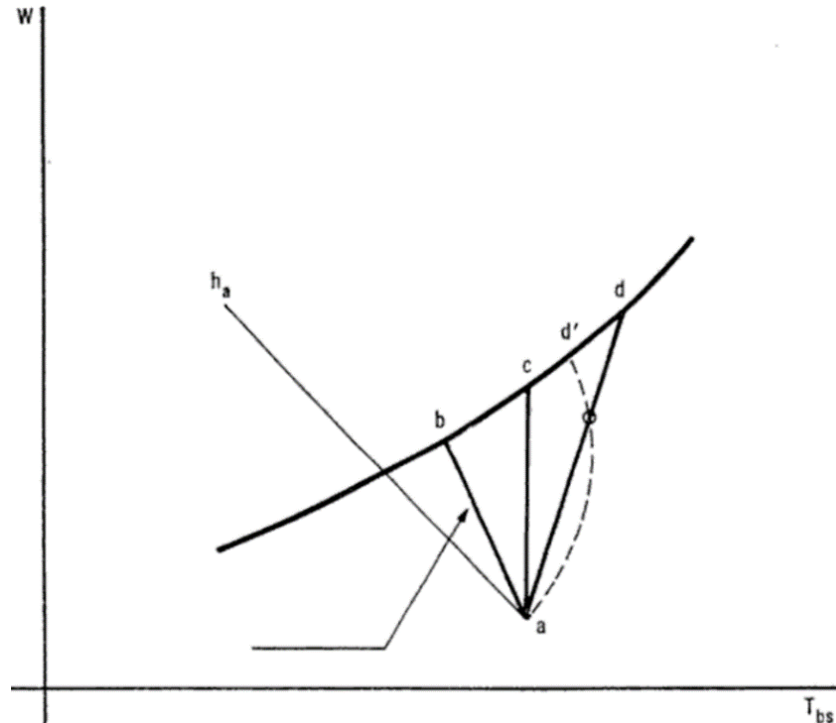


Fig. 42 Carta psicrométrica. Calentamiento y humidificación

Según la figura:

a -b: Caso en el que la temperatura del agua es menor que la del aire.

a-c: Caso en el que el agua está a la misma temperatura que el aire.

a-d: Caso en el que el agua está a mayor temperatura que el aire.

Cuando el agua es relativamente poca, la línea ad cae según indican los puntos ad'.



2.4 Secado convectivo de alimentos

2.4.1 Introducción

La deshidratación o secado de los alimentos es un fenómeno complejo que implica procesos de transferencia de movimiento, calor y masa. Todas las operaciones de secado dependen de la aplicación de calor para vaporizar el agua o los constituyentes volátiles. El mecanismo que regula el secado de un producto en forma de partículas depende de la estructura de éste y de los parámetros de secado como contenido de humedad, dimensiones del producto, temperatura del medio de calentamiento, velocidades de transferencia superficiales y contenido de humedad en equilibrio (Sharma, Mulvaney, & Rizvi, 2003).

Todos los materiales sólidos presentan cierto contenido de humedad en equilibrio cuando se ponen en contacto con el aire a una temperatura y una humedad particulares. En consecuencia, los materiales tienden a perder o ganar humedad durante un periodo para que alcancen este valor de equilibrio. Si la temperatura o la humedad del aire cambian, entonces se pierde o gana humedad hasta que se alcanza un nuevo valor de equilibrio.

Las curvas de humedad de equilibrio dependen de la temperatura ambiental para un alimento particular y de su estructura fibrosa o coloidal. La humedad de un alimento sólido es retenida de dos formas:

- Agua "ligada"
- Agua libre

El agua ligada ejerce una presión de vapor de equilibrio menor que la del agua libre a la misma temperatura. La humedad en forma de agua ligada podría ser retenida en capilares finos, o adsorbida sobre la superficie o dentro de una célula o paredes fibrosas o en combinación física/química con el sólido.

El agua libre ejerce una presión de vapor de equilibrio igual a la del agua pura a la misma temperatura. La humedad en forma de agua libre podría estar retenida en los espacios vacíos de los alimentos sólidos.

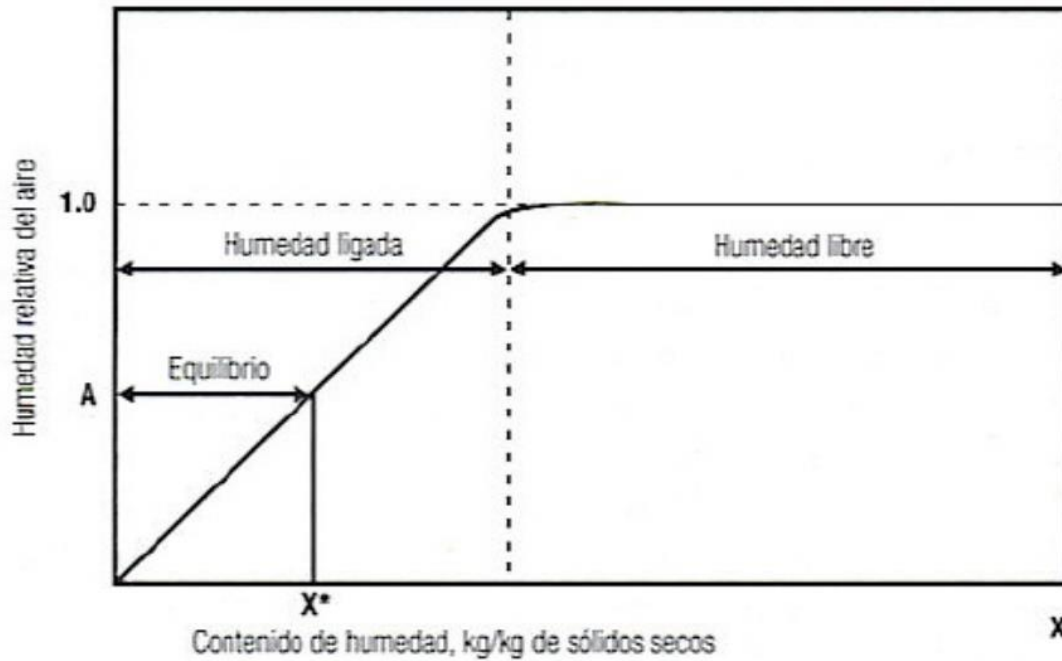


Fig. 43 Curva típica que muestra el perfil del equilibrio de la humedad en un material alimenticio sólido.

La distinción entre agua “ligada” y agua libre es una propiedad del material alimenticio particular en consideración. Si se seca un alimento en aire de humedad relativa A (como se muestra en la figura anterior), se elimina la mayor parte del agua libre y parte del agua “ligada”. Ésta consiste en la humedad libre por arriba del contenido de humedad de equilibrio correspondiente a la condición del aire. Por lo tanto, la distinción entre contenido en equilibrio y contenido de humedad libre depende de la naturaleza de los sólidos por secar y las condiciones del aire de secado.

Los mecanismos de secado se clasifican en tres categorías:

1. Evaporación a partir de una superficie libre, que sigue las leyes de transferencia de calor y masa desde un objeto húmedo
2. Flujo líquido en capilares
3. Difusión de líquido o vapor, que sigue la segunda ley de difusión de Fick

En el secado conectivo, el medio de calentamiento, por lo general aire, se pone en contacto directo con el material alimenticio sólido e inicia la difusión de vapores de agua a partir y dentro del material alimenticio.

2.4.2 Velocidad de secado

La velocidad de secado de un material depende de las propiedades del material como la densidad global de masa del material deshidratado, el contenido inicial de humedad y su relación con el contenido de humedad en equilibrio en condiciones de secado. Podría ser necesario evitar la velocidad máxima de secado si resulta en encogimiento, endurecimiento superficial, agrietamiento de la superficie u otros efectos indeseables en el secado de sólidos alimenticios.

En la siguiente figura se representa una curva generalizada de la velocidad de secado, donde el contenido de humedad en equilibrio lo determina la condición del aire. La porción inicial A^*A de la curva representa la condición inicial de estado no estacionario.

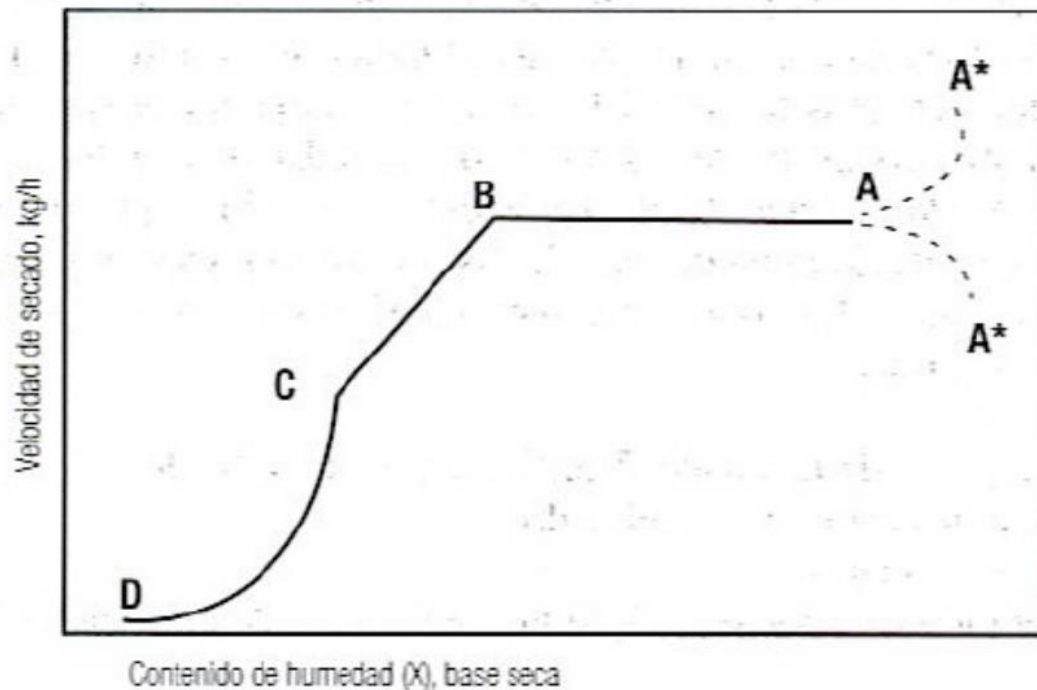


Fig. 44 Curva típica de secado para un material alimenticio higroscópico (AB= periodo de velocidad constante; B= contenido crítico de humedad; BC= primer periodo de velocidad decreciente; CD= segundo periodo de velocidad decreciente)

Periodo de velocidad constante

El periodo de velocidad de secado constante (sección AB de la figura anterior) se caracteriza por la evaporación de humedad a partir de una superficie saturada; incluye la difusión de vapor de agua desde una superficie saturada del material a través de una película delgada en el grueso del aire. El movimiento de humedad dentro del sólido es suficiente para mantener una condición saturada en la superficie y la velocidad de secado es, por lo tanto, controlada por la velocidad de transferencia de calor de la superficie.

La temperatura en la superficie permanece constante y alcanza la temperatura de bulbo húmedo. Sin embargo, la velocidad de secado podría aumentar por transferencia de calor adicional por medio de conducción, o radiación, lo que eleva la temperatura de la superficie por arriba de la temperatura de bulbo húmedo. El secado de velocidad constante equivale fundamentalmente a evaporación a partir de un cuerpo de agua grande y es independiente del tipo de sólidos.

Primer periodo de velocidad decreciente

Al final del periodo de velocidad constante, el punto B se denomina “contenido crítico de humedad”. En este punto, la superficie del sólido ya no está saturada y aparecen puntos secos. Por tanto, el área húmeda exterior podría reducirse progresivamente, y la velocidad de secado disminuye. Los alimentos no higroscópicos podrían tener un solo periodo de velocidad decreciente, en tanto los alimentos higroscópicos presentan dos periodos de disminución de la velocidad.

La velocidad de secado depende de los factores que afectan la difusión de la humedad lejos de la superficie de evaporación y la velocidad de movimiento interno de humedad. El punto C representa una condición en la que la película superficial original se ha evaporado completamente, y más allá de este punto, la velocidad de secado es controlada por la velocidad de movimiento de humedad a través del sólido.

En el periodo de velocidad decreciente, la velocidad de secado depende principalmente de la temperatura del aire y el espesor del lecho de alimento. No es afectada por la humedad relativa (excepto en el contenido de humedad en equilibrio) y la velocidad del aire. La temperatura del aire es regulada durante el periodo de velocidad decreciente, mientras que la velocidad del aire y la temperatura son más importantes durante el periodo de velocidad constante.

Segundo periodo de velocidad decreciente

El segundo periodo de velocidad decreciente C a D representa condiciones en las que la velocidad de secado es controlada en gran parte por el movimiento de humedad dentro de los sólidos y es independiente de las condiciones fuera del sólido. La transferencia de humedad podría ocurrir por una combinación de factores como difusión de líquidos, movimiento capilar y difusión de vapor.

Contenido de humedad en base húmeda o en base seca

El contenido de humedad puede representarse a base de masa húmeda o masa seca del producto.

Contenido de humedad en base húmeda:

$$X_{húmeda} = \frac{\text{masa de agua}}{\text{masa inicial de producto húmedo}} \left[\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de alimento}} \right]$$

Contenido de humedad base seca:

$$X_{seca} = \frac{\text{masa de humedad}}{\text{masa de materia seca}} \left[\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de sólidos}} \right]$$

Capítulo 3. DISEÑO E INSTALACIÓN PROPUESTOS

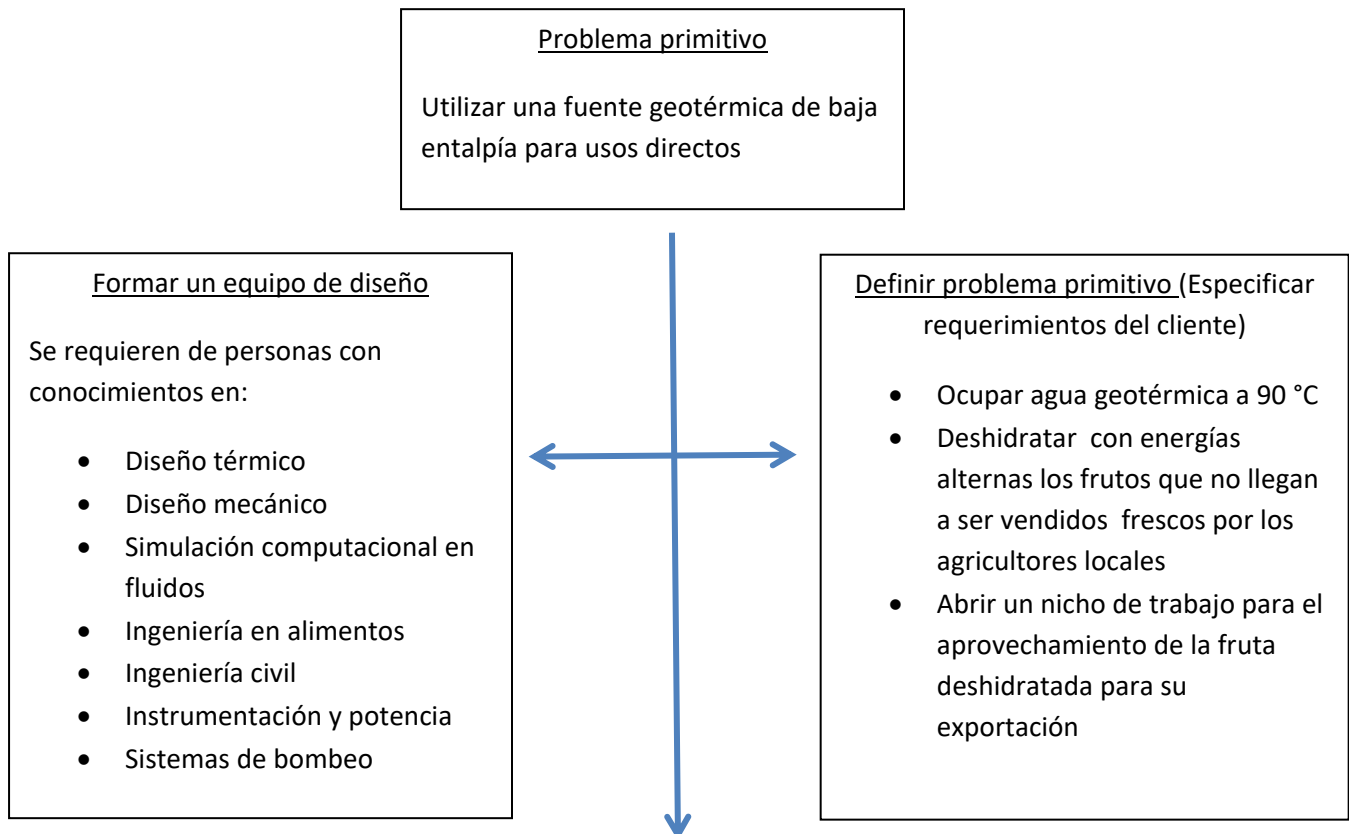
La idea de llevar a cabo un proyecto lleva consigo una etapa extensa de planeación y diseño, para ello es necesario tener un plan para ir solucionando los detalles iniciales antes de que se vuelvan un problema mayor en el momento de la implementación física del proyecto.

En este capítulo se muestran los diagramas de bloques ocupados para el diseño del proyecto de deshidratador, que abarca desde el problema primitivo, la consolidación de un equipo de trabajo, el plan del proyecto, análisis del proyecto y del equipo, hasta la puesta en marcha del mismo.

La metodología seguida a base de diagramas de flujo también se llevó a cabo para la elaboración del intercambiador de calor de tubos aletados y un método iterativo y de análisis, con respecto al prototipo DG10, de la cámara de secado. Por último se muestra el diagrama de tuberías e instrumentación propuesto para la instalación de nuestro equipo.

3.1 Diagrama de bloques para el diseño del deshidratador

La metodología utilizada comprende desde el aprovechamiento del recurso geotérmico hasta la puesta en marcha del equipo (Flores Saucedo, Diseño de sistemas térmicos, 2015)

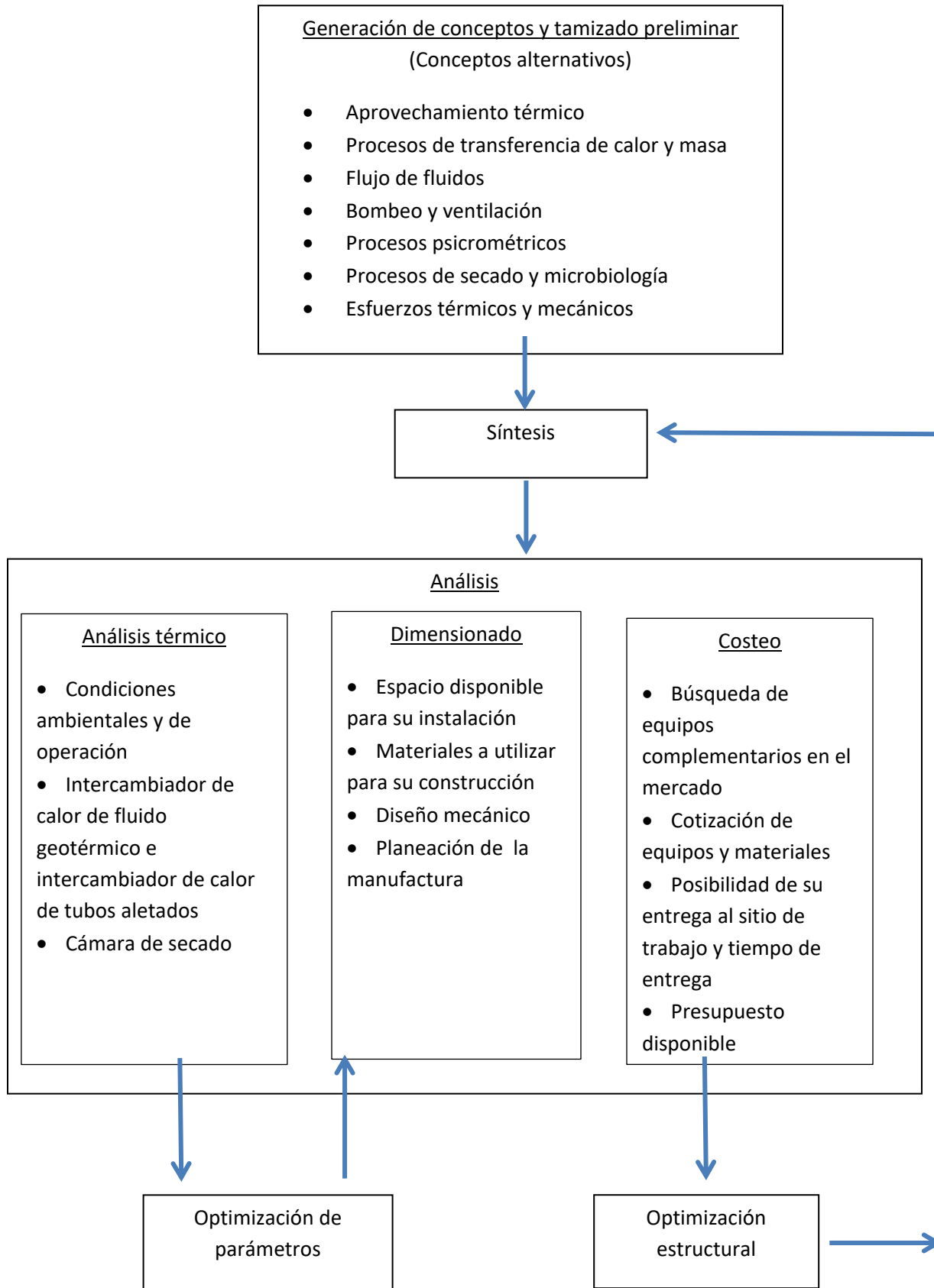


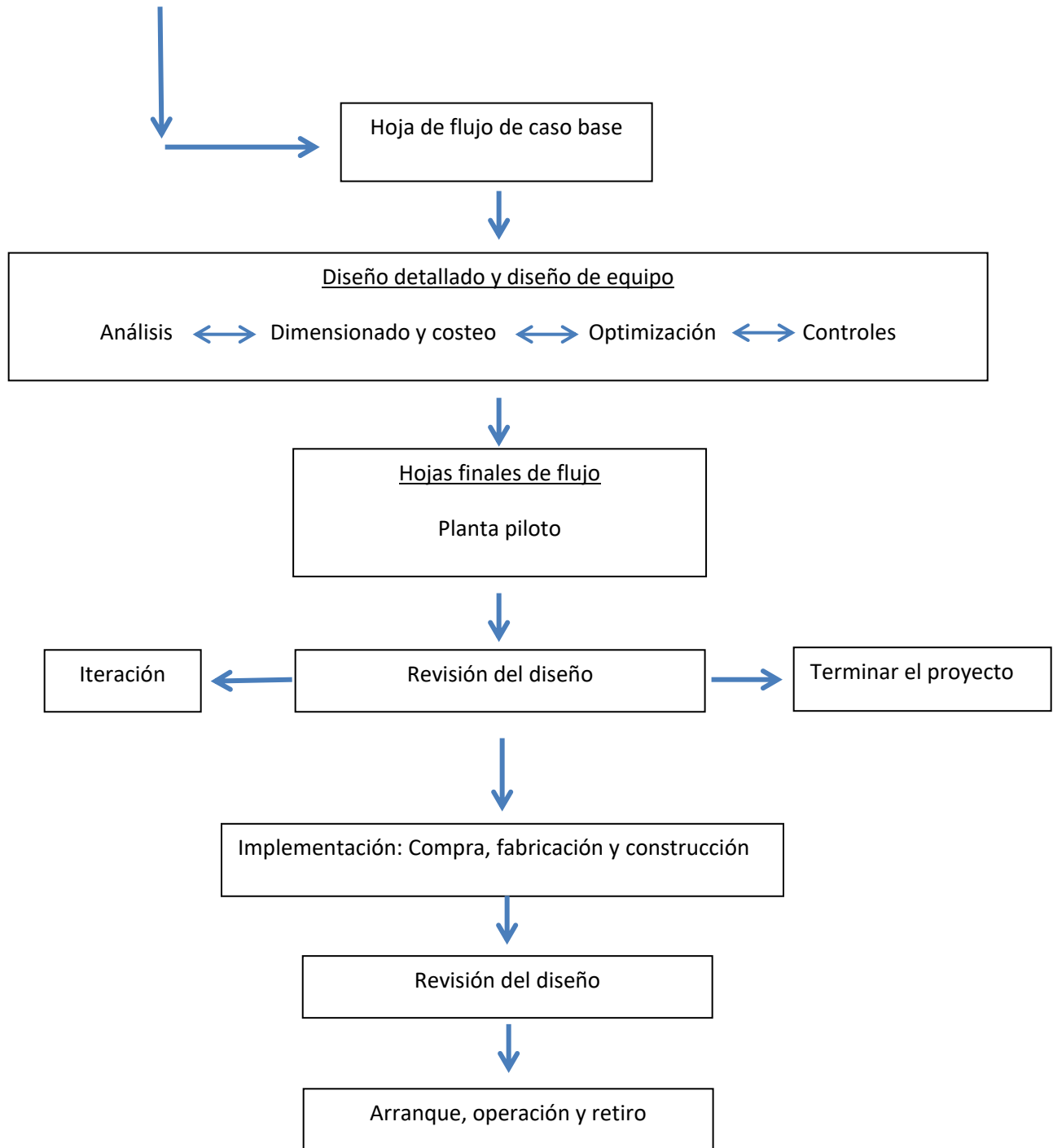
Plan del proyecto

- Ingeniar un método para el intercambio de calor entre el agua geotérmica y el fluido de trabajo .En este caso sería agua de recirculación
- Generar una vía por la cual se aprovechara el agua geotérmica y hasta dónde puede ser transportado el fluido de trabajo
- Acotar las distancias en campo para los posibles diseños de instalaciones hidráulicas
- Investigar el flujo máximo de agua geotérmica que se puede aprovechar .Con esto se determinara:
 - Calor máximo aprovechable del recurso geotérmico
 - Intercambiadores de calor
 - Instalación hidráulica
 - Calibre ,cédula y tipo de tubería
 - Accesorios e instrumentos
 - Pérdidas de presión en tuberías y accesorios
 - Presión y temperatura en la línea
- Dimensionamiento de equipo deshidratador
- Requerimientos para el equipo
 - Flujos de aire y agua de recirculación
 - Temperaturas y presiones de operación
 - Instrumentación y sistemas de seguridad
 - Condiciones sanitarias
- Requerimientos para deshidratado
 - Temperatura y humedad del aire ambiente
 - Calidad del aire
 - Sanitización y desinfección del espacio de trabajo
 - Condiciones óptimas de operación
 - Conocimiento de curvas de secado y velocidad de secado del alimento
 - Desarrollo de un método de deshidratado



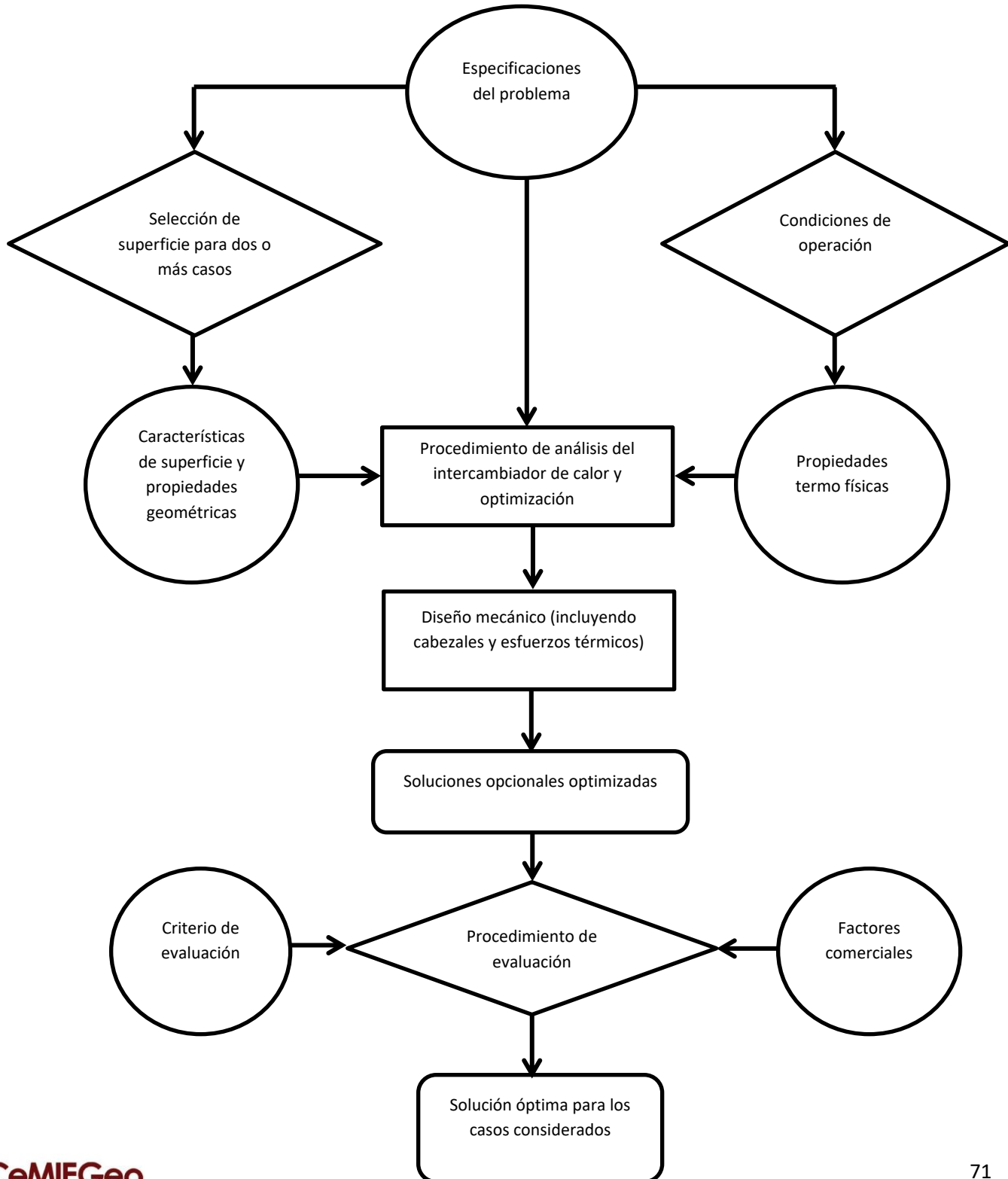
Revisión del diseño





3.2 Diseño de intercambiador de calor propuesto

Se siguió la metodología para diseño de intercambiadores de calor y optimización para intercambiadores de calor compactos (Kays & London, 1997)



En nuestro caso optamos por un intercambiador de calor con tubos aletados, ya que en proyectos pasados se habían ocupado para poder transferir el calor del agua caliente al aire, y por su metodología de cálculo que ocupamos para el diseño del intercambiador.

El número de tubos por columna y filas ,altura de aleta,longitud de tubo y dimensiones de la caja se encuentran en la memoria de cálculo de subcapítulo 4.1 *Intercambiador de calor de tubos aletados*

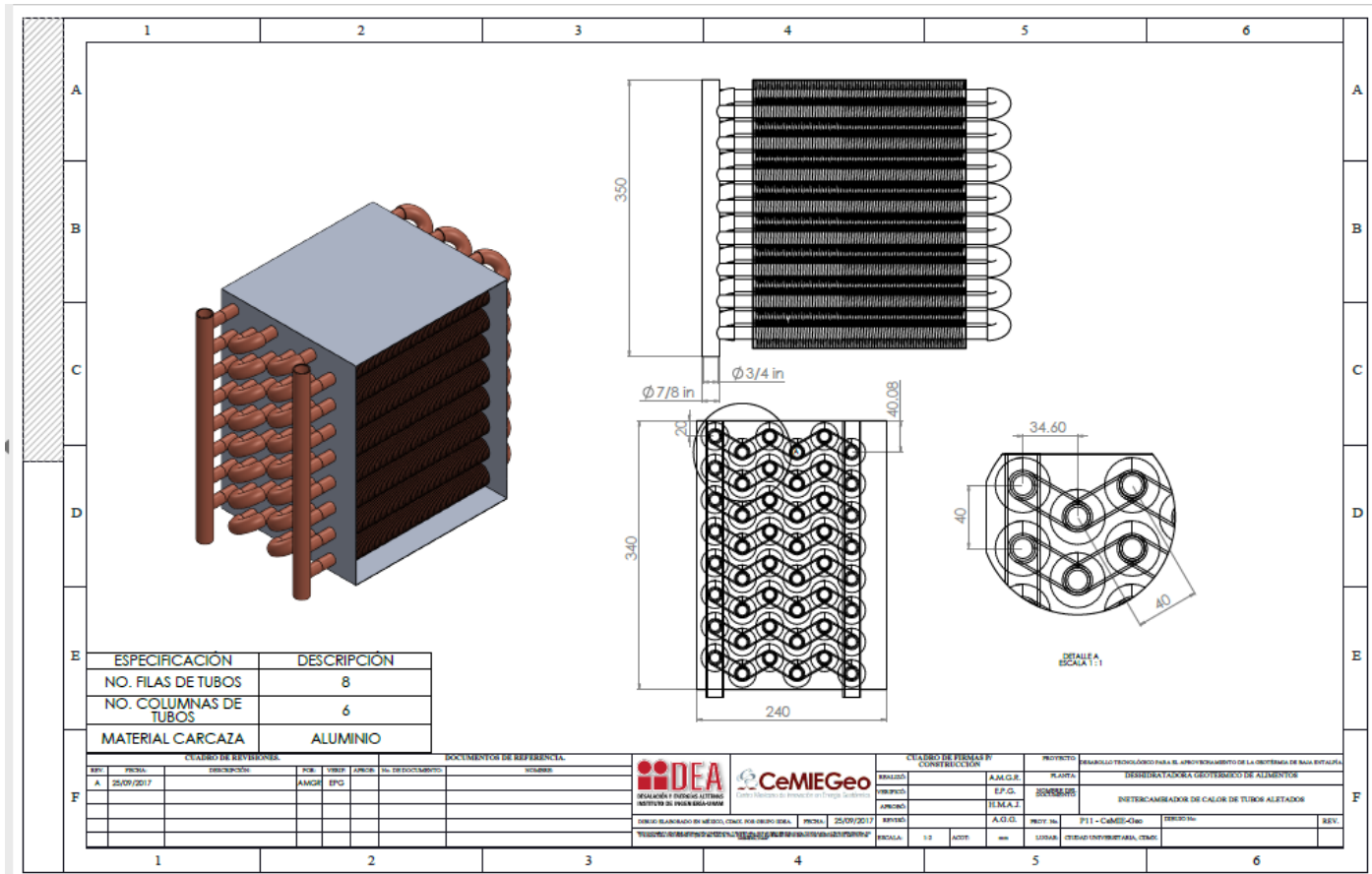


Fig. 45 Planos en Solid Works de intercambiador de calor de tubos aletados propuesto (Garduño Rodríguez, 2018)

El arreglo escalonado , el número de filas y columnas de tubos fue escogido de manera iterativa para obtener la menor pérdida de presión en el aire y ,en parte, la menor cantidad de tubos para su fabricación, siempre respetando el calor que nos puede dar el calentador como una constante de diseño

De igual manera se calculó para ser utilizado en dos sitios para la misma aplicación y rendimiento considerando situaciones climatológicas adversas.

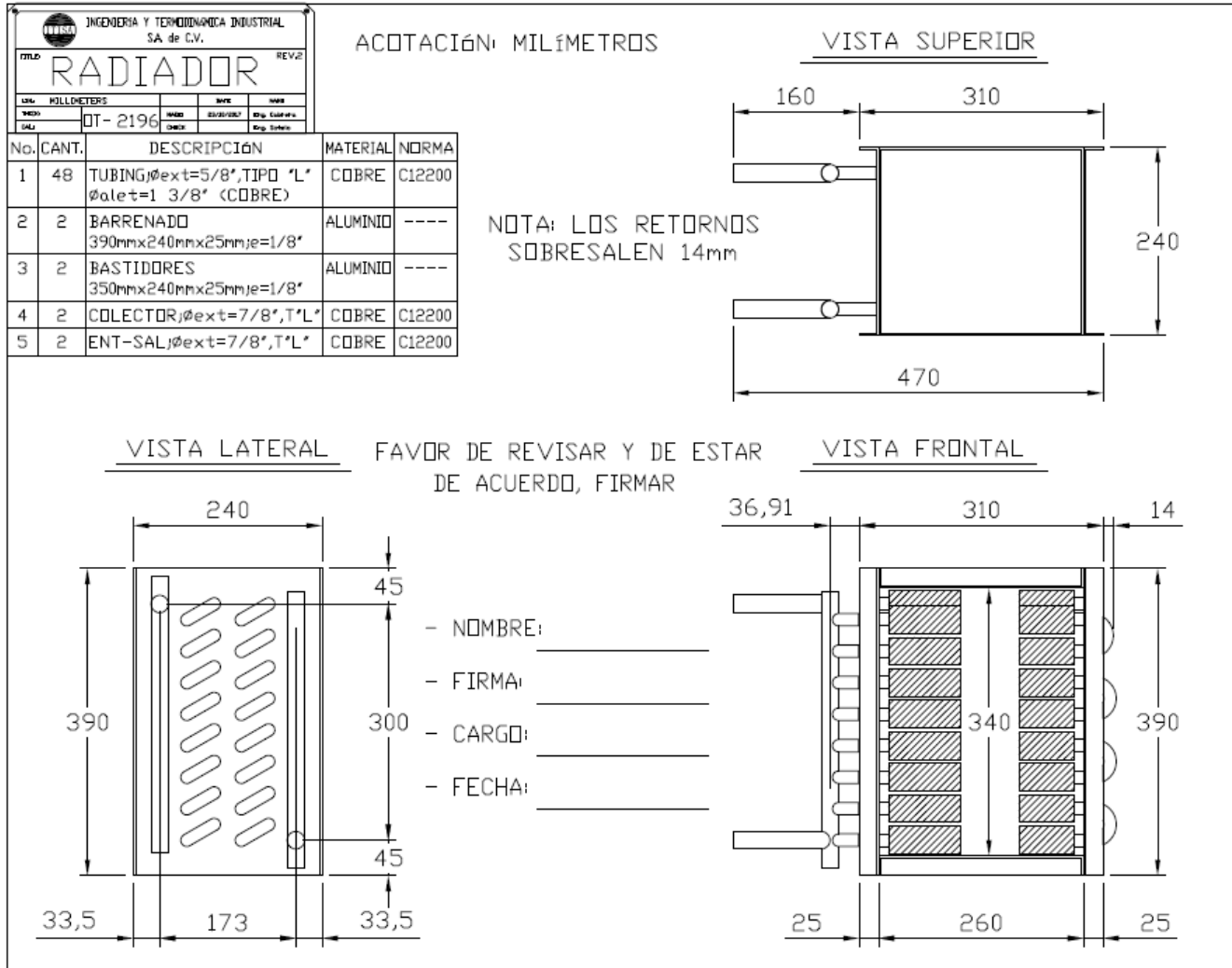


Fig. 46. Planos definitivos del equipo fabricado

3.3 Diseño de cámara de secado propuesta

La justificación de la geometría de la cámara de secado tiene que ver con los procesos de manufactura del equipo y diseño mecánico expuestos en el trabajo *“Diseño mecánico de un deshidratador geotérmico de alimentos de flujo vertical”* para que sea lo más cercano a un equipo comercial, de fácil manipulación y operación. En este trabajo se especifican su construcción, medidas, materiales y justificación de diseño.

Sin embargo el sentido en el que el flujo es distribuido por dentro de la cámara de secado se fue determinando por el análisis de las problemáticas presentadas en el prototipo DGA10 respecto a la flotabilidad, pérdida de presión y temperatura del aire dentro de la cámara de secado. En la siguiente figura se muestra cómo el movimiento del aire dentro de la cámara de secado tiende a subir una vez que ingresa y un pequeño porcentaje se distribuye en la parte inferior una vez que se desplaza a lo largo de la cámara de secado.

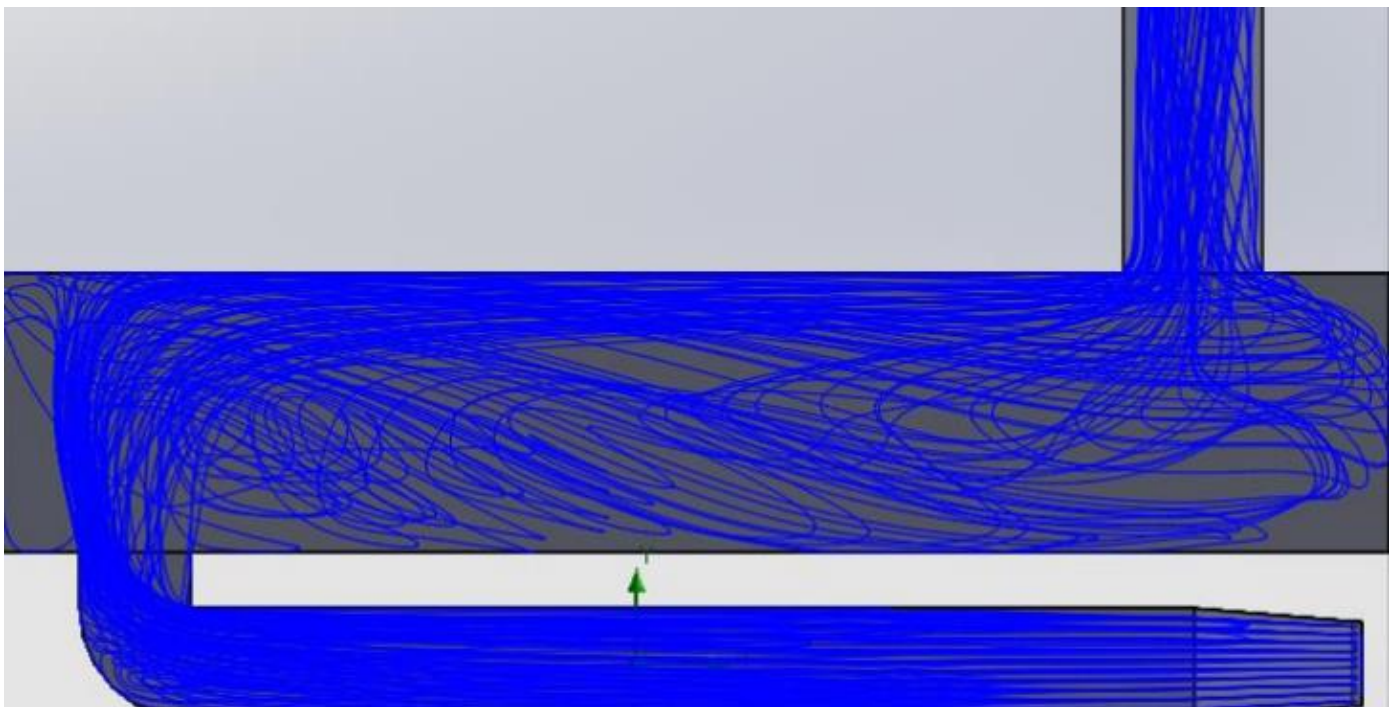


Fig. 47 Vista frontal de la simulación de flujo realizada en la cámara de secado del DGA10 (Garduño Rodríguez, 2018)

Esto demuestra, como en las pruebas realizadas anteriormente con este equipo, que las charolas más cercanas al ingreso del aire a la cámara de secado son las que reciben la mayor cantidad de aire y temperatura óptima para el deshidratado de la fruta. Por lo contrario las charolas más alejadas no reciben suficiente aire caliente, o bien el poco aire que reciben llega con poca velocidad, una menor temperatura y un mayor porcentaje de humedad que perjudican en la homogeneidad del proceso.

Bajo estos análisis se propuso que la cámara tome el aire de abajo hacia arriba para aprovechar la flotabilidad del aire, debido a una densidad menor cuando se encuentra caliente y una menor pérdida de presión al evitar que el aire siguiera una trayectoria horizontal. La simulación realizada para comprobar esta idea está en la siguiente figura.

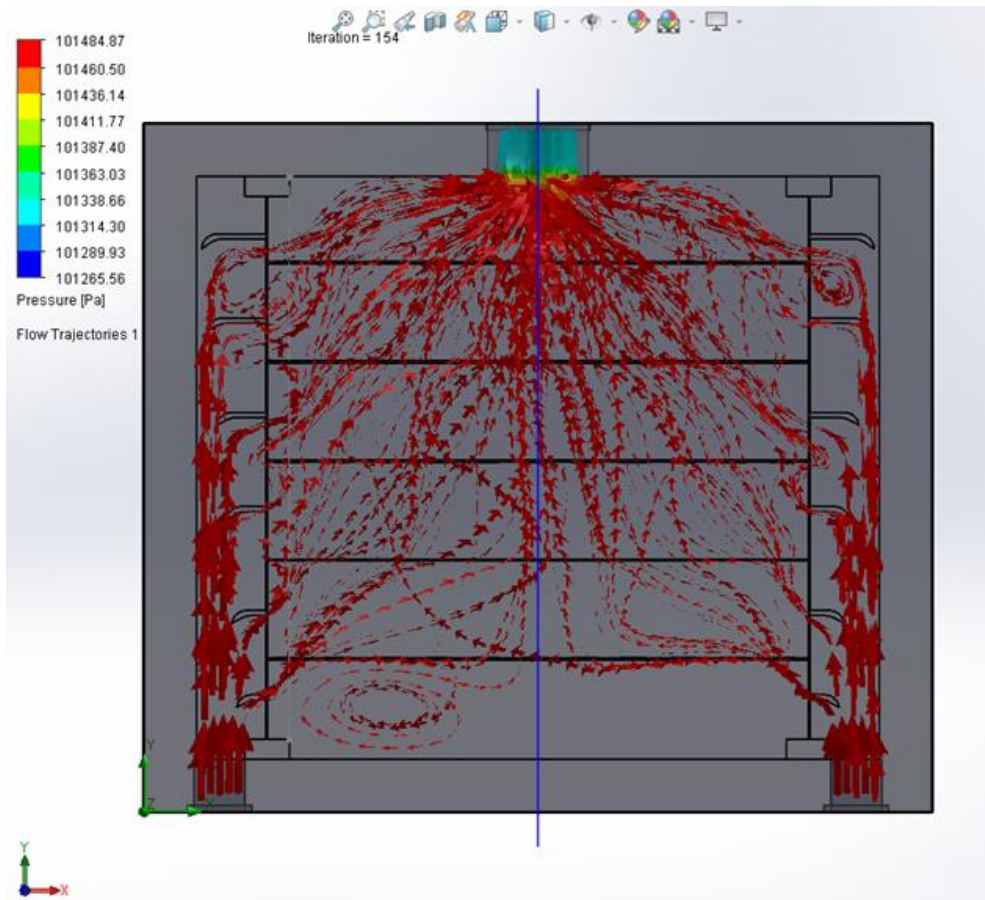


Fig. 48 Vista frontal de la simulación realizada en la cámara de secado del diseño propuesto, cámara con charolas, lámina perforada y baffles (desviadores de flujo) (Garduño Rodríguez, 2018)

En ésta se observa el uso de baffles (desviadores de flujo), para la redirección del aire por las láminas perforadas que fungen como bastidores, y las charolas. Estos componentes ayudan a una mayor distribución del aire por dentro de la cámara de secado y, por ende, un mejor proceso de secado al combinar flujos en dirección horizontal, vertical y turbulento.

La manera en la que ingresa el aire es por medio de un ventilador centrífugo (soplador) ubicado en la parte inferior del equipo, éste impulsa el aire a través de una primera campana difusora conectada al intercambiador de calor de tubos aletados (I.C.T.A.). Una vez que el aire pasa por el I.C.T.A. y se calienta sigue a una segunda campana difusora que conecta a la cámara de secado por la parte inferior como se muestra en el ensamble de la siguiente figura.

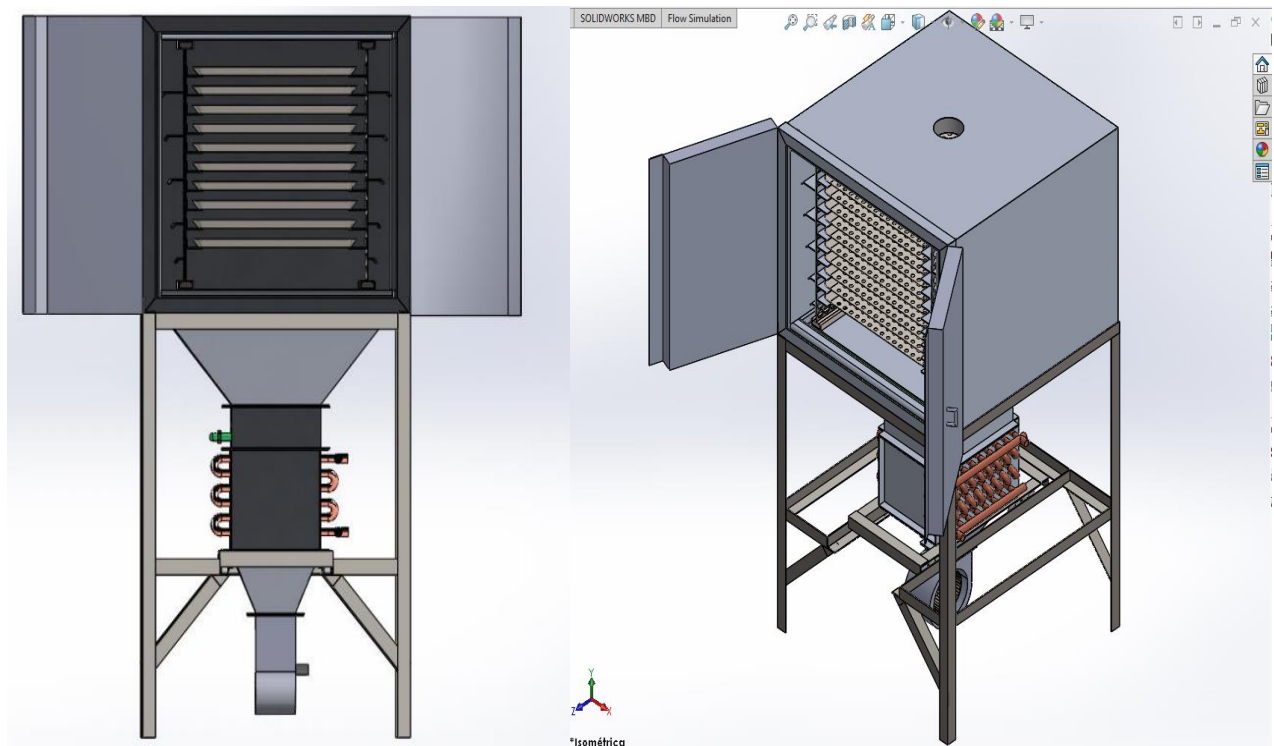


Fig. 49 Vista frontal de la cámara de secado .Charolas, baffles y bastidores dentro de la cámara de secado (izquierda), Vista isométrica de la cámara de secado ensamblada con el intercambiador de calor de tubos aletados y el ventilador centrífugo (derecha) (Garduño Rodríguez, 2018)

3.4 Descripción general de la instalación

Para el desarrollo de las pruebas experimentales fue necesario determinar los puntos de medición del equipo, de suministro de fluidos de trabajo, válvulas y equipos complementarios (ventilador, calentador, bomba, etc.).

Como se observa en la siguiente figura, se encuentran planteados los circuitos hidráulico y del aire, los cuales se explicaran adelante.

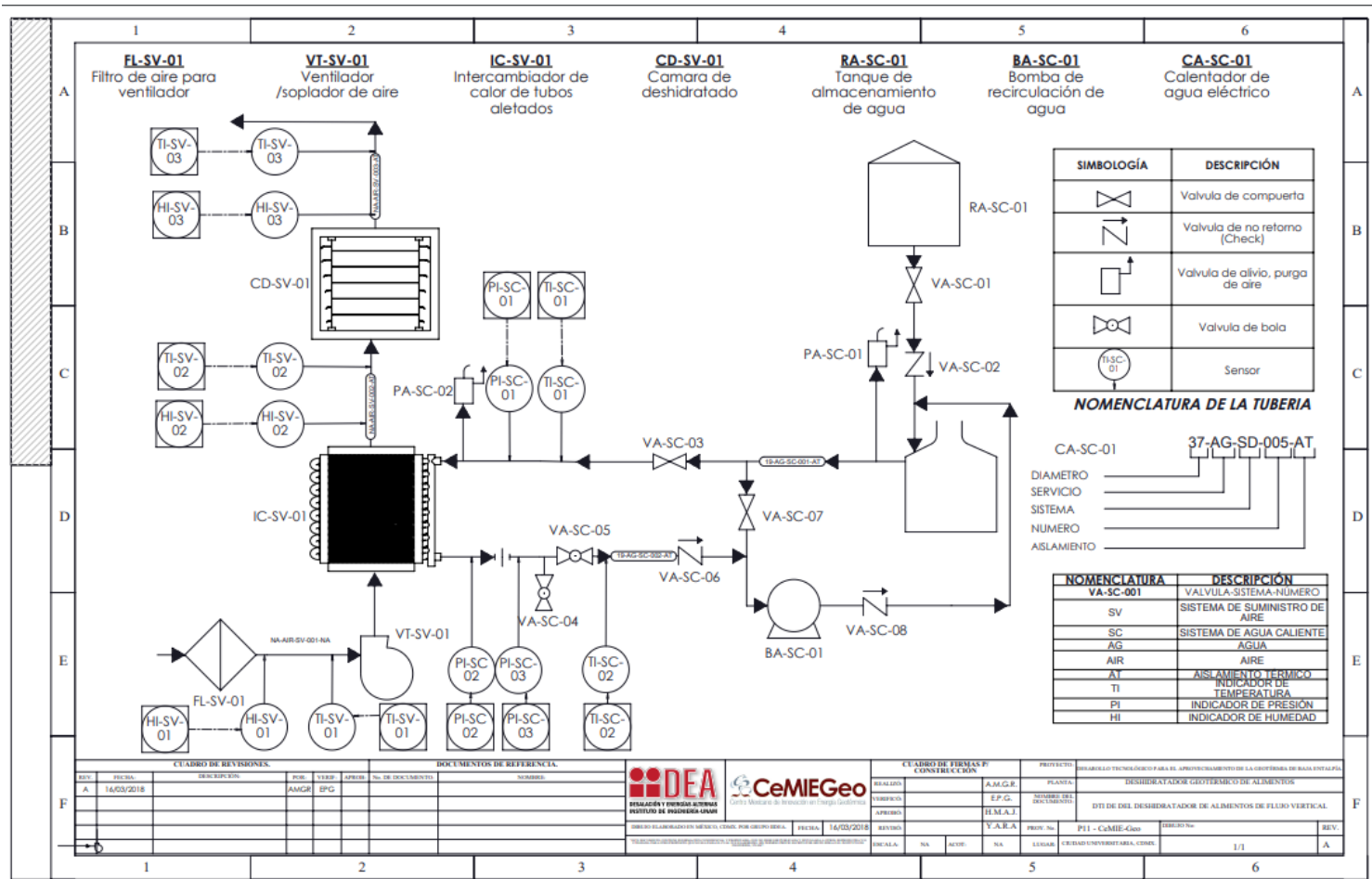


Fig. 50 Diagrama de tuberías e instrumentación de deshidratador geotérmico de flujo vertical (DGA-FV) (Garduño Rodríguez, 2018)

3.4.1 Circuito hidráulico

Se trata del circuito de agua caliente de recirculación que inicia su recorrido desde la bomba de recirculación (BA-SC-01) pasando por el calentador de agua eléctrico (CA-SC-01) para ganar la energía necesaria para la temperatura de operación esperada, finalizando con el ingreso por el cabezal superior del intercambiador de calor de tubos aletados (IC-SV-01) para evitar un choque térmico y que el aire entre de una temperatura media y finalizar con una temperatura alta, algo similar a un proceso de precalentamiento.

Para el sistema de llenado y purgas de la línea se tienen el tanque de almacenamiento de agua (RA-SC-01), la válvula para el ingreso (VA-SC-01) y no retorno (VA-SC-02) del agua de suministro. Las válvulas de alivio y purga de aire son la (PA-SC-01) para el alivio de la línea y purgado de aire de ésta, y la válvula de alivio (PA-SC-02) para el purgado de aire del intercambiador de calor de tubos aletados.

Las válvulas (VA-SC-04) y (VA-SC-05) permiten hacer la extracción de una muestra de agua para la determinación del flujo. Mientras que el arreglo en bypass de las válvulas (VA-SC-03) y (VA-SC-07) permiten la regulación del flujo por dos tuberías en caso de querer estrangular el flujo o bien evitar que el agua pase por el intercambiador de calor de tubos aletados cuando se quiere atemperar sólo la línea.

Los sensores ubicados en el circuito cumplen las siguientes funciones:

- (TI-SC-01) y (TI-SC-02) caída de temperatura en el intercambiador de calor de tubos aletados
- (PI-SC-01) y (PI-SC-02) caída de presión en el intercambiador de calor de tubos aletados
- (PI-SC-02) y (PI-SC-03) caída de presión en medidor de flujo de placa-orificio

3.4.2 Circuito del aire

El inicio del recorrido comienza en la parte inferior del equipo al pasar el aire ambiente por un filtro de aire (FL-SV-01), es succionado por el ventilador centrífugo (VT-SV-01) e impulsado alrededor de los tubos del intercambiador de calor de tubos aletados (IC-SV-01) ,al ganar temperatura el aire llega a la cámara de deshidratado (CD-SV-01) donde hace el proceso a la fruta hasta salir el aire a la atmósfera

Los sensores ubicados en el circuito cumplen las siguientes funciones:

- (TI-SV-01) y (TI-SV-02) el aumento de la temperatura y (HI-SV-01) y (HI-SV-02) el cambio en la humedad relativa del aire ambiente al aire a la entrada de la cámara de deshidratado cuando pasa por el intercambiador de calor de tubos aletados
- (TI-SV-02) y (TI-SV-03) la disminución de la temperatura y (HI-SV-02) y (HI-SV-03) el cambio en la humedad relativa del aire a la entrada y a la salida de la cámara de deshidratado

Capítulo 4. CÁLCULO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR Y CÁMARA DE SECADO

El objetivo de este capítulo es mostrar la memoria de cálculo necesario para el diseño de un intercambiador de calor de tubos aletados (la cual requirió de iteraciones para llegar al diseño definitivo), la cámara de secado que fue propuesta como un cubo de aluminio y aislante térmico, y la campana difusora conectada al extremo inferior de la cámara para distribuir el aire desde el intercambiador.

4.1 Intercambiador de calor de tubos aletados

4.1.1 Características requeridas

Para el cálculo de un intercambiador de calor del tipo agua-aire se utilizó el *Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aletados* (Pysmennyy, Polupan, Mariscal Carvajal, & Sánchez Silva, 2007), para ello fue necesario determinar las siguientes características:

Condiciones de sitio.

Altitud: 2200 m.s.n.m.

Presión atmosférica: 76 [kPa]

Temperatura de aire a la entrada	$\vartheta' = T_{amb}$	15	[°C]
Humedad relativa del aire de entrada	%H.R. in	60	[%]
Temperatura del aire a la salida	$\vartheta'' = T_{desh}$	60	[°C]
Presión del aire a la entrada	$P_{aire} = P_1$	0.1	[MPa]
Temperatura del agua de enfriamiento a la entrada del intercambiador	$T_1 = T'$	80	[°C]
Calor disponible para el deshidratado de jitomate	Q	6	[kW]
Flujo másico del agua	\dot{m}_{agua}	0.44	[kg/s]
Presión del agua a la entrada	P_f	0.2	[MPa]
Dimensiones del conducto para el flujo del aire	$a \times b \times c$	0.34x0.26x-	[m]
Paso entre aletas	sA	0.0031	[m]
Espesor medio de la aleta	δ_A	0.00025	[m]
Diámetro interno del tubo	d int	0.01384	[m]
Diámetro externo del tubo	d	0.0159	[m]
Espesor de pared del tubo interno	δ''_f	0.001016	[m]
Diámetro del aletado	D	0.0349	[m]

Tabla 7 Condiciones de operación y características para el equipo

4.1.2 Balance térmico

La potencia térmica del intercambiador es considerando la humedad relativa del aire a la entrada (*los datos de propiedades psicrométricas fueron obtenidos con el programa .EES con la librería Psychrometric Property Calculator*) también que el calentamiento del aire se hará a humedad absoluta constante, que la temperatura a la salida de la cámara de secado no debe ser menor a 55 °C para que el deshidratado del jitomate se encuentre dentro de un rango aceptable (Pérez González, 2017).

	Entrada del aire al intercambiador de calor	Salida del aire del intercambiador de calor	Salida del aire de la cámara de secado
Temperatura [°C]	Tamb=T1= 15	Tdesh=T2=60	T3=55
Humedad relativa [%]	60	5.13	8.44
Humedad absoluta [g vapor/kg aire seco]	W1=6.43	W2=6.43	W3=8.39
Entalpía [kJ/kg]	h1=31.36	h2=77.2	h3=82.58
Volumen específico [m3/kg]	v1=0.836	v2=0.9661	v3=0.9546
Temperatura de bulbo húmedo de 2 y 3 .Tc= 25.4[°C]			
Humedad absoluta de bulbo húmedo de 2 y 3 .W*= 20.84 [g vapor /kg aire seco]			

Tabla 8 Condiciones del aire para el diseño del intercambiador de calor de tubos aletados y la cámara de secado

Determinamos el flujo másico de aire \dot{m}_{aire} de la fórmula $Q = \dot{m}_{\text{aire}} \cdot (h_2 - h_1)$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{Q}{h_2 - h_1} = 0.13 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Se puede determinar también el flujo volumétrico de aire para dimensionar el ventilador.

$$\dot{V}_{\text{aire}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{\rho_{\text{aire a temperatura de entrada}}} = \dot{m}_{\text{aire}} \cdot v_1 = 0.109 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] = 6.5 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{min}} \right] = 230 \text{ [cfm]}$$

Si consideramos que el aire entra a la cámara de secado a 60 [°C] y pueda salir a 55 [°C] (suponiendo que se pueda retirar del jitomate agua de manera constante), la cantidad de agua retirada por el aire sería.

$$\dot{m}_{\text{agua retirada}} = \dot{m}_{\text{aire}} \cdot (W_3 - W_2) = 0.25 \left[\frac{\text{g vapor}}{\text{s}} \right]$$

La eficiencia teórica de humidificación del aire se puede determinar por humedad absoluta o por temperaturas (recordando que el proceso de enfriamiento y humidificación se da a temperatura de bulbo húmedo constante) como:

$$\eta_H = \frac{W_3 - W_2}{W^* - W_2} \times 100 = 13.6 \% \qquad E = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_c} \times 100 = 14.4 \%$$

Sabiendo que la presión del agua $P_f = 0.2$ [MPa] y $T' = 80$ °C, se obtiene de tablas de líquido saturado que la entalpía es $h' = 335 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$, entonces:

$$h'' = h' + \frac{-Q}{\dot{m}_{\text{agua}}} = 321.4 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

De acuerdo con la tabla A.2 para obtener la temperatura de h'' a 0.2 [MPa] (La tabla A2 se encuentra dentro del manual) $T''=76$ [°C]

La Temperatura media del agua en el intercambiador

$$\bar{T}=0.5*(T'+T'')=78 \text{ [°C]}$$

La Temperatura media del aire en el intercambiador

$$\bar{\vartheta}=0.5*(\vartheta'+\vartheta'')=37.5 \text{ [°C]}$$

Las propiedades físicas del agua para Pf y \bar{T}

Densidad	Pf	974.7	[kg/m3]
Volumen específico	Vf	0.00102	[m3/kg]
Viscosidad cinemática	Nf	3.88×10^{-7}	[m2/s]
Conductividad térmica	Kf	0.667	[W/m*K]
Número de Prandtl	Pr f	2.38	-

Tabla 9 Propiedades físicas del agua para Pf y \bar{T}

Las propiedades físicas del aire para P aire y $\bar{\vartheta}$

Densidad	Pg	1.1214	[kg/m3]
Volumen específico	Vg	0.892	[m3/kg]
Viscosidad cinemática	Ng	1.7×10^{-5}	[m2/s]
Conductividad térmica	Kg	0.0268	[W/m*K]
Número de Prandtl	Pr g	0.718	-

Tabla 10 Propiedades físicas del aire para P aire y $\bar{\vartheta}$

4.1.3 Características constructivas del intercambiador de calor

El intercambiador de calor que se diseñó fue con el arreglo de tubos aletados en triángulo. Los tubos se agrupan en serpentines longitudinales y son perpendiculares al flujo de aire, estos serpentines se encuentran conectados por cabezales de entrada y salida. Los codos del serpentín se ubican fuera de los límites del conducto para el aire.

Se eligen tubos con aletado en espiral con las siguientes características:

- Tubo interno.(espesor de 0.040" tipo L)

material	cobre	
diámetro interno dint=	0.01384	m
espesor de pared $\delta''f$ =	0.001016	m

- Tubo exterior con aleta en espiral.(5/8" tipo L con 8 aletas de 1 3/8" por pulgada)

material	cobre	
diametro exterior d=	0.015875	m
altura de la aleta lA=	0.009525	m
paso entre aletas sA=	0.0031	m
espesor de aletas δA=	0.00025	m
resistencia térmica de contacto en frontera 10 MPa Rt=	0.00005	m ² C/W
diametro del aletado D=	0.034925	m

Las características geométricas relativas de los tubos aletados se determinan considerando que los codos de los serpentines se encuentran fuera del conducto para el flujo de aire, por lo que:

$$A_{total} = A$$

El área de la superficie de las aletas en un metro de longitud (LA=1[m]) del tubo aletado circular o helicoidal.

$$A_{a1} = \frac{\pi}{2} (D^2 - d^2 + 2D\delta A) \frac{LA}{sA} = 0.499 [m^2]$$

El área de la superficie del tubo que no está ocupada por las aletas en un metro de longitud del tubo aletado, donde la longitud total de las secciones de los tubos calentadas y sin aletas es igual a cero (LT=0 [m])

$$A_{T1} = \pi * d \left[LA \left(1 - \frac{\delta A}{sA} \right) z + LT \right] = 0.0459 [m^2]$$

El área de la superficie externa en un metro de la longitud del tubo

$$A_1 = A_{a1} + A_{T1} = 0.545 [m^2]$$

La relación Aa1/A

$$\frac{A_{a1}}{A_1} = 0.92$$

La relación AT1/A1

$$\frac{A_{T1}}{A_1} = 0.08$$

El área total de la superficie del tubo que sostiene las aletas para un metro de la longitud

$$A_{sost1} = \pi * d * LA = 0.0499 [m^2]$$

El área de la superficie interna en un metro de la longitud del tubo

$$A_{int1} = \pi * d_{int} * LA = 0.0435 [m^2]$$



La relación $A1/A_{int1}$

$$\frac{A1}{A_{int1}} = 12.54$$

El coeficiente de aletado ψA

$$\psi A = \frac{A1}{A_{sost1}} = 10.93$$

Para el dimensionamiento del conducto de aire y pasos entre tubos consideramos que el intercambiador tiene un arreglo de lados iguales para los tubos, por lo que se tiene una densidad máxima con la relación

$$s2 = \sqrt{\frac{3}{2}} s1$$

Ancho del conducto	a=	0.34	[m]
Altura del conducto	b=	0.26	[m]

$z1$ es el número máximo de tubos aletados que se acomodan con una separación tecnológica suficiente en un ancho "a". Por lo que para 0.34 metros y con un diámetro de aletado de $D=0.034925$ [m]

$$z1 = \frac{a}{D} - 1 = 8.7 \text{ por lo tanto para que sea un número cerrado } z1 = 8$$

Paso transversal entre tubos

$$s1 = \frac{a}{z1 + 0.5} = 0.040 \text{ [m]} > D = 0.034925 \text{ [m]}, \text{ se puede asegurar que no chocaran las aletas}$$

Paso longitudinal entre tubos

$$s2 = \sqrt{\frac{3}{2}} s1 = 0.035 \text{ [m]}$$

El paso diagonal entre tubos para el arreglo de "lados iguales" es igual al paso transversal

$$s'2 = s1 = 0.040 \text{ [m]}$$

Los pasos relativos entre tubos son:

$$\sigma1 = \frac{s1}{d} = 2.52 \quad \sigma2 = \frac{s2}{d} = 2.18 \quad \sigma'2 = \frac{s'2}{d} = 2.52 \quad \frac{\sigma1}{\sigma2} = 1.15$$

Para poder determinar el área libre mínima para el paso del fluido externo en un arreglo de tubos en triángulo se encuentra el diámetro relativo del tubo aletado.

$$d_{rel} = d + \frac{2 * LA * \delta A}{sA} = 0.0174 \text{ [m]}$$

El parámetro del banco de tubos

$$\varphi_{rel} = \frac{s1 - d_{rel}}{s'2 - d_{rel}} = 1$$

Para $\phi_{rel} \leq 2$ el área libre mínima para el paso del aire se encuentra en el plano del paso normal, su valor se calcula con la fórmula:

$$F = a * b - z_1 * L_{sc} * d_{rel} \text{ [m}^2\text{]}$$

Donde L_{sc} es la longitud de los tubos en los límites del conducto de aire, aquí se toma igual a su altura b .

Por lo tanto.

$$F = 0.0522 \text{ [m}^2\text{]}$$

La velocidad del aire se calcula como

$$u_g = \frac{\dot{m}_{aire} * v_g}{F} = 2.22 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Para poder obtener el área libre para el paso del fluido interno (agua), en la cual el número de tubos conectados paralelamente es z_p , se determina por el número de tubos en la fila transversal del banco de tubos z_1 y por el número de vueltas de los serpentines n_x . Para el arreglo de tubos en triángulo el número de vueltas en el serpentín es que $n_x \geq 2$, por lo tanto se considera $n_x = 2$

$$z_p = n_x * z_1 = 16 \text{ tubos}$$

$$f = z_p * \frac{\pi * d_{int}^2}{4} = 0.00241 \text{ [m}^2\text{]}$$

La velocidad media del agua

$$u_f = \frac{\dot{m}_{agua} * v_f}{f} = 0.19 \left[\frac{m}{s} \right]$$

4.1.4 Cálculo del área de la superficie de intercambio de calor

El área de intercambio de calor se puede encontrar con la fórmula.

$$A = \frac{Q * 10^3}{U * \Delta T} \text{ [m}^2\text{]}$$

Para lo que fue necesario calcular el coeficiente global de transmisión de calor U y el valor medio de la diferencia de temperatura ΔT .

El coeficiente global de transferencia de calor queda definido como:

$$U = \frac{\psi}{\frac{A_1}{A_{int1}} * \frac{1}{h_2} + \frac{A_1}{A_{int1}} * R_t + \frac{1}{h_{rel}}} \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right]$$

El coeficiente de efectividad térmica ψ se toma igual a 0.95 cuando los tubos del intercambiador de agua-aire se encuentren expuestos a aire limpio

- **Coefficiente de convección relativo**

El coeficiente de convección relativo se calcula despreciando la transmisión de calor por radiación entre los tubos debido a que este parámetro tiene un valor muy pequeño

$$h_{rel} = \left(\frac{Aa1}{A1} * E * \mu A * \psi E + \frac{AT1}{A1} \right) * hc \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

El coeficiente de convección hc depende de la velocidad y las propiedades físicas del flujo del aire, así como de las características geométricas del banco de tubos.

$$hc = 1.13 * Cz * Cq * \frac{kg}{d} * \left(\frac{ug * d}{vg} \right)^n * Pr * g^{0.33} \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

El parámetro de forma del banco de tubos X , que interviene en las fórmulas para determinar Cq y n se determina para los bancos de tubos con arreglo en triángulo usando la fórmula

$$X = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} - \frac{1.26}{\psi A} \quad z = -0.961$$

Exponente n y coeficiente Cq

$$n = 0.7 + 0.08 * \tanh(X) + 0.005 \psi A = 0.695$$

$$Cq = (1.36 - \tanh(X)) * \left[\frac{1.1}{\psi A + 8} - 0.014 \right] = 0.09284$$

Para obtener el valor de Cz , donde z_2 es la cantidad de filas de tubos transversales al flujo del aire, consideramos que como $z_2 < 8$ y $\sigma_1 / \sigma_2 < 2$

$$Cz = 3.15 * (z_2^{0.05}) - 2.5$$

Se propone que $z_2 = 6$

$$Cz = 0.95$$

Por lo tanto el valor de coeficiente de convección hc será igual a $30.3 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$

- **Coefficiente de eficiencia teórica de la aleta**

Altura de la aleta

$$IA = \frac{D-d}{2} = 0.009525 \text{ [m]}$$

Altura relativa de la aleta

$$I'A = IA * \left[1 + (0.191 + 0.054 * \frac{D}{d}) * \ln\left(\frac{D}{d}\right) \right] = 0.0119 \text{ [m]}$$

Se necesita calcular el valor del parámetro de la aleta m , para esto se requiere el valor de k a una temperatura media T_A donde, $E' = 0.9$

$$T_A = \bar{\vartheta} - (\bar{\vartheta} - \bar{T}) * E' = 74 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Con el valor de TA se determina el coeficiente de conductividad de la aleta de cobre de

$$kA=406 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$$

$$m = \sqrt{\frac{2 hc}{\delta A * kA}} = 24.45 \left[\frac{1}{m} \right]$$

Por lo tanto el coeficiente de eficiencia teórica de la aleta es

$$E = \frac{\tanh(m * l' A)}{m * l' A} = 0.973$$

El factor de corrección ψE para el coeficiente de eficiencia teórica considera irregularidades en el coeficiente de convección

$$\psi E = 1 - 0.016 * \left(\frac{D}{d} - 1 \right) (1 + \tanh(2m l A) - 1) = 0.990$$

El coeficiente μA para aletas de espesor casi constante ($m * l A \ll 1$) se toma igual a 1

Por lo tanto el coeficiente de convección relativo es

$$h \text{ rel} = \left(\frac{A a 1}{A 1} * E * \mu A * \psi E + \frac{A T 1}{A 1} \right) * h c = 29.3 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

- **Coeficiente de convección de la pared hacia el fluido interno h_2**

Para su determinación hay que considerar las propiedades físicas del agua para Pf y \bar{T}

Número de Reynolds

$$Re D = \frac{u f * d \text{ int}}{\nu f} = 6651$$

Se calculan los valores de K y ζ como

$$K = 1 + \frac{900}{Re f} = 1.1353 \quad \zeta = (1.82 * \log(Re D) - 1.64)^{-2} = 0.0354$$

Para determinar el factor de corrección C tem se evalúa la temperatura media de la superficie interna del tubo Tw dando valores que posteriormente se corrigen, del área de la superficie externa de intercambio de calor $A' = 100 [m^2]$ y un coeficiente de convección $h' 2 = 2000 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$

$$A' \text{ int} = \frac{A'}{\left(\frac{A 1}{A \text{ int} 1} \right)} = 8.0 [m^2]$$

$$T' w = \bar{T} + \frac{Q}{A' \text{ int} h' 2} * 10^3 = 77.6 [^{\circ}C]$$

μ_w : Es la viscosidad dinámica del fluido obtenida a partir de la temperatura media de la superficie interna del tubo Tw

$$\mu_w = 0.00035 [Pa * s]$$

μ_f : Es la viscosidad dinámica del fluido obtenida a partir de la temperatura media del fluido \bar{T}

$$\mu_f = \rho_f \cdot \nu_f = 0.000378 \text{ [Pa*s]}$$

C_{tem} se determina por medio de $C_{tem} = (\mu_f / \mu_w)^n$, donde :

- $n=0.11$ cuando el fluido interno se calienta
- $n=0.25$ cuando el fluido interno se enfría

$$C_{tem} = \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.25} = 1.020$$

Como $4 \times 10^3 < Re_f < 5 \times 10^6$, entonces h_2 es

$$h_2 = \frac{k_f}{d_{int}} * \left[\frac{0.125 * \zeta * Re_f * Pr_f * C_{tem}}{K + 4.5 * \zeta^{0.5} (Pr_f^{0.666} - 1)} \right] = 1913.57 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

Una vez calculados los valores de h_2 y h_{rel} , y determinando el valor de ψ , se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor

$$U = \frac{\psi}{\frac{A_1}{A_{int1}} * \frac{1}{h_2} + \frac{A_1}{A_{int1}} * R_t + \frac{1}{h_{rel}}} = 23.01 \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right]$$

La diferencia de temperatura media se toma como la circulación de los fluidos de trabajo a contra flujo

ΔT_{mayor} es la mayor diferencia de temperaturas entre los fluidos de trabajo ya sea al final o al inicio de la superficie de intercambio.

$$\Delta T_{mayor} = T'' - \vartheta' = 61 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

ΔT_{menor} es la menor diferencia de temperaturas entre los fluidos de trabajo ya sea al final o al inicio de la superficie de intercambio

$$\Delta T_{menor} = T' - \vartheta'' = 20 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Diferencia de temperaturas media

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{mayor} - \Delta T_{menor}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{mayor}}{\Delta T_{menor}}\right)} = 36.77 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Por lo tanto el área de la superficie de intercambio de calor será

$$A = \frac{Q * 10^3}{U * \Delta T} = 7.09 \text{ [m}^2\text{]}$$

Se utiliza el valor de h_2 para obtener el valor de T_w

$$A_{int} = \frac{A}{\left(\frac{A_1}{A_{int1}}\right)} = 0.57 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$T_w = \bar{T} + \frac{Q * 10^3}{A_{int} * h_2} = 72.5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Utilizando el valor de T_w para obtener μ_w y sustituirlo en la fórmula de la magnitud C_{tem} , nos percatamos que C_{tem} no varía significativamente su valor, por lo cual detenemos hasta aquí la iteración para obtener A_{int} .



Longitud total de los tubos aletados del intercambiador (sin codos)

$$Lal = \frac{A}{A1} = 13.01 \text{ [m]}$$

Cantidad total de tubos en el intercambiador

$$z = \frac{Lal}{Ls.c.} = 50 \text{ [pzas]}$$

Número de filas de tubos transversales

$$z2 = \frac{z}{z1} = 6.3 = 6$$

Profundidad del conducto del aire

$$c = (z2 - 1) * s2 = 0.173 \text{ [m]}$$

Número real de tubos en el intercambiador

$$z' = z1 * z2 = 48 \text{ [pzas]}$$

Longitud real de los tubos aletados del intercambiador

$$L'al = Ls.c. * z' = 12.48 \text{ [m]}$$

Área real de superficie de calor

$$Ar = L'al * A1 = 6.8 \text{ [m}^2\text{]}$$

4.1.5 Cálculo de caída de presión externa

El cálculo de la caída de presión se inicia determinando la longitud relativa de la superficie extendida $\frac{A_{total}}{F}$ y el diámetro equivalente de la sección más estrecha del banco de tubos d_{eq}

$$\frac{A_{total}}{F} = \frac{\pi * [d * sA + 2 * IA * \delta A + 2 * IA * (IA + d)]}{s1 * sA - (d * sA + 2 * IA * \delta A)} = 24.13$$

Cuando $\phi_{rel} \leq 2$, el diámetro equivalente para los bancos de tubos con arreglo en triángulo se determina como:

$$d_{eq} = \frac{2[sA(s1 - d) + 2 * IA * \delta A]}{2 * IA + sA} = 0.0063 \text{ [m]}$$

Para el cálculo del coeficiente de pérdidas ζ_0 , para el caso del banco de tubos con arreglo en triángulo, se determinan las magnitudes del exponente n , el coeficiente C_r y el coeficiente C_z

$$n = 0.17 \left(\frac{A}{F}\right)^{0.25} \left(\frac{s1}{s2}\right)^{0.57} \exp(-0.36 \frac{s1}{s2}) = 0.27$$



$$Cr=2.8\left(\frac{A}{F}\right)^{0.53}\left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{1.3}\exp(-0.90\frac{s_1}{s_2})=6.453$$

Para cualquier arreglo de tubos con $z_2 > 6$, $C'z = 1$

El coeficiente de pérdidas del banco de tubos es

$$\zeta_o = C'z * Cr * \left[\frac{ug * d_{eq}}{vg} \right]^{-n} = 1.0532$$

El factor de corrección que contempla las condiciones reales de operación de la superficie de intercambio de calor, generalmente se toma como $Cop = 1.1$

Por lo tanto la resistencia externa de los bancos de tubos aletados expuestos a un flujo transversal será:

$$\Delta H = Cop * \zeta_o * z_2 * \frac{\rho g * ug^2}{2} = 19 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta H \text{ (col. de agua)} = \frac{\Delta H}{9.8} = 1.96 \text{ mm de columna de agua}$$

4.1.6 Cálculo de la caída de presión interna

El agua circula por 8 serpentines conectados en paralelo. El cálculo se realiza solo para un serpentin

L ent=	0.062	[m]
L sal=	0.062	[m]
n rec=	6	
L cod=	-	[m]
n cod=	-	
d cab=	0.01905	[m]
R=	0.0200	[m]

La longitud total del serpentin, L_{total} , se compone de las secciones que se calientan (L_{cal}) y las secciones "frías" (L_{fri})

$$L_{total} = L_{cal} + L_{fri}$$

La longitud de las secciones del serpentin que se calientan se compone de las secciones rectas aletadas en los límites del conducto de gases $L_{s.cal}$, el número de las cuales en un serpentin para el arreglo en triángulo del banco de tubos es $n_{rec} = z_2$

Por lo tanto L_{cal} es

$$L_{cal} = L_{s.cal} * n_{rec} = L_{sc} * n_{rec} = 1.56 \text{ [m]}$$

La longitud de la sección “fría” $L_{fría}$ se compone, en el caso de estudio, de las longitudes de la sección de salida de el cabezal de distribución L_{sal} , la sección de entrada al cabezal colector L_{ent} , así como la longitud de los codos L_{cod}

$$L_{fría} = L_{sal} + L_{cod} * n_{cod} + L_{ent} = 0.44 \text{ [m]}$$

El número de codos del serpentín para un arreglo en triángulo del banco de tubos es

$$n_{cod} = z - 1 = 5$$

La longitud de cada codo es

$$L_{cod} = \pi R = \pi * s^2 = 0.0628 \text{ [m]}$$

Las longitudes de las secciones de entrada y salida del cabezal son:

$$L_{sal} = L_{ent} = 0.062 \text{ [m]}$$

Longitud total del serpentín

$$L_{fría} = 0.44 \text{ [m]}$$

$$L_{total} = 2.00 \text{ [m]}$$

- **Cálculo de la caída de presión en el serpentín**

Para la entrada y salida del agua al intercambiador de calor se va a realizar por medio de un cabezal de distribución a la entrada y un cabezal colector a la salida, ambos con un diámetro interno de $\frac{3}{4}$ de pulgada. El esquema de circulación utilizado es el Π

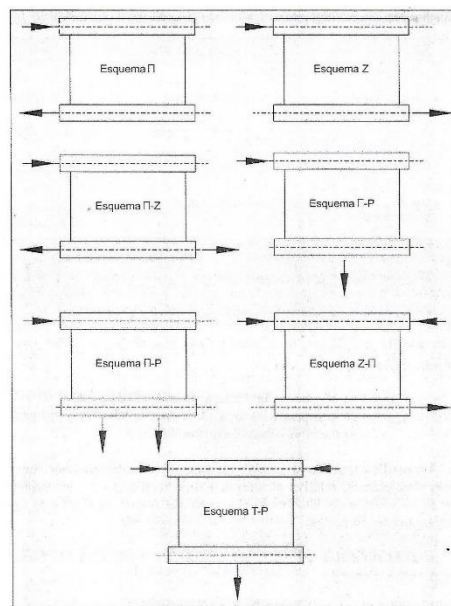


Fig. 51 Esquemas de circulación del flujo en los elementos

Coeficiente de fricción ζ_{fr} debe ser calculado por medio del conocimiento de la rugosidad interna del tubo de cobre ξ y el valor límite del número de Reynolds Re^{lim}

$$\xi = 1.5 \times 10^{-6} [\text{m}] \quad \frac{d_{int}}{\xi} = 9226$$

$$Re^{lim} = 560 * \frac{d_{int}}{\xi} = 5.17 \times 10^6$$

Recordando que el valor de $Re_D = 6651$, el cual es menor que Re^{lim} , se determina el coeficiente de fricción ζ_{fr}

$$\zeta_{fr} = \frac{1.325}{\left[\ln \left[\frac{\xi}{3.7 d_{int}} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right] \right]^2} = 0.0349$$

Para la obtención del coeficiente de pérdidas de entrada al tubo que se calienta se sabe que es un suministro lateral del flujo hacia el cabezal de suministro

$$\frac{d_{int}}{d_{cab}} = 0.727 > 0.1$$

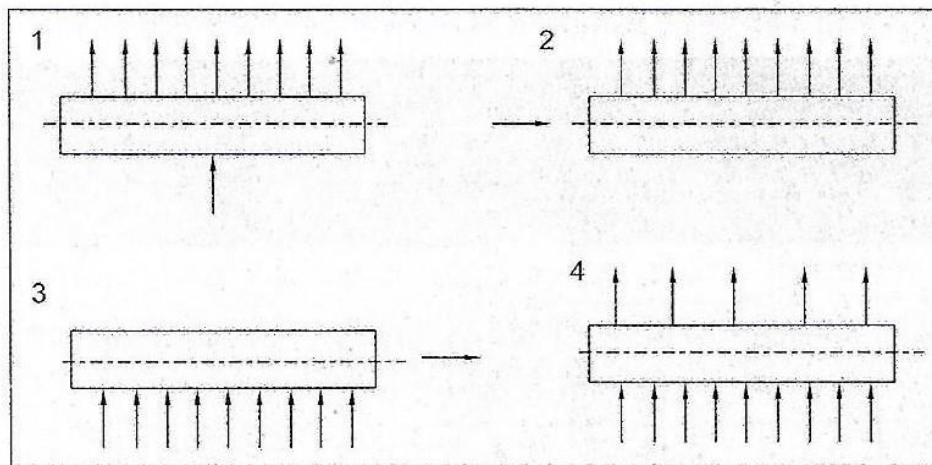


Fig. 52 Esquema para el cálculo de los coeficientes de pérdidas de entrada y de salida de los tubos, (1) Cabezal distribuidor con suministro radial, (2) Cabezal distribuidor con suministro lateral (3) Cabezal colector con salida lateral, (4) Cabezal colector con salida radial desacoplada del fluido de trabajo en la zona activa

Los valores de los coeficientes medios de pérdidas de entrada al tubo ζ_{ent} se determina por la siguiente tabla:

Tipo de entrada	Coeficiente de pérdidas ζ_{ent}	
	$d_{int}/d_{cab} < 0.1$	$d_{int}/d_{cab} > 0.1$
Al tubo que se calienta desde el cabezal distribuidor	0.5	0.7

con suministro lateral del fluido de trabajo		
Al tubo que se calienta desde el cabezal distribuidor con suministro radial del fluido de trabajo para un número de tubos de salida por uno de entrada $n < 30$	0.5	0.7
Al tubo que se calienta desde el cabezal distribuidor con suministro radial del fluido de trabajo para un número de tubos de salida por uno de entrada $n > 30$	0.6	0.8
Al tubo de descarga del cabezal de recepción con salida lateral del fluido de trabajo	0.4	0.4
Al tubo de descarga del cabezal de recepción con salida radial desacoplada del fluido de trabajo en la zona activa	0.5	0.5

Tabla 11 Coeficientes de pérdida de entrada

Por lo que se escoge $\zeta_{ent}=0.7$

Para el coeficiente de pérdidas de salida del tubo que se calienta hacia el cabezal colector ζ_{sal} , se determina por la siguiente tabla:

Tipo de salida	ζ_{sal}
Hacia el cabezal con suministro lateral del fluido de trabajo	0.8
Hacia el cabezal con suministro radial del fluido de trabajo en la zona activa	1.1
Hacia el cabezal con colector lateral del fluido de trabajo	1.3

Tabla 12 Coeficiente de pérdidas de salida

Por lo que se escoge $\zeta_{sal}=1.1$

El coeficiente de pérdidas del codo se determina como una función del ángulo de giro en el codo φ y el radio relativo del codo $\frac{R}{d_{int}}$ de acuerdo a la siguiente tabla:

Ángulo de giro φ	Radio relativo del codo R/d_{int}					
	1	1.5	2	3	4	5
60°	0.32	0.25	0.21	0.18	0.16	0.15
90°	0.41	0.34	0.3	0.24	0.22	0.2
120°	0.5	0.4	0.34	0.27	0.24	0.22
180°	0.5	0.48	0.4	0.32	0.28	0.26

Tabla 13 Coeficientes de pérdidas por los cambios de dirección (codos) ζ_{cd}

$$\frac{R}{d_{int}} = \frac{s1}{2*d_{int}} = 1.45 \quad \text{interpolando los valores más cercanos para } 180^\circ$$

$$\zeta_{cd} = \frac{1.45-1}{1.5-1}(0.48-0.5)+0.5=0.482$$

El coeficiente total de pérdidas de los codos del serpentín es

$$\sum \zeta_{cd} = n \text{ cod} * \zeta_{cd} = 2.41$$

Se considera que la densidad del agua y la velocidad en las secciones características es igual, por lo tanto la caída de presión en los tubos del intercambiador es

$$\Delta P_{\text{serp}} = \left[\frac{\zeta_{fr}}{d_{int}} * L_{total} + \zeta_{ent} + n_{cd} * \zeta_{cd} + \zeta_{sal} \right] * \frac{\rho_f * u_f^2}{2} = 157 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta P_{\text{serp}} (\text{col. de agua}) = \frac{\Delta P_{\text{serp}}}{9810} = 0.016 \text{ [mts. de columna de agua]}$$

- **Pérdida de presión total en los cabezales de suministro y colectores en el intercambiador de calor**

Para determinar la magnitud $\overline{\Delta P}_{cab}$ se necesita conocer las variaciones máximas de la presión estática en el cabezal distribuidor ΔP_{cab}^{dis} y cabezal colector ΔP_{cab}^{col} , las cuales se calculan de acuerdo con el coeficiente B que considera la pérdida de presión en el cabezal.

Secciones de los cabezales para el paso libre del flujo

$$f_{cab}^{dis} = f_{cab}^{dis} = f_{cab} = \frac{\pi * d_{cab}^2}{4} = 0.000285 \text{ [m}^2\text{]}$$

Las velocidades máximas en el distribuidor y el colector se consideran prácticamente las mismas debido a que la densidad del agua permanece constante en el rango de temperaturas de entrada y salida

$$u_{f_{max}}^{dis} = u_{f_{max}}^{col} = u_{f_{max}} = \frac{\dot{m}_{agua} * v_f}{f_{cab}} = 1.57 \text{ [} \frac{m}{s} \text{]}$$

De la siguiente tabla se determinó el valor del coeficiente B, que considera la pérdida de presión en el cabezal:

Tipo de cabezal	B
Para los cabezales colectores (CC):	
- con descarga radial en el centro de la zona activa	1.8
- con descarga lateral	2
Para los cabezales distribuidores (CD):	
- con carga radial en el centro de la zona activa y para una relación $f_{cab}/f_{sum}=1.0$	1.6
- con carga radial en el centro de la zona activa y para una relación $f_{cab}/f_{sum}=1.5$	2
- con carga lateral y sección total ($f_{cab} = f_{sum}$)	0.8
- con carga lateral y sección incompleta ($f_{cab} < f_{sum}$)	$2((f_{cab}/f_{sum})-0.6)$
- con carga en ángulo (fuera de la zona activa)	1

Tabla 14 Coeficiente B que considera la pérdida de presión en el cabezal



Para el cabezal distribuidor con carga lateral y secciones de cabezales iguales

$$B_{dis}=0.8$$

Para el cabezal colector con descarga lateral

$$B_{col}=2.0$$

La variación máxima de la presión estática en el cabezal de distribución

$$\Delta P_{cab}^{dis}=B_{dis} * \frac{\rho f * u f_{max}^2}{2}=967 \text{ [Pa]}$$

La variación máxima de la presión estática en el cabezal colector

$$\Delta P_{cab}^{col}=B_{col} * \frac{\rho f * u f_{max}^2}{2}=2417 \text{ [Pa]}$$

Para el esquema de circulación de flujo del tipo Π , la pérdida de presión total en los cabezales de suministro y colectores $\overline{\Delta P}_{cab}$ se determina como

$$\overline{\Delta P}_{cab} = \frac{1}{3} (\Delta P_{cab}^{col} - \Delta P_{cab}^{dis}) \text{ cuando } \frac{\Delta P_{cab}^{dis}}{\Delta P_{cab}^{col}} < 1$$

$$\overline{\Delta P}_{cab} = \frac{2}{3} (\Delta P_{cab}^{col} - \Delta P_{cab}^{dis}) \text{ cuando } \frac{\Delta P_{cab}^{dis}}{\Delta P_{cab}^{col}} > 1$$

Se calcula el cociente de las pérdidas de presión entre el distribuidor y el colector para determinar la fórmula de la pérdida de presión total en los cabezales

$$\frac{\Delta P_{cab}^{dis}}{\Delta P_{cab}^{col}} = 0.4$$

Por lo tanto

$$\overline{\Delta P}_{cab} = \frac{1}{3} (\Delta P_{cab}^{col} - \Delta P_{cab}^{dis}) = 483.3 \text{ [Pa]}$$

La caída de presión interna total en el elemento se compone de la caída de presión en el elemento tubular (serpentín) y las pérdidas de presión en sus cabezales

$$\Delta P_{el} = \Delta P_{serp} + \overline{\Delta P}_{cab} = 640 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta P_{el} \text{ (col. de agua)} = \frac{\Delta P_{el}}{9810} = 0.1 \text{ [mts. de columna de agua]}$$

4.2 Cámara de secado

Se requiere conocer la pérdida de calor de la cámara de secado, considerada como un ducto de sección transversal rectangular; por lo cual la altura de nuestra cámara se le llamara “largo” para mantener los nombres de a y b (ancho y altura) utilizados en el diseño del intercambiador de calor.

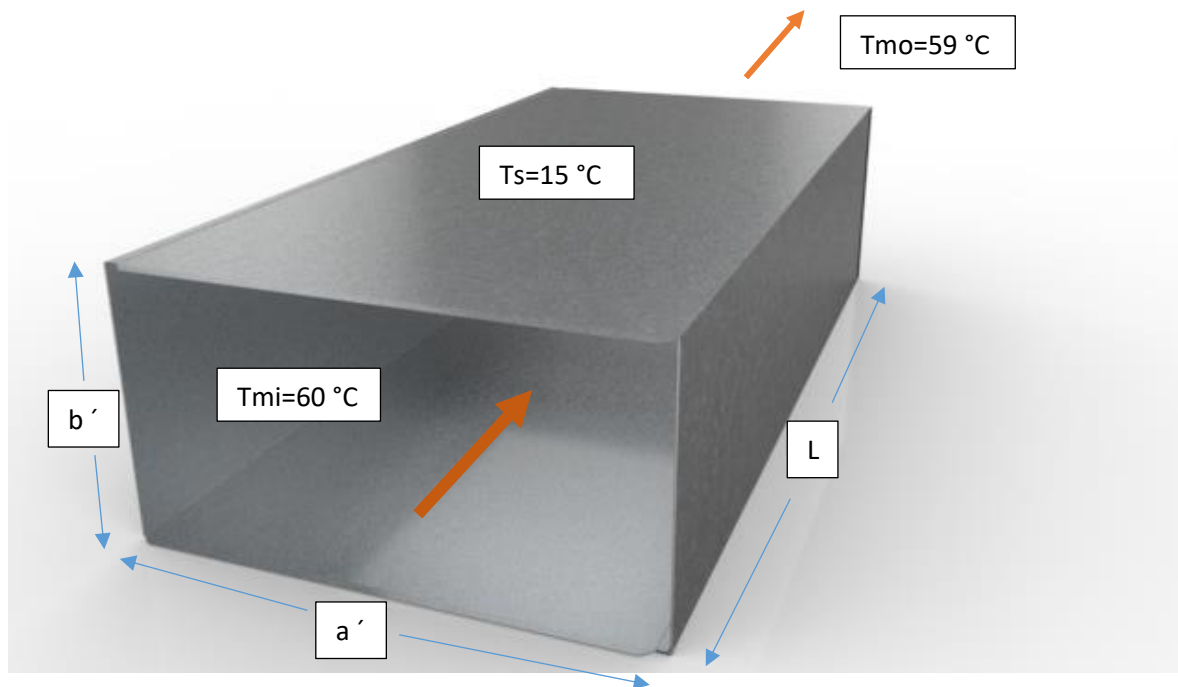


Fig. 53 Ducto de sección transversal rectangular

Las condiciones son las siguientes:

$T_{mi}=60$ [°C] (Temperatura de entrada del aire)

$T_{mo}=59$ [°C] (Temperatura de salida del aire)

$T_s= 15$ [°C] (Temperatura en la superficie de la cámara de secado)

$\dot{m}_{aire}=0.13$ [$\frac{kg}{s}$] (Flujo másico de aire)

$a'= 0.7$ [m] (Ancho interno de la cámara de secado)

$b'=0.7$ [m] (Altura interna de la cámara de secado)

Pérdida de calor q_{perd} [W]

Se hace un cálculo en el que se considera la pérdida de calor q_{perd} [W] si se colocaran un aislante de 2" de espesor, la cámara interna y cámara externa estarán hechas de lámina de aluminio de calibre 18 (1.02 mm). Se considerara como un cubo con sus 6 lados cubiertos con aislante.

Considerando:

- $k_A = k_C = k_{\text{aluminio}} = 225 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$ (conducción del aluminio)
- $k_B = k_{\text{aislante}} = 0.037 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$ (conducción del aislante)
- $h_1 = h_{\text{rel.}} = 29.3 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ (convección relativa máxima del aire al interior de la cámara de secado calculada a la salida del intercambiador de calor)
- $h_4 = h_{\text{aire}} = 5 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ (convección natural del aire exterior)
- $T_s = 15 \text{ [}^\circ\text{C]}$ (Temperatura en la superficie de la cámara exterior)
- $T_{mi} = 60 \text{ [}^\circ\text{C]}$ (Temperatura de entrada del aire a la cámara de secado)
- $T_{mo} = 59 \text{ [}^\circ\text{C]}$ (Temperatura de salida del aire de la cámara de secado)
- $L_A = L_C = 0.00102 \text{ [m]}$ (espesor de lámina de aluminio calibre 18)
- $L_B = 0.0508 \text{ [m]}$ (espesor del aislante)
- $L = 0.6 \text{ [m]}$ (largo de la cámara de secado propuesta)

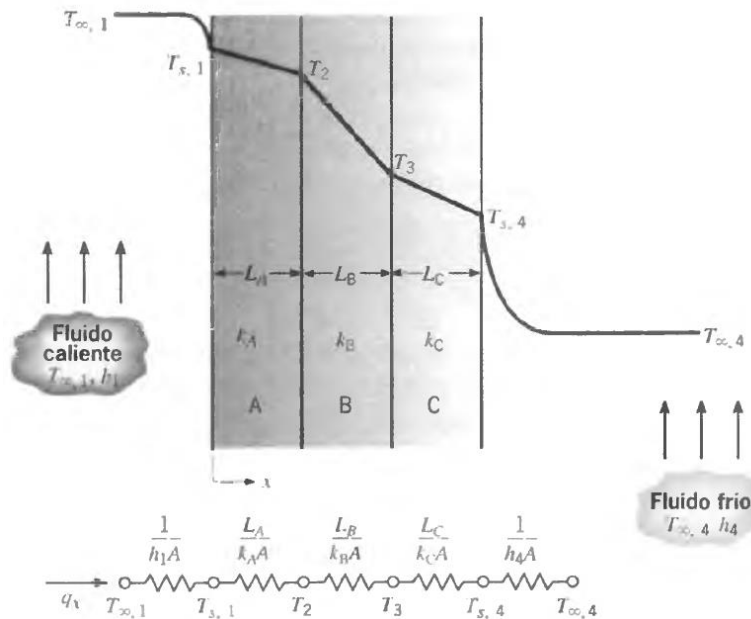


Fig. 54 Distribución de la transferencia de calor a través de las paredes de aluminio y aislante como una pared plana unidimensional (arriba) y circuito térmico equivalente (abajo)



Las áreas superficiales son:

- A1=Área de la carcasa interna de aluminio
- A2=Área del aislante
- A3=Área de la superficie interna de la carcasa externa de aluminio
- A4=Área de la superficie externa de la carcasa externa de aluminio

$$A1=2(a' * L)+2(b' * L)+2(a' * b')=2.66 [m^2]$$

$$A2=2(a'+2LA)L+2(b'+2LA)L+2((a'+2LA)*(b'+2LA)) =2.671 [m^2]$$

$$A3=2(a'+2LA+2LB)L+2(b'+2LA+2LB)L+2((a'+2LA+2LB)*(b'+2LA+2LB))=3.22 [m^2]$$

$$A4=2(a'+2LA+2LB+2LC)L+2(b'+2LA+2LB+2LC)L+2((a'+2LA+2LB+2LC)*(b'+2LA+2LB+2LC))=3.232 [m^2]$$

La resistencia térmica total es:

$$R_{tot} = \frac{1}{h1 * A1} + \frac{LA}{kA * A1} + \frac{LB}{kB * A2} + \frac{LC}{kC * A3} + \frac{1}{h4 * A4} = 0.5888 \left[\frac{K}{W} \right]$$

La pérdida de calor en el ducto se calcula como:

$$q_{perd.} = \frac{\Delta T_{lm}}{R_{tot}} = \frac{\frac{(Ts - Tmo) - (Ts - Tmi)}{\ln\left(\frac{Ts - Tmo}{Ts - Tmi}\right)}}{R_{tot}} = -75.6 [W]$$

$$\frac{q_{perd.}}{A4} = 23.4 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Lo que equivale a 23.4 W de calor perdido por metro cuadrado, resulta estar dentro de los niveles de aislamiento recomendado por la Norma Oficial Mexicana de eficiencia energética en sistemas de aislamientos térmicos industriales (NOM-009-ENER-2014, 2014). La cual marca, para paredes planas, una pérdida máxima de 30 W/m².

Campana difusora a la entrada de la cámara de secado

La determinación de la geometría y pérdida de presión en la campana se presenta a continuación:

La fórmula que define el flujo volumétrico a través de un difusor está dada por

$$Q = v1 * A1 = v2 * A2 \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$v2 = \frac{v1 * A1}{A2} \left[\frac{m}{s} \right]$$



Donde

- $v_1 = v_2 = v$ = Velocidad del aire a la salida del intercambiador de calor de tubos aletados o a la entrada de la campana difusora
- v_2 = Velocidad del aire a la entrada de la cámara de secado o a la salida de la campana difusora
- A_1 = Área transversal a la entrada del aire a la campana difusora
- A_2 = Área transversal a la salida del aire de la campana difusora

$$A_1 = a \times b = 0.34 \times 0.26 = 0.0884 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_2 = a' \times b' = 0.7 \times 0.7 = 0.49 \text{ [m}^2\text{]}$$

Por lo que

$$v_2 = \frac{v_1 \cdot A_1}{A_2} = \frac{2.22 \cdot 0.0884}{0.49} = 0.4 \text{ [} \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{]}$$

El ángulo de apertura del difusor es $\alpha = 40^\circ$

Ocupando el método de cálculo para cambios de sección en tuberías rectangulares del manual de ventilación (Soler & Palau). El cálculo del diámetro equivalente será:

$$d_{eq} = 1.3 \cdot \frac{(a \cdot b)^{\frac{5}{8}}}{(a+b)^{\frac{1}{4}}} \text{ [m]}$$

La presión dinámica se calcula por medio de

$$P_d = \frac{v^2}{16.3} \text{ [mm.c.a.]}$$

Donde

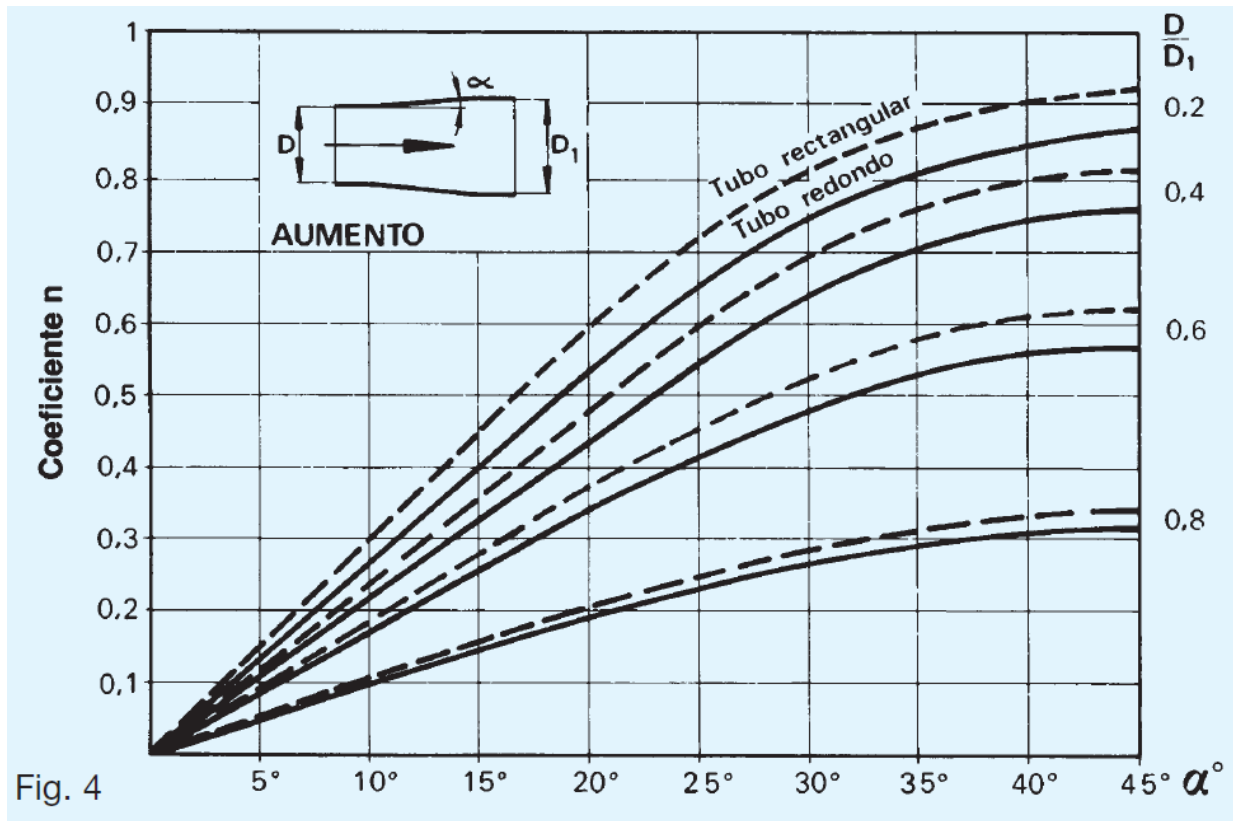
D = Diámetro equivalente de entrada a la campana difusora [m]

D_1 = Diámetro equivalente de salida a la campana difusora [m]

Por lo que

$$D = 0.32 \text{ [m]} ; D_1 = 0.77 \text{ [m]} ; P_d = 0.3 \text{ [mm.c.a.]} ; \frac{D}{D_1} = 0.4$$

En la siguiente gráfica se obtiene el coeficiente “n” para el cálculo de pérdida de carga



Gráfica 2 Cambios suaves progresivos, en función del ángulo bajo el que se produce la transición de secciones (Soler & Palau)

Por lo tanto la pérdida de carga a través de la campana será

$$P_t = n \times P_d = 0.8 \times 0.3 = 0.24 [\text{mm.c.a.}] = 2.4 [\text{Pa}]$$

Capítulo 5. METODOLOGÍA EXPERIMENTAL Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

El uso de una metodología más clara para la caracterización del equipo, la ubicación de instrumentos de medición y los cálculos requeridos para la generación de curvas de secado ,velocidad de secado vs. Tiempo y eficiencias son los puntos tratados en este capítulo. De igual manera se presentan tablas para la recolección de datos de instrumentos de una manera más simple para las pruebas de deshidratado, análisis de resultados de las curvas generadas e imágenes tomadas con cámara termográfica.

5.1 Mediciones y pruebas experimentales

5.1.1 Temperatura y humedad

Entre las variables que pueden medirse en el banco de pruebas están:

- Temperaturas del aire y agua
- Humedad

Temperaturas

Temperaturas del agua a entrada y salida del intercambiador de calor: Los sensores instalados TI-SC-01 y TI-SC-02 miden las temperaturas de entrada y salida respectivamente, la diferencia entre ambos es la caída de temperatura ΔT del agua.

Temperaturas del aire de entrada y salida del intercambiador de calor: El sensor TI-SV-01 mide la temperatura de entrada al intercambiador de calor, los sensores TI-SV-02 y TI-SV-03 la temperatura de entrada y salida de la cámara de secado respectivamente.

Humedad

Por sensores

La humedad relativa de entrada al intercambiador es la registrada por el sensor HI-SV-01 y la humedad relativa a la salida de él es la registrada por el sensor HI-SV-02, mientras que la humedad a la salida de la cámara de secado se registra por el sensor HI-SV-03.

La diferencia entre la humedad absoluta en HI-SV-02 y HI-SV-03 indica la humedad retirada dentro de la cámara de secado.

Por método analítico

La humedad relativa a la entrada del ducto es prácticamente la del aire ambiente, se mide la temperatura ambiente (temperatura de bulbo seco 1) posteriormente se utiliza un psicrómetro rotativo para determinar la temperatura de bulbo húmedo mojando el bulbo envuelto en algodón y haciendo girar el psicrómetro por 3 minutos hasta que la temperatura no pueda bajar más (temperatura de bulbo húmedo 1).

La humedad relativa a la salida del ducto, se mide la temperatura a la salida del ducto (temperatura de bulbo seco 2) posteriormente se utiliza un psicrómetro rotativo para determinar la temperatura de bulbo húmedo mojando el bulbo envuelto en algodón y dejándolo a la salida del ducto hasta que la temperatura no pueda bajar más (temperatura de bulbo húmedo 2).

Un ejemplo para obtener la humedad relativa, humedad absoluta y la entalpía con el uso de la carta psicrométrica es el siguiente:

Temperatura de bulbo seco 1	26 [°C]
Temperatura de bulbo húmedo 1	20.5 [°C]
Temperatura de bulbo seco 2	40 [°C]
Temperatura de bulbo húmedo 2	21 [°C]

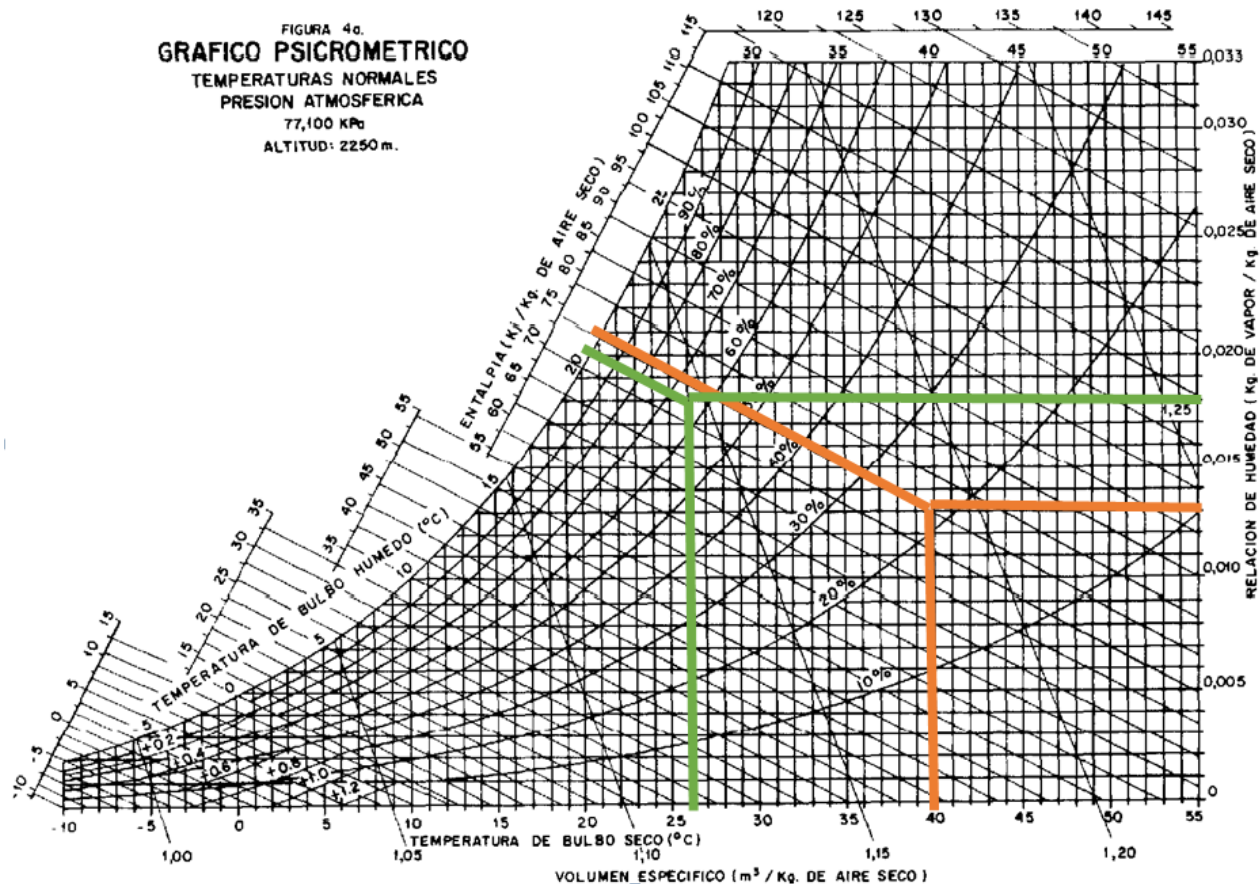


Fig. 55 Carta psicrométrica para altitud de 2250 metros

Como se puede observar en la carta, a la entrada del ducto la humedad relativa es de 65%, humedad absoluta o relación de humedad es de 0.018 (kg de vapor /kg de aire seco) y una entalpía de 72 (kJ/kg de aire seco).

A la salida del ducto la humedad relativa es de 22 %, humedad absoluta o relación de humedad es de 0.013 (kg de vapor /kg de aire seco) y una entalpía de 75 (kJ/kg de aire seco).

5.1.2 Balance térmico

El proceso que aparece en el DTI nos ilustra los consumos de cada equipo y los instrumentos de medición utilizados para determinar el calor en cada uno de ellos

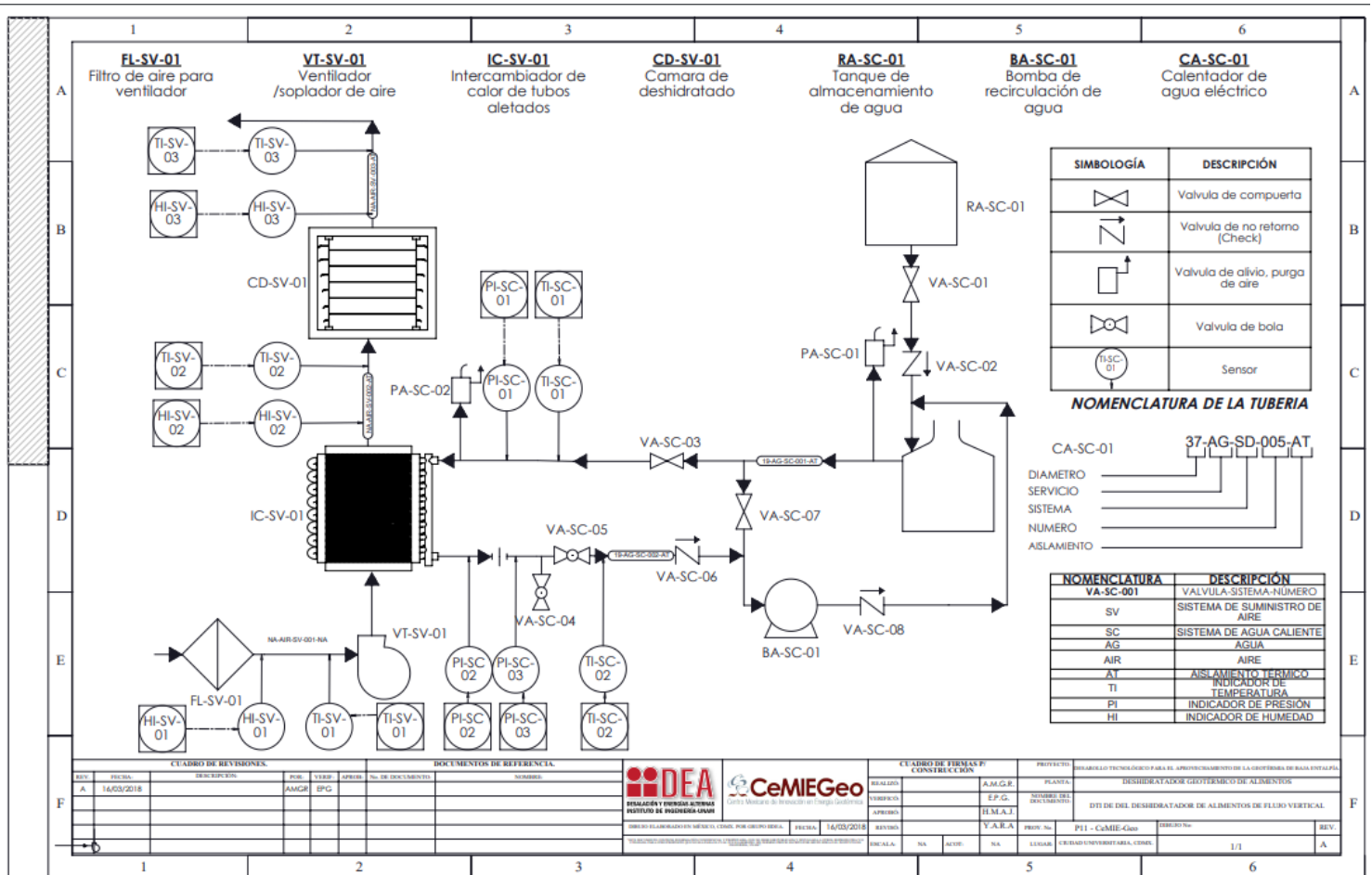


Fig. 56 Diagrama de tuberías e instrumentación de deshidratador geotérmico de alimentos de flujo vertical (DGA-FV)

El balance queda expresado por la potencia suministrada en el ciclo, el calor transferido al aire y la pérdida de calor hacia el ambiente por medio de convección y radiación

$$\eta_{global} * Q_{sum} = Q_{aire} \text{ [kW]}$$

La potencia eléctrica suministrada se expresa como:

$$Q_{sum} = Q_{cal.} + w_{vent.} + w_{bomba} \text{ [kW]}$$

Donde:

$Q_{cal.}$: Calor suministrado por el calentador [kW]

$w_{vent.}$: Potencia eléctrica del ventilador centrífugo [kW]

w_{bomba} : Potencia eléctrica de la bomba recirculadora [kW]

El calor suministrado por el calentador queda expresado como:

$$Q_{cal.} = \dot{m}_{agua} * C_{p_{agua}} * (T_{w1} - T_{w2}) = \left(\frac{V_{agua}}{60000}\right) * \rho_{agua} * C_{p_{agua}} * (T_{w1} - T_{w2}) \text{ [kW]}$$

Donde:

\dot{m}_{agua} : Flujo másico de agua [$\frac{kg}{s}$]

V_{agua} : Flujo volumétrico de agua [$\frac{L}{min}$]

ρ_{agua} : Densidad del agua [$\frac{kg}{m^3}$]

$C_{p_{agua}}$: Calor específico del agua de recirculación [$\frac{kJ}{kg K}$]

TI-SC-01= T_{w1} : Temperatura del agua a la entrada del intercambiador de tubos aletados [°C]

TI-SC-02= T_{w2} : Temperatura del agua a la salida del intercambiador de tubos aletados [°C]

El calor que se transfiere al aire debido al intercambiador de calor de tubos aletados se expresa como:

$$Q_{aire}^{real} = \eta_{I.C.T.A.} * Q_{cal.} \text{ [kW]}$$

$$Q_{aire}^{teórico} = \dot{m}_{aire} * (h_2 - h_1) = \frac{V_{aire} * \rho_{aire} * (h_2 - h_1)}{60} \text{ [kW]}$$

El calor ocupado en el proceso de la cámara de secado:

$$Q_{proc.} = \frac{Q_{aire}^{real}}{h_2 - h_1} (h_3 - h_2) \text{ [kW]}$$



Donde:

m_{aire} : Flujo másico de aire [$\frac{kg}{s}$]

V_{aire} : Flujo volumétrico de aire [$\frac{m^3}{min}$]

ρ_{aire} : Densidad del aire [$\frac{kg}{m^3}$]

$\eta_{I.C.T.A.}$: Eficiencia térmica del intercambiador de calor de tubos aletados [%]

h1: Entalpía del aire a la entrada del intercambiador de calor de tubos aletados [$\frac{kJ}{kg\ aire}$]

h2: Entalpía del aire a la salida del intercambiador de calor de tubos aletados o a la entrada de la cámara de secado [$\frac{kJ}{kg\ aire}$]

h3: Entalpía del aire a la salida de la cámara de secado [$\frac{kJ}{kg\ aire}$]

TI-SV-01 = Ta1: Temperatura del aire a la entrada del intercambiador de tubos aletados [°C]

TI-SV-02 = Ta2: Temperatura del aire a la salida del intercambiador de tubos aletados [°C]

TI-SV-03 = Ta3: Temperatura del aire a la salida de la cámara de secado [°C]

TI-SC-01 = Tw1: Temperatura del agua a la entrada del intercambiador de tubos aletados [°C]

TI-SC-02 = Tw2: Temperatura del agua a la salida del intercambiador de tubos aletados [°C]

HI-SC-01 = H1: Humedad relativa a la entrada del intercambiador de tubos aletados [%]

HI-SC-02 = H2: Humedad relativa a la salida del intercambiador de tubos aletados [%]

HI-SC-03 = H3: Humedad relativa a la salida de la cámara de secado [%]

Para el cálculo a base de los datos experimentales se procede al llenado de la siguiente tabla, manteniendo el flujo del agua y aire constantes durante la toma de datos:

Toma	Tiempo [min]	Flujo volumétrico de agua [L/min]							
		Flujo volumétrico de aire [m^3 /min]							
		Ta1 [°C]	Ta2 [°C]	Ta3 [°C]	H1 [%]	H2 [°C]	H3 [%]	Tw1 [°C]	Tw2 [°C]
Encendido									
Estabilización									
0	0								
1	60								
...	...								
10	600								

Tabla 15 Humedades relativas, Temperaturas del aire y agua

Con los datos obtenidos se determinan los valores para la siguiente tabla que nos servirá para el cálculo de eficiencias (los valores de entalpías y humedades absolutas fueron obtenidas con el programa .EES con la librería Psychrometric Property Calculator)

Toma	Tiempo [min]	Flujo volumétrico de agua [L/min]								
		Flujo volumétrico de aire [m^3 /min]								
		W1=W2 [g vapor/kg aire]	W3 [g vapor/kg aire]	h1 [kJ/kg]	h2 [kJ/kg]	h3 [kJ/kg]	Q aire teórico [kW]	Q aire real [kW]	Q proc. [kW]	Q cal. [kW]
Encendido										
Estabilización										
0	0									
1	60									
...	...									
10	600									

Tabla 16 Humedades absolutas y entalpías del aire, calor del aire teórico y real, calor de proceso y calor del calentador

5.1.3 Eficiencia térmica del intercambiador de calor, eficiencia global del equipo, eficiencia de proceso y eficiencia de humidificación del aire.

Eficiencia térmica del intercambiador de calor

Se determina por medio de la siguiente ecuación (Abugaber Francis, 2003):

$$\eta_{I.C.T.A.} = \frac{T_{a2} - T_{a1}}{T_{w1} - T_{a1}} \times 100 \text{ [%]}$$

Eficiencia global del equipo

Se ocupa para determinar el porcentaje de energía suministrada que se pudo transformar a energía calorífica para el aire

$$\eta_{global} = \frac{Q_{aire \text{ real}}}{Q_{sum}} = \frac{Q_{aire \text{ real}}}{Q_{cal.} + w_{vent.} + w_{bomba}} \times 100 \text{ [%]}$$

Eficiencia de proceso

Este concepto lo que busca informar es el porcentaje de calor aprovechado en la cámara de secado para el proceso de secado (esto incluye el calor necesario para la evaporación del agua del alimento y el calor que se desprende de la cámara durante el proceso)

$$\eta_{proceso} = \frac{Q_{proc.}}{Q_{sum}} \text{ [%]}$$

Eficiencia de humidificación del aire

Se quiere saber qué tan eficiente es la humidificación del aire por medio de la colocación de las charolas con alimento y las temperaturas del aire a la entrada y salida de la cámara de secado

$$E = \frac{T_{a2} - T_{a3}}{T_{a2} - T_c} \text{ [%]}$$

Donde:

Tc: Temperatura de bulbo húmedo de Ta2 [°C]

5.2.2 Curvas de secado y curvas de velocidad de secado

Las curvas de secado y de velocidad de secado se hicieron de manera experimental, ocupando los valores registrados en el formato de la tabla anterior. La curva de secado se hace graficando el contenido de humedad base seca contra el tiempo en el que se llevó acabo el deshidratado (X_{seca} [kg agua / kg sólidos] vs. Tiempo [min]). Este gráfico nos ofrece el conocer la cantidad de humedad que aún conserva el alimento, por cada charola, conforme avanza el tiempo (Sharma, Mulvaney, & Rizvi, 2003)

- Contenido de humedad en base seca

$$X_{seca} = \frac{\text{Masa de humedad}}{\text{Masa materia seca}} \left[\frac{\text{kg agua}}{\text{kg sólidos}} \right]$$

Masa de materia seca = (Peso de la charola con alimento inicial - Peso de la charola)* (1- Porcentaje de humedad inicial del alimento)

Masa de materia seca = (Masa de producto húmedo – Masa de humedad)

Masa de humedad = (Peso de la charola con alimento en el tiempo t [min] – Peso de la charola) – Masa de materia seca (Gómez Gómez, 2009)

- Velocidad de secado

En la curva de velocidad de secado se quiere conocer el contenido de agua que se retira del fruto por hora en función de su contenido de humedad base seca. (N [g agua /h] vs X_{seca} [kg agua / kg sólidos])

$$N = \frac{(\text{Peso de charola con alimento en el tiempo } t=n-60 \text{ [min]}) - (\text{Peso de charola con alimento en el tiempo } t \text{ [min]})}{\text{Tiempo } t \text{ [min]}} \left[\frac{\text{g de agua}}{\text{h}} \right]$$

5.3 Análisis de resultados

Los ensayos de deshidratado realizados en el equipo se hicieron de dos maneras distintas:

En la primera fase de pruebas se ocupó jitomate cortado en rebanadas y distribuido en cantidades iguales en 5 charolas como se encuentra en la numeración de la figura de lado izquierdo, se realizaron 3 pruebas para generar un promedio y tener caracterizado el equipo.

En la segunda fase de pruebas se ocuparon mango, zanahoria y papaya, de igual forma manteniendo una cantidad igual en cada una de las charolas. En este caso sólo se ocuparon las charolas que registraron ser viables para el secado, quitando las charolas que no surtían buen efecto (charolas 1 y 2), como se enumeran en la figura de lado derecho

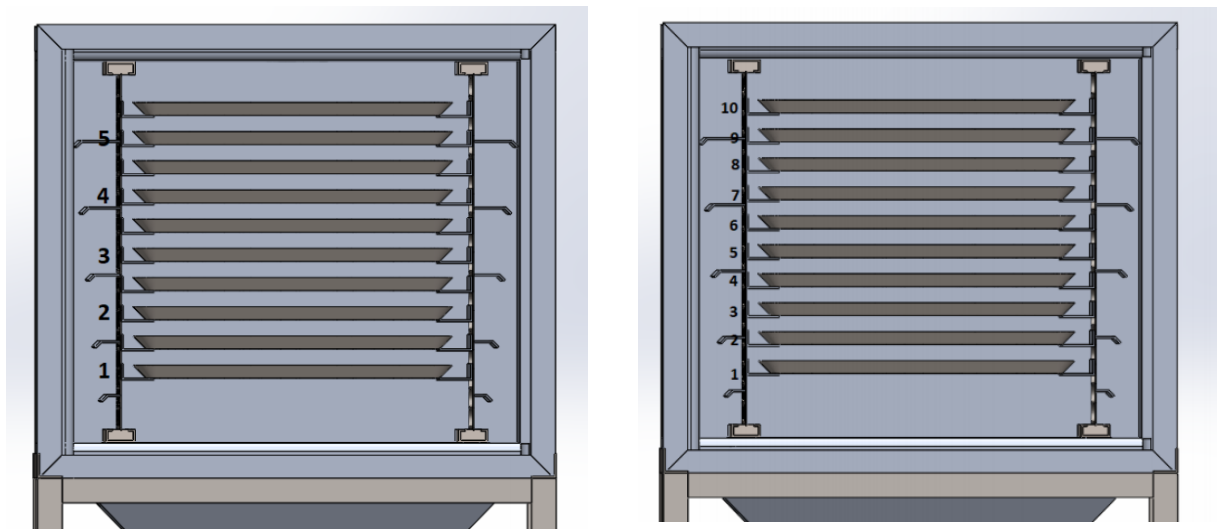


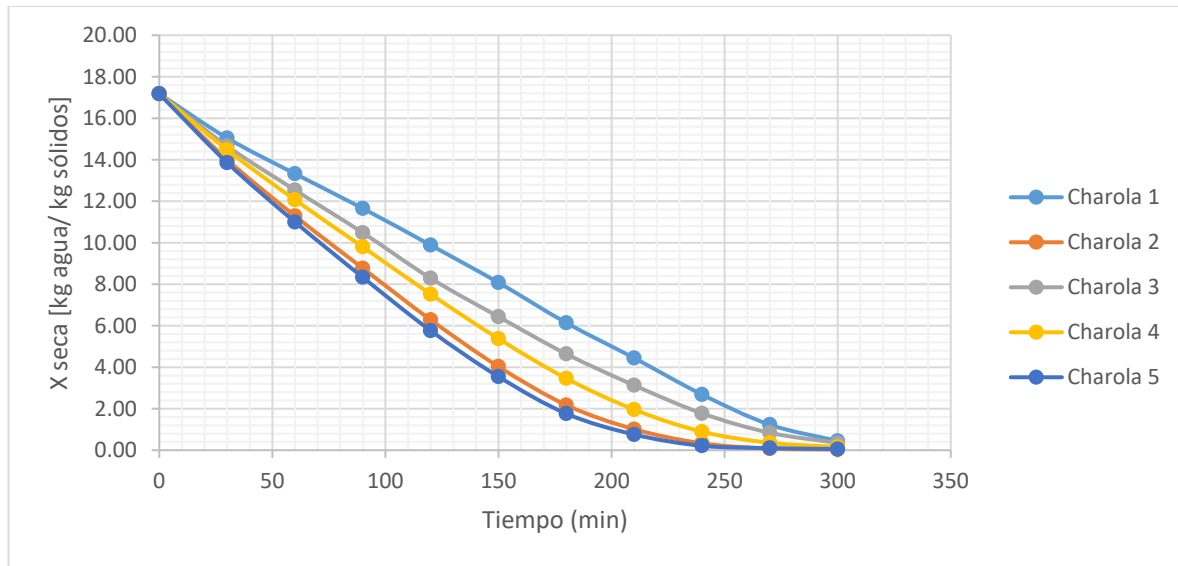
Fig. 57 Charolas numeradas en la cámara de secado en las pruebas: Jitomate (izquierda), Mango, Zanahoria y Papaya (derecha) (Garduño Rodríguez, 2018)

Los datos obtenidos, a base de ir midiendo la pérdida de masa en cada una de las charolas por un margen de tiempo, sirvieron para realizar las curvas de secado y velocidad de secado vs. Tiempo del alimento en periodos de 5 horas para el jitomate y 10 horas para el mango, zanahoria y papaya.

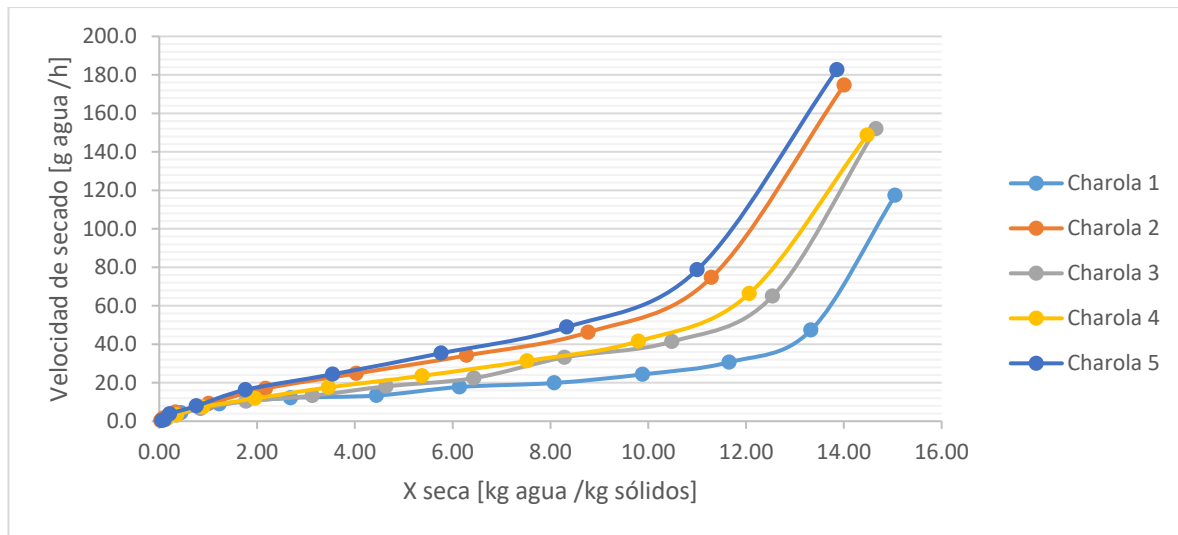
De esta manera en cada prueba de deshidratado se calcularon y graficaron las eficiencias de:

- Intercambiador de calor de tubos aletados
- Global del equipo
- Humidificación del aire
- Proceso (Calor aprovechado en el calentamiento del equipo y secado del alimento)

5.3.1 Deshidratado de jitomate



Gráfica 3 Curva de secado del jitomate

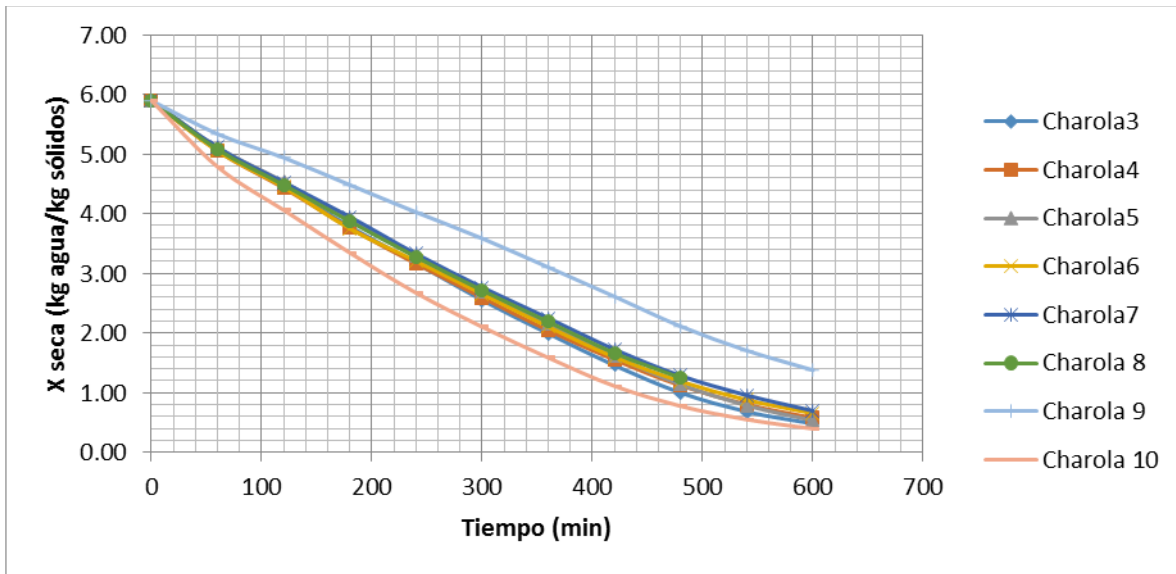


Gráfica 4 Velocidad de secado vs Contenido de humedad en base seca del jitomate

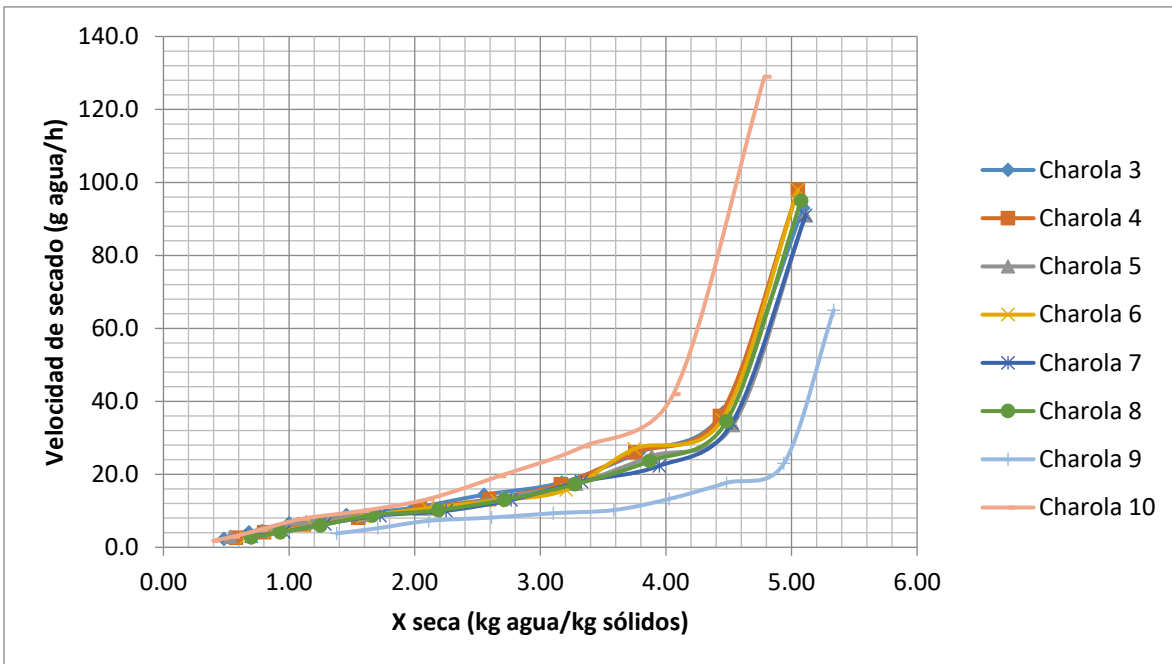
En la curva de secado se puede encontrar una mayor homogeneidad entre las charolas 2,3 y 4, sin embargo la charola 1 resulta ser la más ineficiente, esto se debe a su proximidad con el piso que soporta los bastidores que no le permite recibir una cantidad de aire suficiente para el secado.

En todas las curvas de velocidad se nota una disminución más drástica de velocidad de secado cuando el jitomate tiene entre 10 y 12 de X seca, esto debido a que la superficie del sólido ya no se encuentra saturada (es lo que se denomina como el contenido crítico de humedad) lo que deriva en un decremento progresivo de la velocidad de secado.

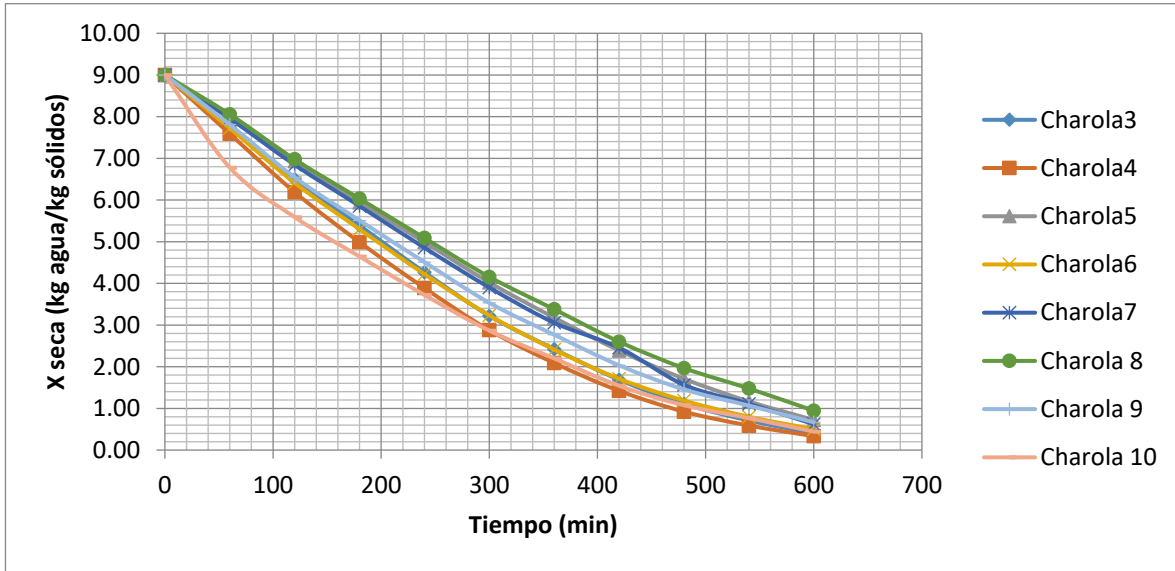
5.3.2 Deshidratado de mango, zanahoria y papaya



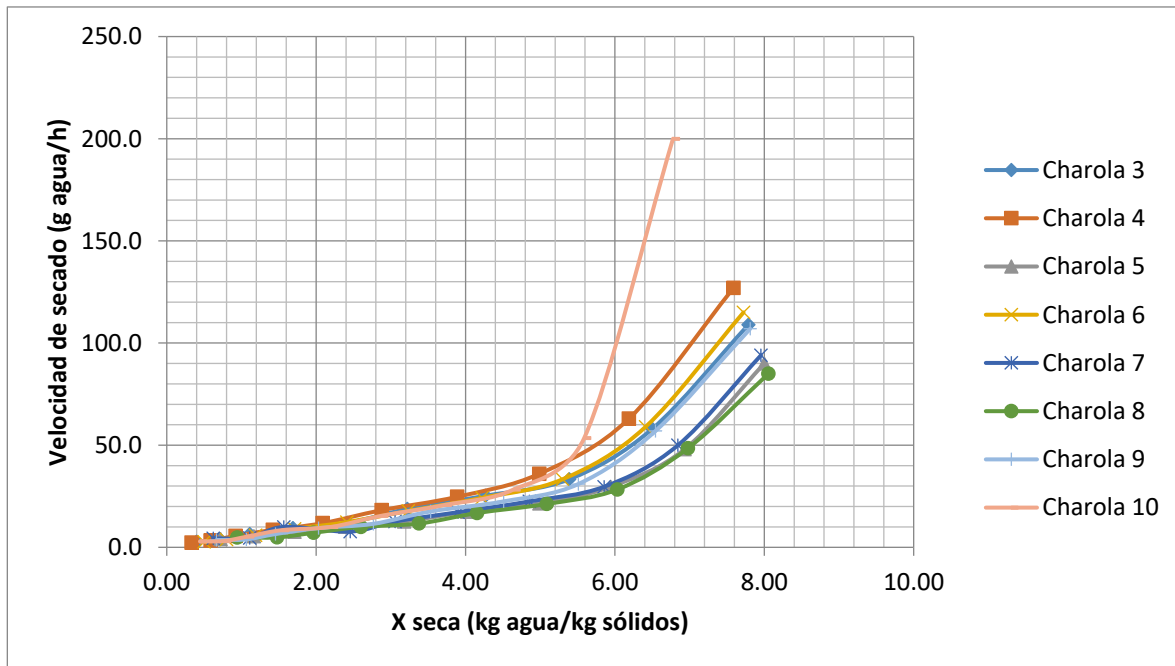
Gráfica 5 Curva de secado del mango



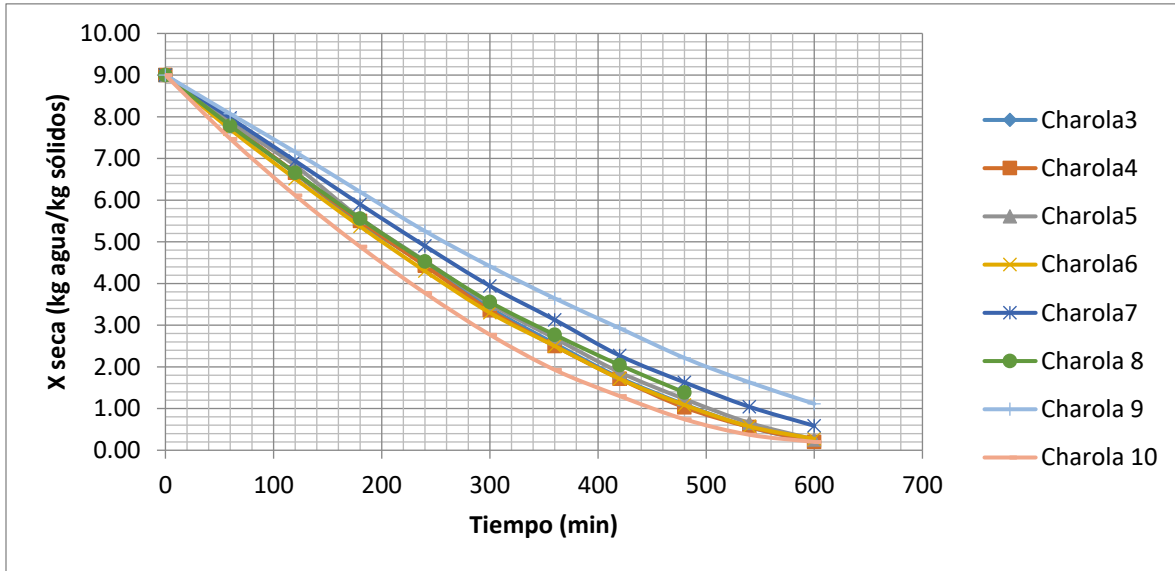
Gráfica 6 Velocidad de secado vs Contenido de humedad en base seca del mango



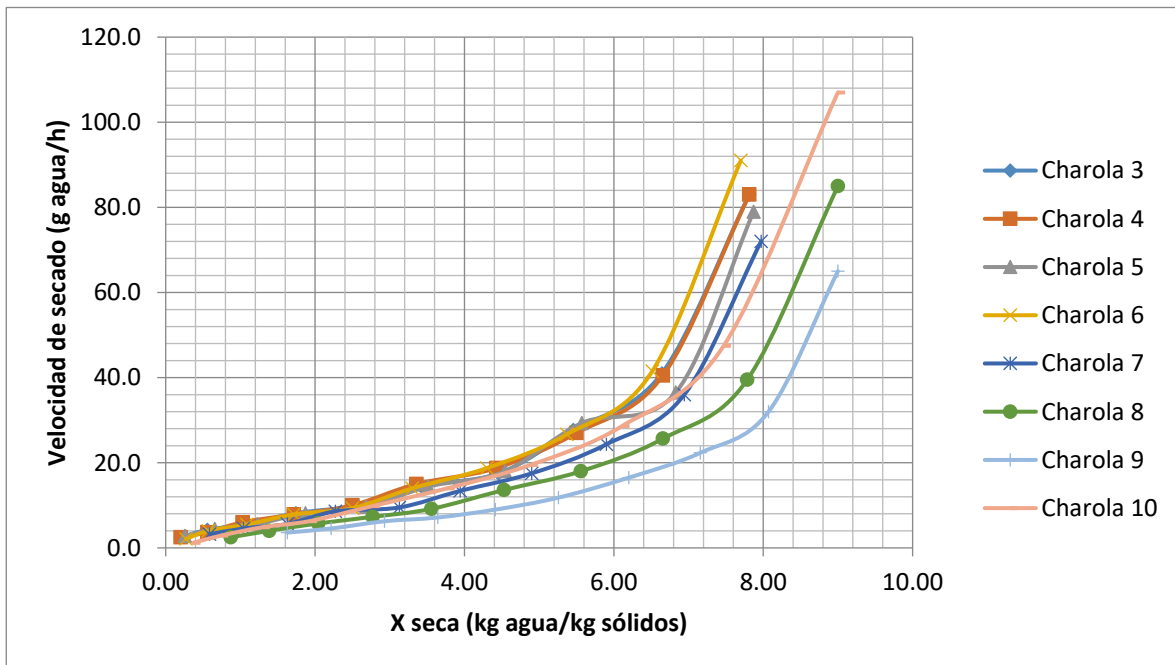
Gráfica 7 Curva de secado de la zanahoria



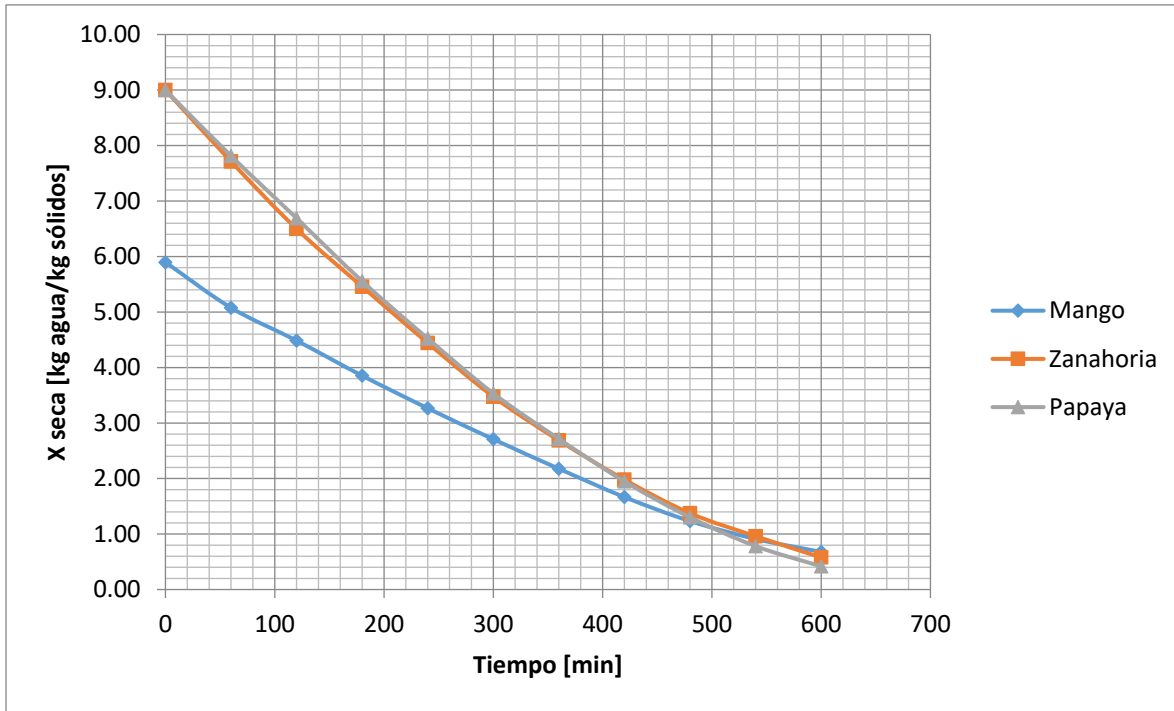
Gráfica 8 Velocidad de secado vs. Contenido de humedad en base seca de la zanahoria



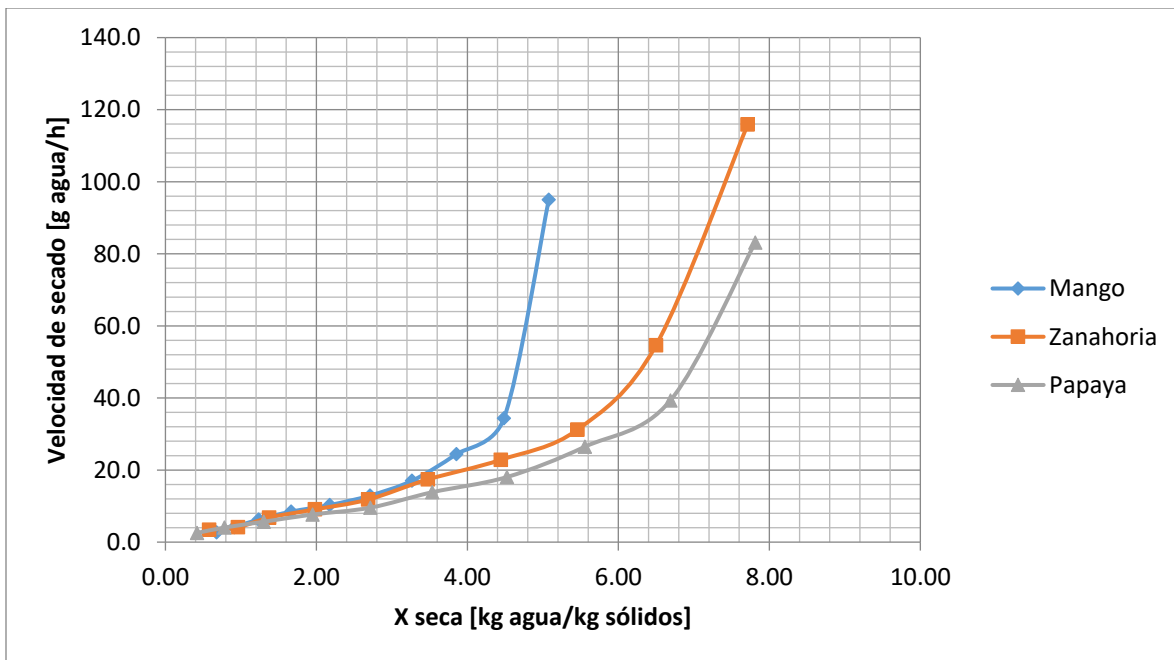
Gráfica 9 Curva de secado de la papaya



Gráfica 10 Velocidad de secado vs. Contenido de humedad en base seca de la papaya



Gráfica 11 Curvas de secado vs. Tiempo conjuntas de mango, zanahoria y papaya



Gráfica 12 Velocidades de secado vs. Contenidos de humedad en base seca conjuntas de mango, zanahoria y papaya

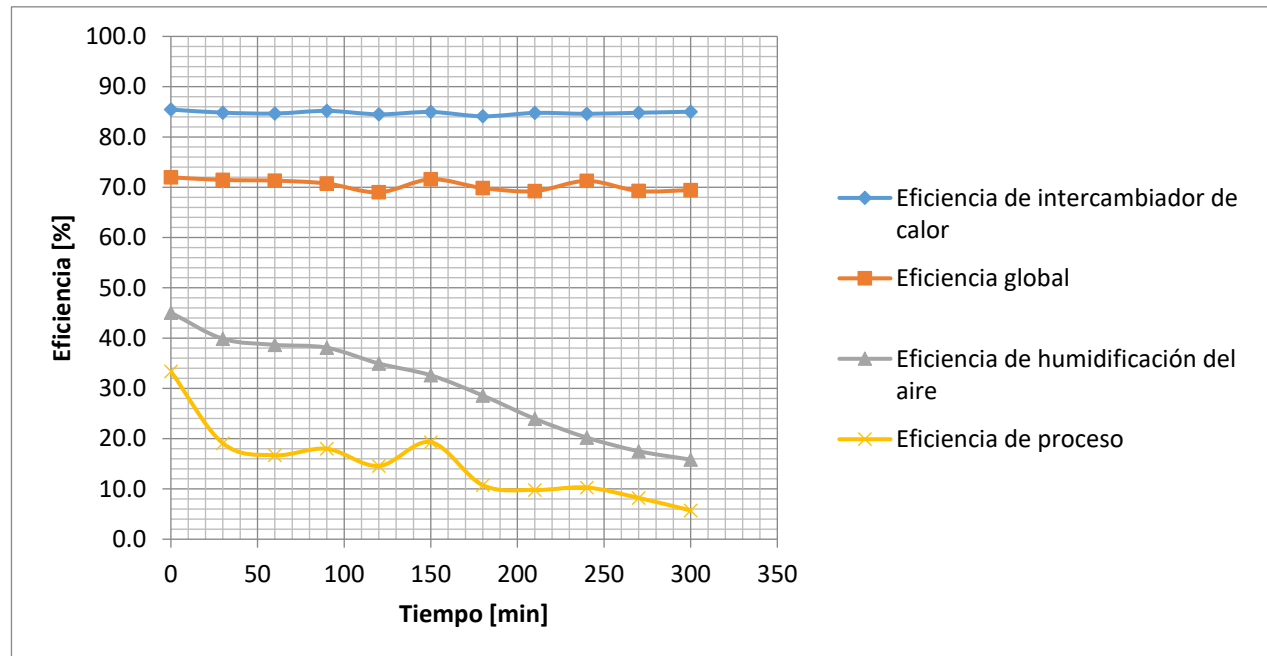
Las curvas de secado de las pruebas de mango, zanahoria y papaya presentaron un deshidratado homogéneo en la mayoría de las charolas; sin embargo en las pruebas de mango y papaya se colocaron las rebanadas encima de papel encerado, debido a que en pruebas anteriores al finalizar el deshidratado, las rebanadas se adherían a las charolas de acero inoxidable, haciendo que hasta un 25% de la fruta colocada en las charolas se desperdiciara.

Independientemente de la fruta que se colocase o del tiempo que durase el deshidratado, la charola 10 resultaba ser la más eficiente, sin importar que fuera la charola la cual le llegaba aire menos caliente o con mayor humedad absoluta, esto se debe a la cantidad de flujo de aire que llega, esto puede apreciarse en *Fig. 48 Vista frontal de la simulación realizada en la cámara de secado del diseño propuesto, cámara con charolas, lámina perforada y baffles (desviadores de flujo)*

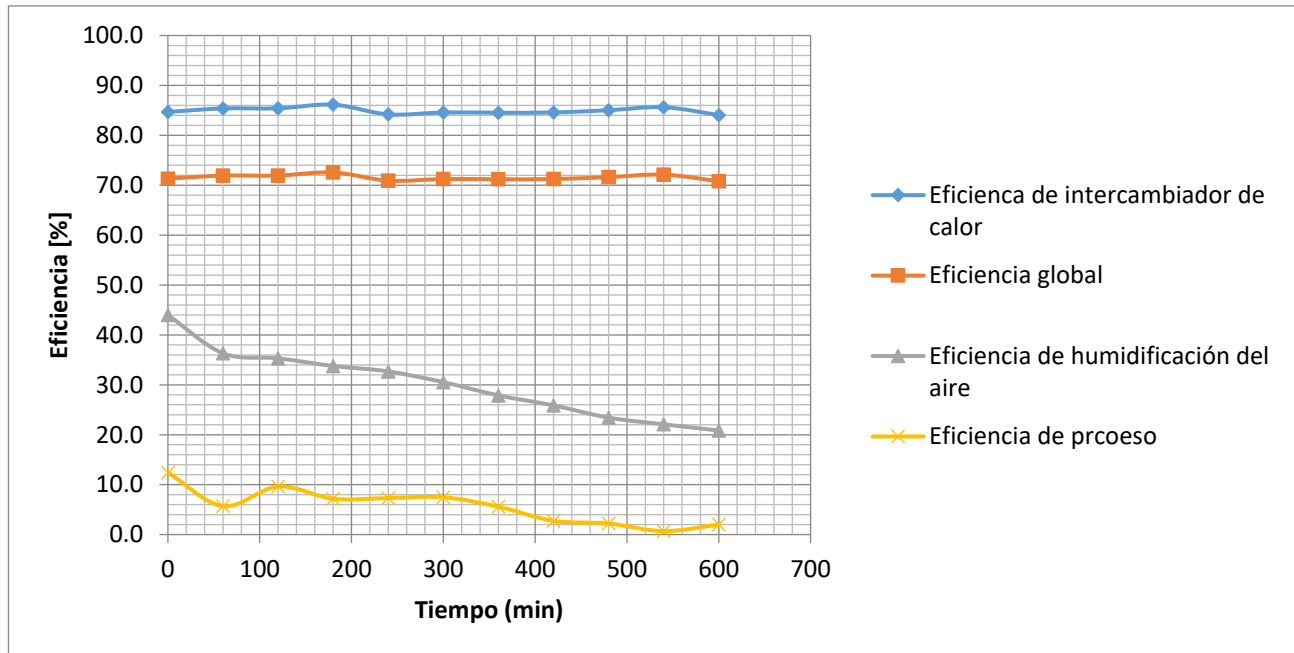
Con un comportamiento general en los 3 alimentos, la zanahoria y la papaya tienen mucha similitud, aunque la cantidad en kilogramos de cada alimento en cada prueba fue diferente (Ver Anexos), la zanahoria tiene una mejor aceptación al proceso de deshidratado al haber sido una mayor cantidad de alimento seco en el mismo tiempo.

El mango resultó ser el más difícil de deshidratar, con todo y que su contenido de humedad fue el menor de los tres alimentos y el jitomate, de igual manera el tiempo que requiere para llegar a un deshidratado aceptable para envasado debe ser mayor a 10 horas (bajo las condiciones atmosféricas y de operación que utilizamos) (Aguilar Samaniego, Garduño Rodríguez, & González Marín, 2018). De cualquier forma el resultado final fue el más satisfactorio en presentación, textura, sabor y contenido de humedad final.

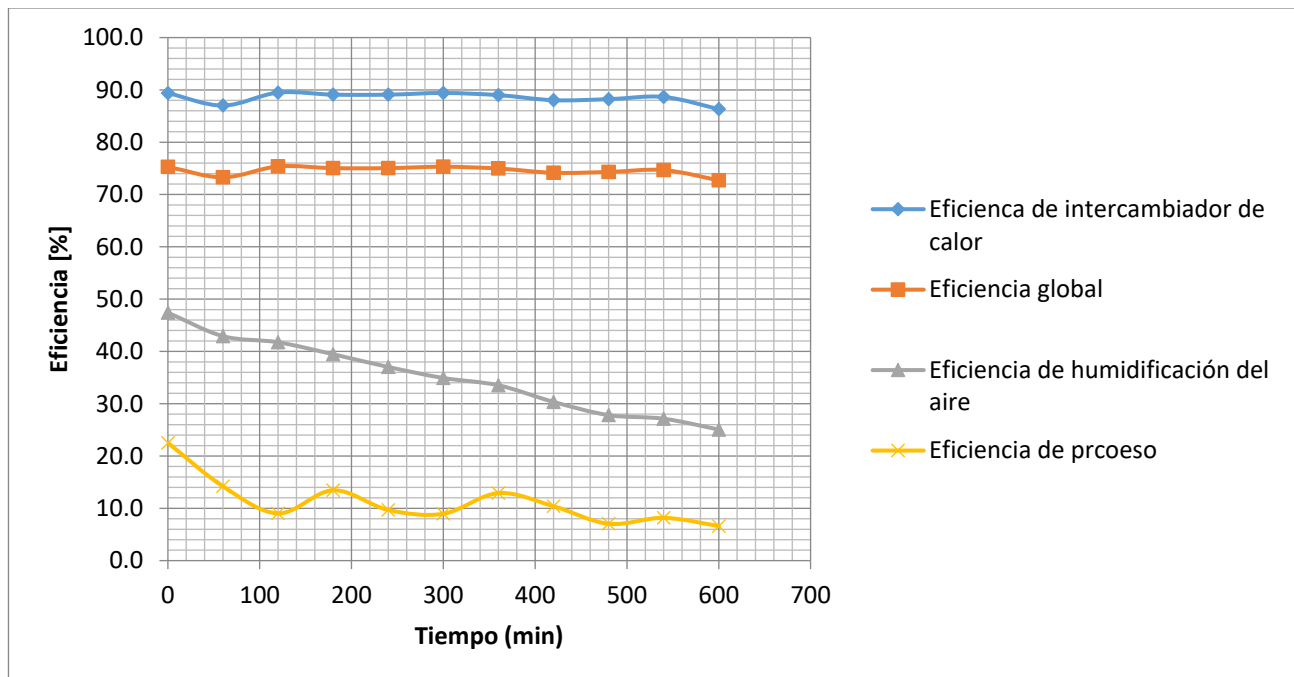
5.3.3 Curvas de eficiencias vs. Tiempo



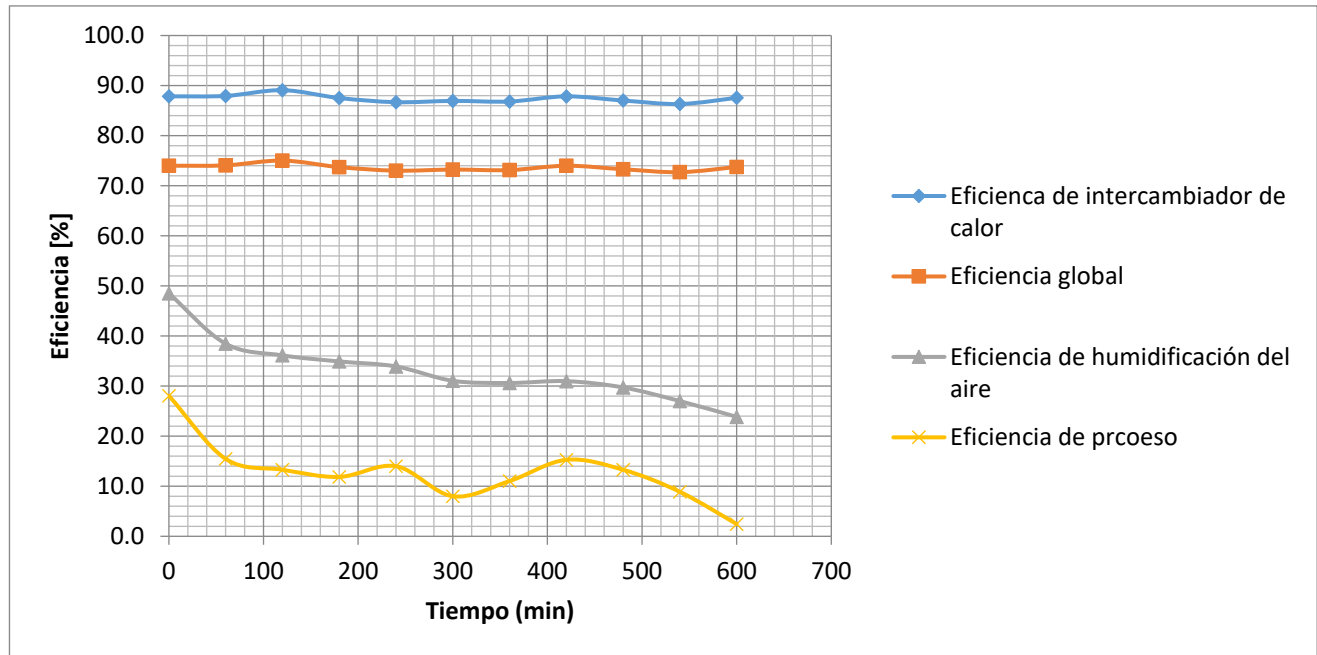
Gráfica 13 Eficiencias vs. Tiempo de la prueba de deshidratado de jitomate



Gráfica 14 Eficiencias vs. Tiempo de la prueba de deshidratado de mango



Gráfica 15 Eficiencias vs. Tiempo de la prueba de deshidratado de zanahoria



Gráfica 16 Eficiencias vs. Tiempo de la prueba de deshidratado de papaya

Aunque en las 4 gráficas, la eficiencia del intercambiador de calor es prácticamente constante, en lo que respectan a la zanahoria y papaya las curvas fueron de mayor eficiencia durante el secado cuando la temperatura de agua a la entrada se mantenía a una temperatura ligeramente menor (74 °C) a la que se ocupó durante el secado de mango (76°C) (Ver Anexos)

Las curvas de eficiencia global del equipo son prácticamente idénticas en las 4 pruebas de deshidratado, con todo y que la eficiencia del intercambiador de calor de tubo aletado (η I.C.T.A.) disminuyó en ciertas pruebas; por lo que se puede concluir que no hay cambios significativos por condiciones de clima u hora de inicio del proceso

La curva de eficiencia de humidificación del aire nos da una idea de la disminución de agua en el alimento conforme va pasando el tiempo y la verdadera función del aire dentro de la cámara de secado. Si bien el proceso dentro de la cámara no es adiabático, por las pérdidas de calor que aún son presentes en las paredes y que no nos permiten tener una misma temperatura dentro de la cámara en todo momento, sí nos permite tener una visión más amplia del nivel de aprovechamiento del aire caliente en función del tiempo y el contenido de humedad en base seca del alimento.

El calor de proceso (Q proc.) y la eficiencia de proceso (η proc.) son conceptos que utilizados para calcular ,aproximadamente, la cantidad y porcentaje ,respectivamente, de calor aprovechado por el alimento dentro de la cámara de secado. Esto con la finalidad de hacer propuestas futuras para aumentar estos valores, que el aire dentro de la cámara de secado pueda ser mayormente aprovechado durante el proceso y evitar el desperdicio innecesario del recurso térmico.

5.3.4 Uso de la cámara termográfica para visualización del proceso

Como parte de las pruebas realizadas se ocupó una cámara termográfica para observar los rangos de temperatura presentes fuera y dentro de la cámara de secado, en el intercambiador de calor de tubos aletados y en las 5 horas de proceso de deshidratado de jitomate de la charola 1.

Lo primero que se realizó fue prender el calentador eléctrico y la bomba de recirculación para que se estabilizara la temperatura en el intercambiador de calor de tubos aletados (74-76 °C a la entrada del intercambiador), posteriormente se activó el ventilador centrífugo para mantener un temperatura de estabilización en la cámara de secado (aproximadamente 67 °C a la entrada de la cámara de secado) y se hizo una toma del equipo por el exterior para encontrar fugas y temperaturas promedio en cámara e intercambiador.



Fig. 58 Captura con cámara termográfica del equipo estabilizado al inicio del proceso de deshidratado

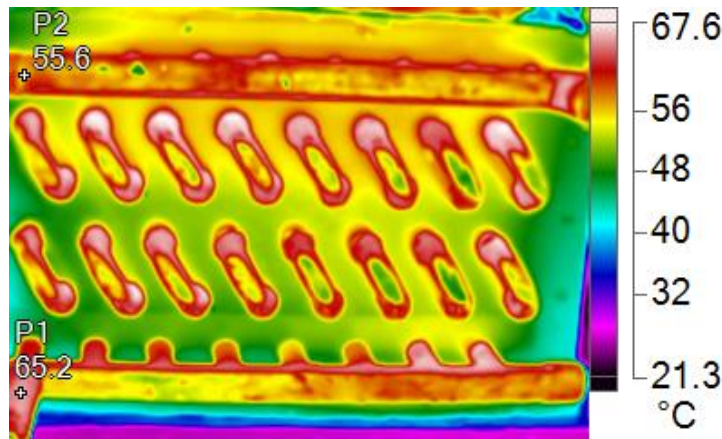


Fig. 59 Captura termográfica de intercambiador de calor de tubos aletados

Se colocaron 5 charolas con rebanadas de jitomate durante 5 horas de proceso, se abría las puertas del equipo cada hora de proceso y se tomaba una fotografía junto con una fotografía de cada charola para registrar las temperaturas máxima, promedio y mínima. Para la cámara de secado y el rango máximo y mínimo para el jitomate.

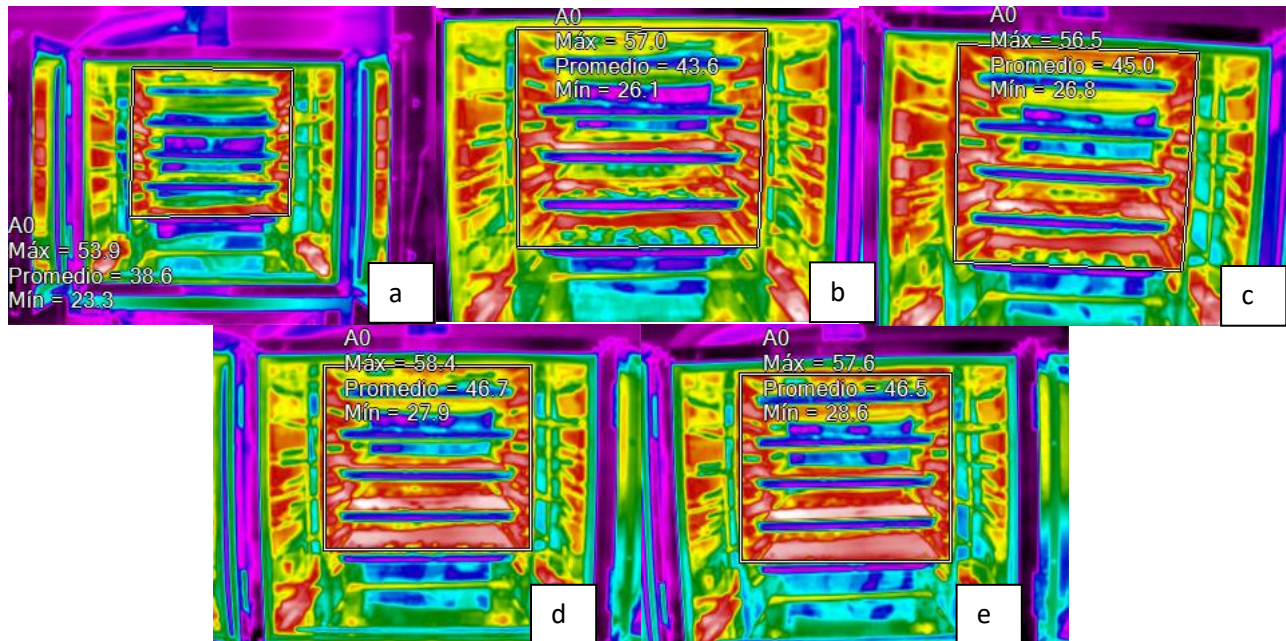
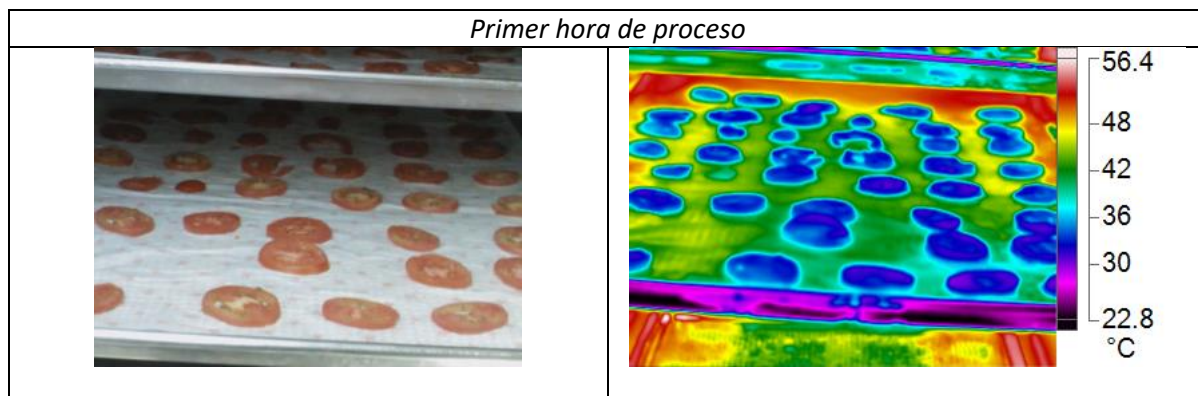


Fig. 60 Capturas con cámara termográfica del proceso dentro de la cámara de secado con valores máximo, mínimo y promedio de temperatura. (a) Primera hora de proceso, (b) Segunda hora de proceso, (c) Tercer hora de proceso, (d) Cuarta hora de proceso, (e) Quinta hora de proceso

Aunque la cámara de secado ya se ha estabilizado, una vez que se colocan las charolas dentro, la temperatura dentro disminuye debido a la evaporación del agua de la superficie saturada del jitomate. Otro factor es la temperatura del jitomate que, debido a la conductividad térmica del alimento y el movimiento de humedad dentro del sólido, tarda en aumentar gracias a la transferencia de calor generada solamente por convección del aire.

Posteriormente la velocidad de secado disminuye drásticamente, se mantiene en momentos “constante” cuando el cuerpo de agua es grande y es independiente de los sólidos, y en decremento hasta que se pierde la mayor cantidad de humedad del alimento. Es en esos momentos cuando es más difícil encontrar cambios de temperatura dentro de la cámara de secado.



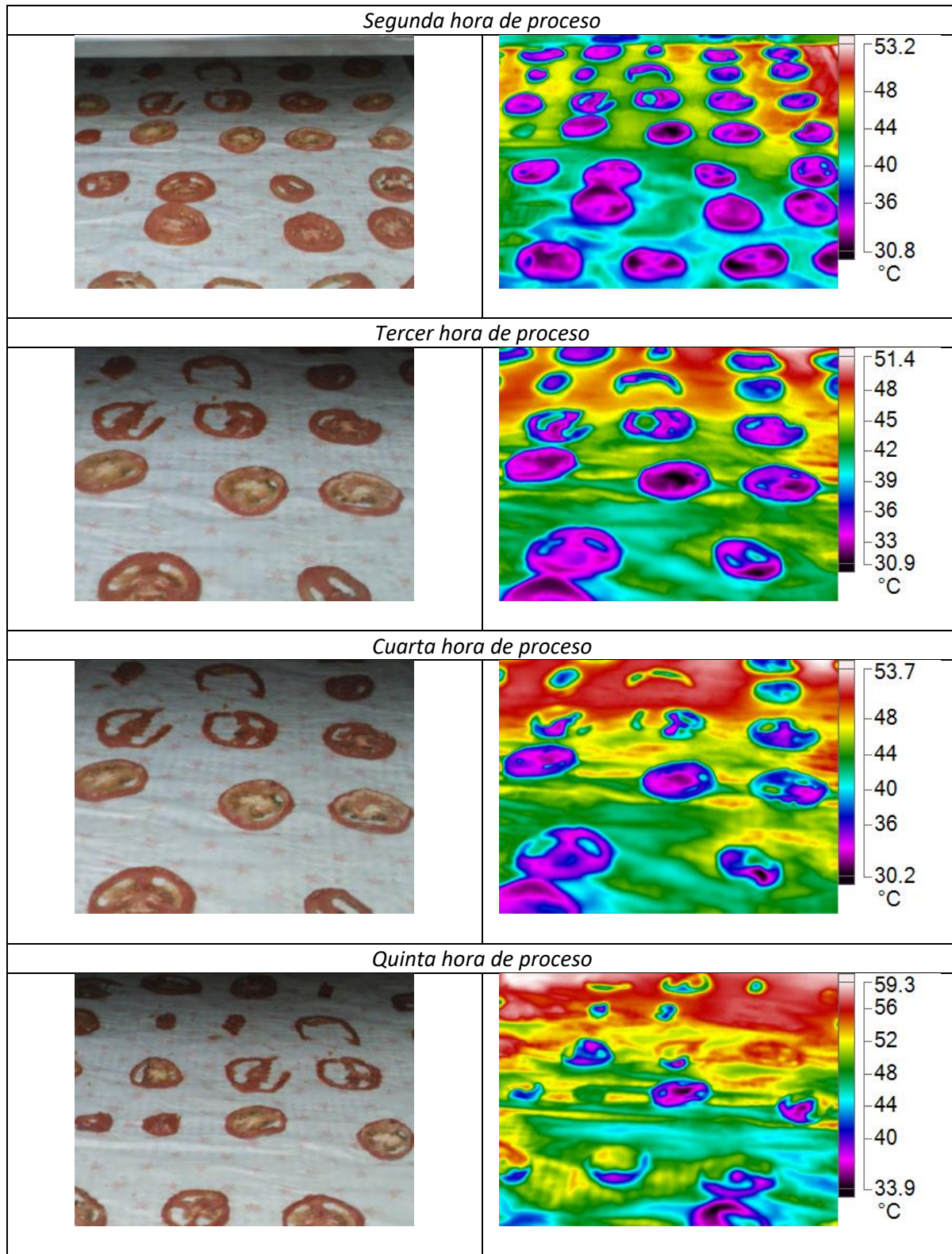


Fig. 61 Capturas con cámara termográfica del proceso de deshidratado de jitomate en la charola 1



Capítulo 6. CONCLUSIONES

El uso de simulación por computadora fue de gran provecho para el diseño y configuración propuestos, gracias a las líneas de corriente visualizadas se pudieron corregir detalles en el diseño mecánico y generar un diseño práctico para el cálculo térmico. Resultó ser conveniente el uso de un intercambiador de calor de tubos aletados para transferir el calor al aire por medio de agua de recirculación que haga contacto indirecto con el agua geotérmica, por otro método las pérdidas de energía por transformación hubieran sido mayores.

La construcción de las curvas de secado fueron útiles para el conocimiento del trabajo que realiza el equipo con diferentes alimentos, demostrando ser un equipo fiable para el deshidratado ocupando una pequeña cantidad de energía para el proceso, y poder ser comparado con los secadores comerciales (eléctricos y de gas natural) con la ventaja de ser amigable con el medio ambiente. Las velocidades de secado de cada alimento utilizado durante la experimentación ilustran cómo se da el secado en cada charola y denota las regiones más eficientes de la cámara de secado. Esto resulta ser de gran ayuda para mejorar el diseño de bafles y garantizar un secado más homogéneo.

Entre las contribuciones de este trabajo están las curvas de eficiencia que reflejan la importancia de una buena planeación en todo el diseño del producto, ya que con ellas podemos reconocer los pros y contras de las decisiones que se dieron a la hora del diseño, por ejemplo: La eficiencia del intercambiador de calor es la más alta pro sólo considerar las temperaturas de entrada y salida del aire y entrada del agua, la eficiencia global considera ,además de la energía para calentar el aire , la energía invertida para obtener esa diferencia de temperaturas en el aire , por último la eficiencia más baja es la del proceso que muestra el porcentaje de la energía de ese aire que pudo ser aprovechado.

Si se analiza la eficiencia de proceso, notaríamos que aún hay bastante energía en el aire que podría ser aprovechada en otro proceso, o bien, recirculándolo al equipo. Sin embargo esto podría amortiguarse buscando alternativas durante los procesos de secado del alimento o con el uso de pre tratamientos como el de deshidratado osmótico antes del secado convectivo, lo cual aminoraría el tiempo de secado y el costo de producción.

Debido a la temperatura a la que usualmente se obtiene el recurso geotérmico de baja entalpía (± 90 °C) para el proceso de secado, que se da entre 55 °C y 65 °C de temperatura en el aire, resulta ser perjudicial ingresar agua a 85 °C ya que significaría una temperatura mayor a 70 °C en el aire (para la cantidad de flujo de agua usado en la experimentación); la solución sería restringir el flujo por medio de válvulas y bypass o variar las revoluciones de la bomba recirculadora.



Bibliografía

- Abugaber Francis, J. (2003). *Desarrollo y validación de una metodología para caracterizar térmicamente radiadores automotrices*. México: ESIME-IPN.
- Aguilar Samaniego, D. G., Garduño Rodríguez, A. M., & González Marín, D. A. (2018). *Entergable.Sistema Deshidratador de Alimentos DGA-Plus*. CDMX,México.
- Bruciaga, W. (8 de Diciembre de 2016). *ProyectosFSE*. Recuperado el 11 de Junio de 2017, de La energía del México profundo:avances y logros del Cemie-Geotermia:
<http://proyectofse.mx/2016/12/08/energia-geotermica-en-mexico-cemie-geo/>
- Butrón, A. O. (s.f.). El temazcal. El baño de vapor prehispánico. *Arqueología Mexicana*, 52-53.
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa. Fundamentos y Aplicaciones*. México: Mc Graw Hill.
- Czajkowski, J. D. (Febrero de 2007). Diagrama o ábaco psicrométrico conceptual. Recuperado el 6 de Junio de 2018, de https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Abaco_psicrometrico_conceptual.png
- Esquivel Santana, J. E. (9 de Marzo de 2010). *Energía e Impacto Ambiental ,Facultad de Ingeniería UNAM*. Recuperado el 6 de Mayo de 2018, de <https://www.youtube.com/watch?v=Wb5IOXB5Mg>
- Flores Saucedá, L. (2015). *Diseño de sistemas térmicos*. México.
- Flores Saucedá, L. (2015). *Diseño de Sistemas Térmicos, 2da parte del curso*. México.
- Gama Pérez, J. D. (2007). *Análisis teórico experimental de un deshidratador solar combinado (térmico - fotovoltaico) para el tratamiento de arroz*. Morelos.
- Garduño Rodríguez, A. M. (2018). *Diseño mecánico de un deshidratador geotérmico de alimentos de flujo vertical*. CDMX,México.
- Gómez Gómez, M. S. (2009). *Deshidratado de jitomate saladette en un secador de charolas giratorias*. Oaxaca,México.
- Hérrandez Goribar, E. (1984). *Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración*. México: Limusa.
- Hutter, G. W. (2017). *Geothermal Resource Exploration for Direct- Use Purpouse ,II- UNAM*. CDMX,México.
- Incropera, F. P., & De Witt, D. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor y masa*. México: Prentice Hall.



- infoalimentacion. (6 de Mayo de 2018). *infoalimentacion.com*. Obtenido de http://www.infoalimentacion.com/documentos/deshidratacioin_la_forma_mas_antigua_sana_de_conservar_alimentos.htm
- Jaramillo Salgado, Ó. A. (20 de Noviembre de 2007). *CIE.UNAM*. Recuperado el 11 de Junio de 2017, de <http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/node32.html>
- Kays, W. M., & London, A. L. (1997). *Compact Heat Exchangers*. United Kingdom: Krieger Pub Co.
- Límitada, I. E. (6 de Mayo de 2018). *imesli*. Obtenido de http://www.imesli.cl/circuito_aire_acondicionado.
- Lund, J. W. (2017). *Direct uses of geothermal energy Worldwide & Mexico*. CDMX, México.
- Lund, J. W., & Rangel, M. A. (1995). *Pilot Fruit Drier for the Los Azufres Geothermal Field ,Mexico*. Morelia,Michoacán - México.
- NOM-009-ENER-2014. (2014). Norma Oficial Mexicana de Eficiencia energética en sistemas de aislamientos térmicos industriales. México.
- Pérez González, E. (2017). *Estudio de la cinética de secado de alimentos hortofrutícolas mediante la teoría de Polanyi para un deshidratado de bandejas*. México.
- Pysmenny, Y., Polupan, G., Mariscal Carvajal, I., & Sánchez Silva, F. (2007). *Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aletados*. México: Reverte.
- Saunders, E. A. (s.f.). *Heat Exchangers Design Handbook*. Recuperado el 11 de Junio de 2017, de http://hedhme.com/content_map/?link_id=697
- ScottTech. (23 de Abril de 2016). *Mahan's Thermal Products*. Recuperado el 11 de Junio de 2017, de <http://mahans.com/the-evolution-of-heat-exchangers/>
- Sharma, S. K., Mulvaney, S. J., & Rizvi, S. S. (2003). *Ingeniería en alimentos. Operaciones unitarias y prácticas de laboratorio*. México: Limusa - Wiley.
- Soler & Palau, S. E. (s.f.). *Manual práctico de ventilación. Catálogo Técnico*. España.
- Trillo, G. L. (s.f.). Guía de la Energía Geotérmica. *La suma de todos*, 26.
- Universidad Tecnológica de Pereira. (2007). Cálculo de flujo másico y caudal de aire para un ventilador utilizado en silos para secado del café. *Scientia et Technica*.



ANEXOS

Anexo 1. Resultados del cálculo del intercambiador de calor de tubos aletados

No.	Descripción de la magnitud calculada	Nomenclatura	Resultado del cálculo	Dimensión
<i>Cálculo térmico</i>				
1	Paso transversal entre tubos	s1	0.04	[m]
2	Paso longitudinal entre tubos	s2	0.035	[m]
3	Paso diagonal entre tubos	s2'	0.04	[m]
4	Relación entre pasos	s1/s2	1.15	-
5	Número de tubos en una fila transversal del banco	z1	8	[pzas]
6	Diámetro relativo del tubo aletado	d rel	0.0174	[m]
7	Parámetros del banco de tubos	φ rel	1	-
8	Área libre para el paso del aire	F	0.052	[m ²]
9	Velocidad calculada del aire	ug	2.22	[m/s]
10	Número de tubos conectados paralelamente	zp	16	[pzas]
11	Área libre para el paso de agua	f	0.00241	[m ²]
12	Velocidad media del agua en los tubos	uf	0.19	[m/s]
13	Coeficiente de efectividad térmica	ψ	0.95	-
14	Resistencia térmica por contacto	Rtc	0.00005	[(m ² *K)/W]
15	Relación entre áreas externa e internas de los tubos aletados	A/Aint	12.54	-
16	Parámetros de forma del banco de tubos	X	-0.961	-
17	Exponente en el número de Reynolds	n	0.695	-
18	Coeficiente en la ecuación para hc	Cq	0.09284	-
19	Factor de corrección que considera el número de filas de tubos en dirección del aire	Cz	0.95	-
20	Coeficiente de convección desde la superficie externa	hc	30.3	[W/m ² *°C]
21	Temperatura media de la aleta	TA	74	[°C]
22	Conductividad térmica de la aleta	k aleta	406	[W/m*K]
23	Parámetros de la aleta	m	24.45	[1/m]
24	Altura relativa de la aleta	l' A	0.0119	[m]
25	Coeficiente de eficiencia teórica de la aleta	E	0.973	-
26	Factor de corrección para el coeficiente de eficiencia teórica de la aleta E	ψE	0.990	-
27	Factor de corrección para el coeficiente de eficiencia teórica de la aleta, el cual considera el ensanchamiento de la aleta hacia la base	μA	1	-
28	Coeficiente de convección relativo del aire	h rel	29.3	[W/(m ² *K)]



29	Número de Reynolds para el flujo de trabajo interno	ReD	6651	-
30	Parámetro en la ecuación para h ₂	K	1.1353	-
31	Coefficiente de resistencia en la ecuación para h ₂	ζ	0.0345	-
32	Factor de corrección que considera la influencia que tiene sobre el coeficiente de convección h ₂ la dependencia de las propiedades físicas del fluido de trabajo con respecto a la temperatura	C _{tem}	1.020	-
33	Coefficiente de convección hacia el flujo interno	h ₂	1913.57	[W/(m ² *K)]
34	Coefficiente global de transmisión de calor	U	23.01	[W/(m ² *K)]
35	Diferencia media de temperaturas	ΔT	36.77	[°C]
36	Área de cálculo de la superficie de intercambio de calor	A	7.09	[m ²]
37	Número total real de tubos en el intercambiador de calor	z'	48	[pzas]
38	Número de filas de tubos transversales	z ₂	6	[pzas]
39	Profundidad del conducto de aire	c	0.173	[m]
40	Longitud real de los tubos aletados	L'al	12.48	{m}
41	Área real de la superficie de intercambio de calor	Ar	6.80	[m ²]
Cálculo de la resistencia externa				
42	Longitud relativa de la superficie extendida	A _{total} /F	24.13	-
43	Diámetro equivalente de la sección más estrecha del banco de tubos	d _{eq}	0.0063	[m]
44	Exponente en el número de Reynolds Re _{eq}	n	0.27	-
45	Coefficiente en la ecuación para el cálculo del coeficiente de resistencia externa	Cr	6.453	-
46	Factor de corrección que toma en cuenta las pocas filas de tubos en el banco	C'z	1.00	-
47	Coefficiente de resistencia externa de una sola fila de tubos del banco	ζ _o	1.0532	-
48	Resistencia externa del intercambiador de calor	ΔH	19	[Pa]
Cálculo hidráulico				
49	Longitud de las secciones que se calientan del serpentín	L _{cal}	1.56	[m]
50	Cantidad de codos en el serpentín	n _{cd}	5	[pzas]
51	Longitud de las secciones "frias" del serpentín	L _{fri}	0.44	[m]
52	Longitud total del serpentín	L _{total}	2.00	[m]
53	Rugosidad absoluta de los tubos	ξ	0.0000015	[m]
54	Relación d _{int} /ξ	d _{int} /ξ	9226.67	-
55	Coefficiente de fricción	ζ _{fr}	0.0349	-
56	Diámetro interno de los cabezales	d _{cab}	0.01905	[m]
57	Relación d _{int} /d _{cab}	d _{int} /d _{cab}	0.727	-
58	Coefficiente de pérdidas de entrada al tubo que se calienta hacia el cabezal distribuidor	ζ _{ent}	0.7	-
59	Coefficiente de pérdidas de salida del tubo que se calienta hacia el cabezal colector	ζ _{sal}	1.1	-



60	Radio del codo	R	0.02	[m]
61	Relación R/dint	R/dint	1.57	-
62	Ángulo de giro del flujo en el codo	φ	180	[grados]
63	Coeficiente de pérdidas del codo	ζ_{cd}	0.482	-
64	Coeficiente total de pérdidas de los codos del serpentín	$n_{cd} \cdot \zeta_{cd}$	2.41	-
65	Caída de presión total del serpentín	ΔP_{serp}	157	[Pa]
66	Área libre del cabezal distribuidor	f dis cab.	0.000285	[m ²]
67	Área libre del cabezal colector	f col cab.	0.000285	[m ²]
68	Velocidad máxima del flujo en el cabezal distribuidor	uf dis máx	1.57	[m/s]
69	Velocidad máxima del flujo en el cabezal colector	uf col máx	1.57	[m/s]
70	Coeficiente que considera la pérdida de presión en el cabezal distribuidor	B dis	0.8	-
71	Coeficiente que considera la pérdida de presión en el cabezal colector	B col	2	-
72	Variación máxima de la presión estática en el cabezal distribuidor	$\Delta P_{dis\ cab}$	966.7	[Pa]
73	Variación máxima de la presión estática en el cabezal colector	$\Delta P_{col\ cab}$	2416.7	[Pa]
74	Pérdida total de presión estática en los cabezales distribuidores y colectores del intercambiador de calor	ΔP_{cab}	483.3	[Pa]
75	Caída de presión total del intercambiador de calor	ΔP_{el}	640	[Pa]

Anexo 2. Valores operativos

	Jitomate	Mango	Zanahoria	Papaya
Peso fresco [kg]	2.5	6.4	7.2	5.6
Espesor [mm]	4.5	6.0	6.0	6.0
Tiempo de estabilización del equipo [min]	50	75	100	55
Hora de inicio	10:30 a.m.	10:00 a.m.	10:15 a.m.	9:15 a.m.
Flujo de aire [m^3/min]	3.2	3.2	3.2	3.2
Flujo de agua [L/min]	14.7	14.7	14.7	14.7
Potencia de ventilador [HP]	1/3	1/3	1/3	1/3
Potencia de bomba [HP]	1/6	1/6	1/6	1/6



Anexo 3. Toma de datos, contenidos de humedad base seca y velocidades de secado

- Jitomate

Contenido de humedad en base seca X (kg agua/kg sólidos)							Velocidad de secado (g de agua/h)				
Toma	Tiempo (min)	X seca de cada charola					Por cada charola				
		1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
0	0	17.18	17.18	17.18	17.18	17.18					
1	30	15.05	14.01	14.66	14.48	13.86	117.3	174.7	152.0	148.7	182.7
2	60	13.33	11.29	12.54	12.07	11.00	47.3	74.7	65.0	66.3	78.7
3	90	11.65	8.77	10.48	9.80	8.33	30.7	46.2	41.3	41.6	48.9
4	120	9.88	6.28	8.29	7.52	5.76	24.3	34.2	33.2	31.3	35.3
5	150	8.08	4.03	6.43	5.38	3.55	19.9	24.8	22.4	23.6	24.4
6	180	6.14	2.18	4.64	3.46	1.76	17.8	17.0	18.1	17.6	16.3
7	210	4.44	1.01	3.13	1.96	0.76	13.3	9.1	13.2	11.8	7.9
8	240	2.68	0.33	1.78	0.89	0.21	12.1	4.7	10.3	7.3	3.8
9	270	1.23	0.08	0.84	0.36	0.10	8.9	1.6	6.5	3.3	0.7
10	300	0.44	0.03	0.35	0.15	0.05	4.3	0.3	3.1	1.1	0.3

Toma de datos										Eficiencias			
Toma	Tiempo	TI-SV-01	TI-SV-02	TI-SV-03	HI-SV-01	HI-SV-02	HI-SV-03	TI-SC-01	TI-SC-02	η I.C.T.A.	η global	η proceso	E
	(min)	(°C)	(°C)	(°C)	(%)	(%)	(%)	(°C)	(°C)	[%]	[%]	[%]	[%]
Encendido													
Estabilización													
0	0	24.4	65.9	43.6	61.8	10.3	22.9	73	71	85	72	33	45
1	30	24.4	66.2	46.3	61.3	10.6	22.2	74	72	85	71	19	40
2	60	24.5	66.1	46.9	60.8	10.4	22.0	74	72	85	71	17	39
3	90	25.3	66.5	47.4	58.4	10.2	21.1	74	72	85	71	18	38
4	120	25.7	66.2	48.6	54.4	10.0	19.3	74	72	85	69	15	35
5	150	25.6	66.7	50.0	54.1	10.0	16.5	74	72	85	72	19	33
6	180	25.9	66.6	51.8	52.7	9.8	15.4	74	73	84	70	11	29
7	210	26.1	66.4	54.0	49.0	9.7	13.1	74	72	85	69	10	24
8	240	26.1	66.6	56.2	50.7	9.6	11.5	74	72	85	71	10	20
9	270	26.7	66.5	57.6	50.1	9.8	10.9	74	72	85	69	8	18
10	300	26.9	66.7	58.5	49.3	9.7	10.6	74	72	85	69	6	16

- Mango

Contenido de humedad en base seca X (kg agua/kg sólidos)										Velocidad de secado (g de agua/h)							
Toma	Tiempo	X seca de cada charola								Por cada charola							
	(min)	3	4	5	6	7	8	9	10	3	4	5	6	7	8	9	10
0	0	5.9	5.9	5.9	5.9	5.9	5.9	5.9	5.9	-	-	-	-	-			
1	60	5.1	5.1	5.1	5.1	5.1	5.1	5.3	4.8	93.0	98.0	91.0	98.0	91.0	95.0	65.0	129.0
2	120	4.5	4.4	4.5	4.4	4.5	4.5	4.9	4.1	37.0	36.0	33.5	35.0	34.0	34.5	23.0	42.0
3	180	3.8	3.8	3.9	3.8	3.9	3.9	4.5	3.3	26.0	26.0	25.0	27.0	22.3	23.7	17.7	27.7
4	240	3.2	3.2	3.3	3.2	3.3	3.3	4.0	2.7	17.8	17.3	17.5	15.8	18.0	17.3	13.3	19.5
5	300	2.6	2.6	2.7	2.7	2.8	2.7	3.6	2.1	14.4	13.2	13.6	12.8	13.0	13.0	10.2	13.2
6	360	2.0	2.0	2.1	2.1	2.3	2.2	3.1	1.6	10.8	10.7	10.7	10.7	10.0	10.2	9.3	10.0
7	420	1.5	1.6	1.6	1.6	1.7	1.7	2.6	1.1	8.9	8.1	8.9	8.4	8.7	8.7	8.1	7.9
8	480	1.0	1.1	1.1	1.2	1.3	1.3	2.1	0.8	6.6	6.3	6.9	5.9	6.4	6.0	7.3	4.9
9	540	0.7	0.8	0.8	0.9	1.0	0.9	1.7	0.6	4.1	4.1	4.6	4.0	4.2	4.1	5.2	2.9
10	600	0.5	0.6	0.5	0.7	0.7	0.7	1.4	0.4	2.3	2.6	2.9	2.6	3.0	2.7	3.8	1.8

Toma de datos										Eficiencias			
Toma	Tiempo	TI-SV-01	TI-SV-02	TI-SV-03	HI-SV-01	HI-SV-02	HI-SV-03	TI-SC-01	TI-SC-02	η I.C.T.A.	η global	η proceso	E
	(min)	(°C)	(°C)	(°C)	(%)	(%)	(%)	(°C)	(°C)	(%)	(%)	(%)	(%)
Encendido		15.1	46.1	19.2	52.6	14.4	41	76	75	50.9	37.0	33.3	80.3
Estabilización		18.7	67.1	60.2	75.6	9.7	10.6	76	74	84.5	71.1	18.7	15.3
0	0	21.8	67.7	43.2	53.8	9.6	37.2	76	74	84.7	71.3	12.4	44.0
1	60	22.6	68.2	48	53.1	9.1	19.9	76	74	85.4	71.9	5.7	36.3
2	120	23.9	68.4	48.6	49.8	9.2	18.4	76	74	85.4	71.9	9.6	35.3
3	180	23.3	68.7	49.4	48.5	8.9	17.3	76	74	86.1	72.6	7.2	33.8
4	240	24.1	67.8	49	41.7	8	16.3	76	74	84.2	70.9	7.3	32.7
5	300	25.4	68.2	50.7	40.1	8.4	14.9	76	74	84.6	71.2	7.5	30.5
6	360	26.2	68.3	52.6	41.3	8.7	14.1	76	74	84.5	71.2	5.6	27.9
7	420	25.4	68.2	53.5	41.5	8.5	13.3	76	74	84.6	71.2	2.8	25.9
8	480	25.2	68.4	55	41.6	8	12	76	74	85.0	71.6	2.2	23.4
9	540	25.2	68.7	56	41.6	8.4	11.5	76	74	85.6	72.1	0.7	22.1
10	600	24.6	67.8	56	43	8.4	11	76	74	84.0	70.8	2.0	20.8

- Zanahoria

Contenido de humedad en base seca X (kg agua/kg sólidos)										Velocidad de secado (g de agua/h)							
Toma	Tiempo	X seca de cada charola								Por cada charola							
	(min)	3	4	5	6	7	8	9	10	3	4	5	6	7	8	9	10
0	0	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0	-	-	-	-	-			
1	60	7.8	7.6	8.0	7.7	8.0	8.1	7.8	6.8	109.0	127.0	90.0	115.0	94.0	85.0	107.0	200.0
2	120	6.5	6.2	6.9	6.4	6.8	7.0	6.5	5.6	58.0	63.0	48.0	59.0	50.0	48.5	57.0	53.5
3	180	5.4	5.0	5.9	5.3	5.9	6.0	5.5	4.6	33.3	36.0	29.7	33.3	29.7	28.3	31.0	28.3
4	240	4.3	3.9	5.0	4.2	4.9	5.1	4.5	3.7	25.3	24.8	21.5	24.3	22.5	21.3	22.5	20.8
5	300	3.2	2.9	4.0	3.2	3.9	4.2	3.5	2.9	18.8	18.2	17.4	17.8	17.2	16.8	17.6	15.4
6	360	2.4	2.1	3.2	2.4	3.1	3.4	2.8	2.2	12.0	11.8	12.7	12.3	12.7	11.7	11.5	10.0
7	420	1.7	1.4	2.4	1.7	2.5	2.6	2.0	1.5	9.4	8.6	10.1	9.0	7.7	10.0	9.4	8.4
8	480	1.1	0.9	1.7	1.2	1.6	2.0	1.5	1.1	6.5	5.6	7.6	5.9	10.0	7.1	6.5	5.3
9	540	0.7	0.6	1.2	0.8	1.1	1.5	1.1	0.8	4.0	3.3	5.4	3.9	4.6	4.9	3.9	3.1
10	600	0.4	0.3	0.7	0.5	0.6	0.9	0.7	0.4	2.8	2.3	4.0	2.7	4.4	4.8	3.6	2.9

Toma de datos										Eficiencias			
Toma	Tiempo	TI-SV-01	TI-SV-02	TI-SV-03	HI-SV-01	HI-SV-02	HI-SV-03	TI-SC-01	TI-SC-02	η I.C.T.A.	η global	η proceso	E
	(min)	(°C)	(°C)	(°C)	(%)	(%)	(%)	(°C)	(°C)	[%]	[%]	[%]	[%]
Encendido		17.2	38.1										
Estabilización		22.2	68.7	60.9	71.7	10.5	12.5	74	74	89.8	0.0	0.0	15.1
0	0	22.2	68.5	44.7	78.4	11.5	27.1	74	72	89.4	75.3	22.5	47.4
1	60	23.2	67.4	46.2	72.5	11	25.9	74	72	87.0	73.3	14.2	42.9
2	120	23.6	68.7	47.2	67.4	11.2	25.2	74	72	89.5	75.4	9.0	41.7
3	180	24.5	68.6	48.2	62.8	11.1	22.2	74	72	89.1	75.0	13.5	39.5
4	240	24.5	68.6	49.2	59.8	10.6	20.8	74	72	89.1	75.0	9.7	37.0
5	300	24.9	68.8	50.4	58	10.3	19.3	74	72	89.4	75.3	9.0	34.9
6	360	24.9	68.6	51.2	60.5	10.3	18	74	72	89.0	75.0	12.9	33.5
7	420	24.7	68.1	52.5	61.2	11	16.8	74	72	88.0	74.1	10.4	30.4
8	480	25.6	68.3	54	58.8	10.3	16	74	72	88.2	74.3	7.0	27.8
9	540	26.4	68.6	54.6	56.2	10.3	15.3	74	72	88.7	74.7	8.2	27.1
10	600	23.4	68.8	56.4	78	11.7	15.6	76	74	86.3	72.7	6.6	25.1

- Papaya

Contenido de humedad en base seca X (kg agua/kg sólidos)										Velocidad de secado (g de agua/h)							
Toma	Tiempo	X seca de cada charola								Por cada charola							
	(min)	3	4	5	6	7	8	9	10	3	4	5	6	7	8	9	10
0	0	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0	-	-	-	-	-			
1	60	7.8	7.8	7.9	7.7	8.0	7.8	8.1	7.5	83.0	83.0	79.0	91.0	72.0	85.0	65.0	107.0
2	120	6.6	6.7	6.8	6.5	6.9	6.7	7.2	6.1	41.0	40.5	36.5	41.5	36.0	39.5	32.0	47.5
3	180	5.5	5.5	5.6	5.4	5.9	5.6	6.2	4.9	27.7	27.0	29.3	26.7	24.3	25.7	22.3	28.7
4	240	4.5	4.4	4.5	4.3	4.9	4.5	5.3	3.8	17.5	18.8	18.0	18.8	17.5	18.0	16.5	19.5
5	300	3.4	3.4	3.5	3.3	3.9	3.6	4.4	2.8	14.6	15.0	14.4	14.0	13.4	13.6	11.8	14.0
6	360	2.6	2.5	2.7	2.5	3.1	2.8	3.6	1.9	10.0	10.0	9.7	9.3	9.5	9.2	9.0	9.8
7	420	1.7	1.7	1.9	1.7	2.3	2.0	2.9	1.3	8.1	7.9	8.1	7.9	8.6	7.3	7.1	6.3
8	480	1.1	1.0	1.2	1.1	1.6	1.4	2.2	0.7	5.6	6.0	5.6	5.5	5.6	5.8	6.3	4.9
9	540	0.6	0.6	0.7	0.6	1.0	0.9	1.6	0.4	4.2	3.7	4.4	4.0	4.6	4.0	4.6	2.9
10	600	0.2	0.2	0.3	0.3	0.6	0.5	1.1	0.2	2.5	2.5	2.8	2.1	3.2	2.5	3.6	1.2

Toma de datos										Eficiencias			
Toma	Tiempo	TI-SV-01	TI-SV-02	TI-SV-03	HI-SV-01	HI-SV-02	HI-SV-03	TI-SC-01	TI-SC-02	η I.C.T.A.	η global	η proceso	E
	(min)	(°C)	(°C)	(°C)	(%)	(%)	(%)	(°C)	(°C)	[%]	[%]	[%]	[%]
Encendido		18.7	38.2	26.1	82.1	54.2	60.1	-	-				
Estabilización		20	66.3	57.6	77.6	11.3	12.4	74	74	85.7	0.0	0.0	20.6
0	0	21.3	67.6	43.1	77.2	11.1	26.2	74	72	87.9	74.0	28.1	48.5
1	60	20.9	67.6	48.1	77.7	10.6	21.1	74	72	87.9	74.1	15.5	38.5
2	120	22.7	68.4	49.9	71.3	11	19.9	74	72	89.1	75.0	13.3	36.1
3	180	22.7	67.6	50	71.3	10.9	19.8	74	72	87.5	73.7	11.9	34.9
4	240	23.9	68.2	50.7	63.5	10.3	18	75	73	86.7	73.0	14.0	33.9
5	300	24.2	67.5	51.6	61.2	10.4	17.7	74	72	86.9	73.2	8.0	31.1
6	360	23.9	67.4	51.6	60.3	10.1	16.6	74	72	86.8	73.1	11.0	30.6
7	420	24.6	68	52.2	62.7	10.4	16.4	74	72	87.9	74.0	15.3	31.0
8	480	23.9	67.5	52.4	64.2	10.4	16.1	74	72	87.0	73.3	13.3	29.7
9	540	23.8	68	54.2	65.5	10.8	15.3	75	73	86.3	72.7	8.9	27.0
10	600	24.1	67.8	55.4	59.7	10.4	14.3	74	72	87.6	73.8	2.4	23.8