

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE
SECADOR DE GRANOS DE CAFÉ, UTILIZANDO LA ENERGÍA
TÉRMICA CONTENIDA EN FLUIDOS GEOTÉRMICOS**

PRESENTADO POR:
**VLADIMIR ALBERTO ESPINOZA MARTÍNEZ
AMÍLCAR GERARDO MENJÍVAR MORALES
ÁNGEL ULISES NAJARRO SALINAS**

PARA OPTAR AL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, MARZO DE 2018

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR:

MSc. ROGER ARMANDO ARIAS ALVARADO

SECRETARIO GENERAL:

MSc. CRISTOBAL HERNÁN RÍOS BENÍTEZ

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO:

ING. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL

SECRETARIO:

ING. JULIO ALBERTO PORTILLO

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR:

ING. RIGOBERTO VELÁSQUEZ PAZ

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

INGENIERO MECÁNICO

Título:

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE
SECADOR DE GRANOS DE CAFÉ, UTILIZANDO LA
ENERGÍA TÉRMICA CONTENIDA EN FLUIDOS
GEOTÉRMICOS**

Presentado por:

**VLADIMIR ALBERTO ESPINOZA MARTÍNEZ
AMILCAR GERARDO MENJIVAR MORALES
ÁNGEL ULISES NAJARRO SALINAS**

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor:

MSc. ING. GUSTAVO SALOMÓN TORRES RIOS LAZO

SAN SALVADOR, MARZO DE 2018

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor:

MSc. ING. GUSTAVO SALOMÓN TORRES RIOS LAZO

Contenido

RESUMEN	I
AGRADECIMIENTOS	II
ABREVIATURAS	III
INTRODUCCIÓN	IV
OBJETIVOS	V
CAPÍTULO I. PROBLEMÁTICA DE SECADO DE GRANOS DE CAFÉ EN EL BENEFICIO DE FUNDAGEO, BERLÍN USULUTÁN	1
1.1 Planteamiento de la problemática en FundaGeo.....	1
1.2 Propuesta de solución	4
1.3 Selección del tipo de secador a diseñar y construcción de prototipo.....	12
CAPÍTULO II. GENERALIDADES DEL CAFÉ, CAFÉ EN EL SALVADOR Y EL SECADO DE CAFÉ	13
2.1 Historia del café	13
2.1.1 Especies comerciales y su origen	14
2.2 El café en El Salvador	15
2.2.1 Importancia del café en El Salvador.....	16
2.2.2 Regiones cafetaleras de El Salvador	17
2.2.3 Destinos de la exportación del café salvadoreño	18
2.2.4 Tipos de café en El Salvador	18
2.3 Clima para un cultivo óptimo (Arias Rodriguez, 2012).....	20
2.4 Proceso del beneficiado del café	21
2.4.1 El beneficiado húmedo	23
2.4.2 El beneficiado seco.....	24
2.4.3 Estructura del grano de café	25

2.5 El Secado del café.....	25
2.5.1 Determinación empírica de la humedad del grano	27
2.6 Métodos de secado del café	28
2.6.1 Secado solar del café	29
2.6.2 Secado mecánico del café	31
2.7 Cuadro comparativo entre secadores mecánicos.....	38
2.8 Análisis comparativo del secado mecánico y el secado natural	42
CAPÍTULO III. CONCEPTOS BÁSICOS DE ESTACIONES GEOTÉRMICAS .43	
3.1 Definición de energía geotérmica	43
3.2 Tipos de recursos geotérmicos.....	45
3.3 Geotermia en El Salvador.....	46
3.3.1 Central geotérmica de Ahuachapán.....	46
3.3.2 Central geotérmica de Berlín	47
3.4 Aplicaciones para el vapor geotérmico de baja y media entalpía	48
3.4.1 Utilización directa e indirecta del calor geotérmico.....	49
3.5 Líneas de acarreo de fluidos geotérmicos	51
3.5.1 Patrones de flujo en tuberías de acarreo de fluidos geotérmicos	51
3.5.2 Potencial de incrustación en tuberías de acarreo de fluidos geotérmicos	52
CAPÍTULO IV. FUNDAMENTOS DE TERMODINÁMICA Y TRANSFERENCIA DE CALOR	52
4.1 Fundamentos de termodinámica	52
4.1.1 Leyes de la termodinámica	53
4.1.2 Análisis de los sistemas termodinámicos	54
4.1.3 Psicrometría y carta psicrométrica	56
4.1.4 Procesos en la carta psicrométrica	59
4.2 Fundamentos de transferencia de calor.	62

4.2. Transferencia de calor por conducción	63
4.2.1 Transferencia de calor por convección	64
4.2.2 Transferencia de calor por radiación.....	66
4.3 Definición de intercambiadores de calor	67
4.3.1 Metodología de selección de intercambiadores de calor.....	68
4.3.2 Análisis de los intercambiadores de calor	70
4.3.3 Método de la diferencia de temperatura media logarítmica	72
4.4 Teoría de secado.....	75
4.4.1 Contenido de humedad de un alimento	75
4.4.2 Actividad de agua	76
4.4.3 Mecanismos de transferencia de calor y de masa	78
4.4.4 Cálculos de secado.....	81
4.4.5 Determinación experimental de las velocidades de secado	82
CAPÍTULO V. DISEÑO DEL SISTEMA SECADOR DE GRANOS DE CAFÉ ..	84
5.1 Determinación de la carga del equipo	84
5.2 Selección de las dimensiones básicas de la cama secado	88
5.3 Determinación del caudal de aire ideal para el secado de los granos de café.....	91
5.4 Calculo del caudal de aire de secado según método de CENICAFE	95
5.5 Análisis de transferencia de calor y masa para el secado mecánico (tiempo de secado).....	97
5.5.1 Calculo del tiempo estimado de secado para el tramo a velocidad constante (tramo BC).....	97
5.5.2 Cálculo del tiempo estimado de secado a velocidad decreciente (tramo CD)	100
5.6 Diseño de la cama de secado	101

5.6.1	Diseño estructural de cama de secado	101
5.6.2	Diseño de accesos para la cama de secado	109
5.7	Análisis para selección de lámina periférica y lámina perforada de la cama de secado	112
5.8	Diseño de ductos para transporte de aire de secado	119
5.8.1	Trazado de ducto de transporte de aire de secado	119
5.8.2	Dimensionamiento de ducto y accesorios	122
5.8.3	Fabricación de ductos de aire	126
5.8.4	Diseño de unión de ducto	127
5.8.5	Diseño de accesorios.....	130
5.8.6	Dimensionamiento y selección del aislante térmico para ductos de ventilación	136
5.9	Potencia calorífica necesaria para calentar el aire de secado	141
5.10	Diseño de intercambiador de calor agua geotérmica – aire.....	142
5.10.1	Dimensionamiento de intercambiador de calor	143
5.10.2	Elementos para la instalación y operación del intercambiador de calor....	151
5.10.3	Simulación del flujo dentro del intercambiador de calor	154
5.10.4	Dimensionamiento y selección del aislante para intercambiador de calor	157
5.11	Calculo de pérdidas de presión en el flujo de aire	161
5.11.1	Simulación de dinámica computacional de fluidos para valores de pérdidas de presión en sistema secador de granos de café	170
5.12	Selección del ventilador	173
5.13	Control de temperatura	176
5.13.1	Elementos para el control de temperatura	177
5.13.2	Funcionamiento del sistema de control	181
CAPÍTULO VI. ANÁLISIS ECONÓMICO DEL DISEÑO		182

6.1 Ingeniería del proyecto	182
6.2 Costos	182
6.2.1 Costos de fabricación de equipo	182
6.2.2 Costo de operación.....	183
6.3 Ingresos por servicio de secado	183
CAPÍTULO VII. CARACTERIZACIÓN DE PROTOTIPO SECADOR DE GRANOS DE CAFÉ	184
7.1 Características principales del prototipo secador de granos de café	184
7.1.1 Parámetros de diseño del prototipo.....	184
7.1.2 Dimensiones del prototipo, Cantidad de café y tiempo de secado	186
7.1.3 Esquema de prototipo secador de granos de café.....	187
7.2 Elementos para el funcionamiento del prototipo secador de granos de café	188
7.2.1 Variables medidas en la operación del prototipo secador de granos de café	188
7.2.2 Tabulación de datos de variables medidas	189
7.3 Construcción de gráfico “Humedad del café vs Tiempo de secado”	193
7.3.1 Interpretación del gráfico “Humedad del café vs Tiempo de secado” y otras variables	194
7.4 Conclusiones sobre el prototipo secador de granos de café	195
7.5 Recomendaciones para el equipo diseñado basado en el funcionamiento del prototipo	196
GLOSARIO.....	197
Bibliografía	199
ANEXOS.....	201

A1. Patrones de flujo en tuberías de acarreo de fluidos geotérmicos.....	201
A2. Determinación del caudal de aire ideal para el secado de los granos de café.....	202
A3. Análisis de transferencia de calor y masa para el secado mecánico (tiempo de secado).....	203
A4. Propiedades del aire a la presión de 1 atmosfera	204
A5. Calculo de pérdidas de presión en el flujo de aire.....	205
A6. Selección del ventilador.	207
A7. Pliego tarifario vigente desde 15 de octubre de 2017 a 31 de diciembre de 2017, Superintendencia General de Electricidad y Telecomunicaciones (SIGET), 2017.	208
A8. Tarifas de salarios mínimos vigentes a partir del 1° de enero hasta el 31 de diciembre de 2017, Ministerio de Trabajo y Prevención Social, 2017.....	209
A9. Construcción prototipo	210
A10. Rastrillo para revolver la capa de café	215
A11. Planos constructivos	219

Índice de figuras

Figura 1. Cultivo de café en FundaGeo. (2016). [Fotografía]. Fuente: Grupo investigador.....	1
Figura 2. Despulpadora colombiana de la marca PENAGOS. (2016). [Fotografía]. Fuente: Grupo investigador.	2
Figura 3. Patios de secado para los granos de café. (2016). [Fotografía]. Fuente: Grupo investigador.....	3
Figura 4. Tubería con fluido geotérmico a alta temperatura. (2016). [Fotografía]. Fuente: Grupo investigador.	4
Figura 5. Propuesta 1 de solución a la problemática de secado de café en FundaGeo con energía geotérmica de desecho. (2016). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.....	7
Figura 6. Esquema explosivo de la propuesta 1 de solución a la problemática de secado de café en FundaGeo con energía geotérmica de desecho. (2016). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.	8
Figura 7. Propuesta 2 de solución a la problemática de secado de café en FundaGeo con energía geotérmica de desecho. (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.....	10
Figura 8. Esquema explosivo de la propuesta 2 de solución a la problemática de secado de café en FundaGeo con energía geotérmica de desecho. (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.	11
Figura 9. Realización de la presentación de la propuesta de secadores de granos de café. (2017). [Fotografía] Fuente: Grupo investigador.	12
Figura 10. Mapa de siembra del café de acuerdo a la variedad; r: variedad robusta, m: mezcla de variedad robusta y arábica y a: variedad arábica (FAO	

2011). [Figura]. Producción de café Coffea arábica L. cultivo, beneficio, plagas y enfermedades.	15
Figura 11. Regiones cafetaleras de El Salvador. (2013). El cultivo de café en El Salvador. [Figura]. Recuperada de Consejo nacional del café.	17
Figura 12. Países de destino del café salvadoreño. (2013). El cultivo de café en El Salvador. [Grafico]. Recuperada de Consejo nacional del café.....	18
Figura 13. Clasificación de zonas por alturas de café cultivado. [Figura]. Recuperado de http://www.grupocoex.com/exportacion	20
Figura 14. Planeación del cultivo del café. [Figura]. Recuperada de CENICAFE.	23
Figura 15. Clasificación del fruto de café. [Fotografía]. Beneficio La Majada, El Salvador. Fuente: Grupo investigador.	24
Figura 16. Composición del fruto del café. [Figura]. Tomada de: http://www.yoamoelcafededecolombia.com/2016/06/05/composicion-del-fruto-del-cafe/	25
Figura 17. Dispositivo medidor de humedad del grano de café. [Fotografía] Beneficio La Majada, El Salvador. Fuente: Grupo investigador	28
Figura 18. Secado de grano de café en patios. [Fotografía] Beneficio La Majada, El Salvador. Fuente: Grupo investigador	29
Figura 19. Secador rotativo tipo Guardiola. [Fotografía], secador en beneficio Tecapa, Berlín, Usulután (silo de café). Fuente: Grupo investigador.....	32
Figura 20. Secador tipo vertical. [Fotografía], Beneficio La Majada, El Salvador. Fuente: Grupo investigador.	33
Figura 21. Secador de capa estática o lecho fijo tomado de: secado de granos a altas temperaturas. (2008). [Figura]. Depósito de documentos de la FAO.	34

Figura 22. Secador de una sola capa con inversión en la dirección del flujo de aire (sin cámara de pre-secado). [Figura], modelamiento y diseño de un secador estático de café pergamino (silo de café).	35
Figura 23. Secador de dos capas horizontales (Silo-secador), una de secado y otra de pre-secado, con inversión del flujo de aire. [Figura], modelamiento y diseño de un secador estático de café pergamino (silo de café).	36
Figura 24. Secador de dos capas verticales con inversión del flujo de aire solo en la capa inferior (cámara de secado). [Figura], modelamiento y diseño de un secador estático de café pergamino (silo de café).....	36
Figura 25. Secador de tres pisos, con inversión en la dirección del flujo de aire en la cámara de secado. [Figura], modelamiento y diseño de un secador estático de café pergamino (silo de café).....	38
Figura 26. Componentes de yacimiento geotérmico. Esquivel Santana José Eduardo. (2010). Geotermia. [Figura]. Recuperada de www.energi aunam.wordpress.com	45
Figura 27. Zonas en el mundo con mayores posibilidades de encontrar recurso geotérmico. Guillermo Trillo, Vicente Angulo. (2008). Energía geotérmica. [Figura]. Recuperada de Site Geothermie- Perspectives de l'ADEME et du BRGM.	46
Figura 28. Usos de los fluidos geotérmicos según su temperatura. Guillermo Trillo, Vicente Angulo. (2008). Energía geotérmica. [Figura]. Recuperada de Site Geothermie- Perspectives de l'ADEME et du BRGM.....	49
Figura 29. La masa no puede cruzar las fronteras de un sistema cerrado, pero la energía sí. [Figura], recuperada de Termodinámica, Y. A. Cengel, M. A. Boles, 7ma ed.....	55

Figura 30. Propiedades en la carta psicrométrica. Yunus A. Cengel. (2011). Mezclas de gases. [Figura]. Recuperada de Termodinámica Séptima edición.	58
Figura 31. Temperaturas de bulbo seco, bulbo húmedo y punto de rocío para 15°C. [Figura]. Recuperada de Termodinámica Séptima edición.	59
Figura 32. Procesos en la carta psicrométrica. [Figura]. Recuperada de Termodinámica Séptima edición.....	59
Figura 33. Adición de calor sensible a un flujo de aire, nótese que la humedad relativa disminuye. [Figura]. Recuperada de Termodinámica Séptima edición.	60
Figura 34. A la izquierda adición de calor sensible y humidificación con vapor de agua a un flujo de aire y a la derecha su representación en la carta psicrométrica. [Figura]. Recuperada de Termodinámica Yunus A Cengel, Séptima edición. ..	61
Figura 35. A la izquierda proceso de deshumidificación a un flujo de aire y a la derecha su representación en la carta psicrométrica, note que el proceso de enfriamiento de convierte en deshumidificación al cruzar el punto de saturación. [Figura]. Recuperada de Termodinámica, Yunus A Cengel, Séptima edición. .	61
Figura 36. A la izquierda proceso de enfriamiento evaporativo y a la derecha su representación en la carta psicrométrica, note que la temperatura mínima de bulbo seco se consigue en condiciones de saturación y corresponde al punto de saturación y depende únicamente de las condiciones iniciales del aire [figura]. Recuperada de Termodinámica, Yunus A. Cengel, Séptima edición.....	62
Figura 37. Transferencia de calor de una superficie caliente hacia el aire por convección. [Figura]. Recuperada de Y. A. Cengel, A. J. Ghajar, Transferencia de calor y masa, 4ta Ed	64
Figura 38. Enfriamiento de un huevo cocido, por convección forzada y convección natural. [Figura]. Recuperada de Y. A. Cengel, A. J. Ghajar, Transferencia de calor y masa, 4ta ed.....	65

Figura 39. La radiación de un cuerpo negro representa la cantidad máxima de radiación que puede ser emitida desde una superficie a una temperatura específica. [Figura], Recuperada de Y. A. Cengel, A. J. Ghajar, Transferencia de calor y masa, 4ta ed.....	67
Figura 40. Cuatro arreglos básicos para los cuales la diferencia de temperatura media logarítmica se puede determinar a partir de la ecuación anterior: (a) Contraflujo; (b) flujo paralelo; (c) fuente con temperatura constante y receptor con incremento de temperatura; (d) temperatura constante en el receptor y fuente con temperatura en decremento. [Figura], O. A. Jaramillo, UNAM (2007).	73
Figura 41. Isotherma de sorción típica. Tomada de: "procesamiento de alimentos". [Grafico], Orrego Alzate 2003	78
Figura 42. Visión esquemática de la transferencia de calor y masa en el secado tomada de: "procesamiento de alimentos", Orrego Alzate 2003.....	79
Figura 43. Curva general de secado tomado de: "procesamiento de alimentos". [Grafico], Orrego Alzate 2003.	82
Figura 44. Sistema termodinámico para la cama de secado de granos de café de lecho fijo, el punto 1 representa el estado de entrada y el punto 2 representa el estado del aire a la salida del secador (2017). [Figura]. Fuente: Grupo investigador.....	93
Figura 45. Esquema de la estructura general de la cama de secado. Fuente: Grupo investigador.....	103
Figura 46. Distribución uniforme de la carga de café sobre la cama de secado, se observa que la carga se distribuye en una de las caras de los perfiles estructurales (2017). [Figura]. Fuente: grupo investigador.	105
Figura 47. Análisis estático: tensión de Von Mises. Fuente: Grupo investigador.	105

Figura 48. Detalle de zona con mayor tensión sin presentar limite elástico. Fuente: Grupo investigador.....	106
Figura 49. Análisis estático: deformaciones totales. Fuente: Grupo investigador.	107
Figura 50. Detalle de zona con la mayor deformación. Fuente: Grupo investigador.....	107
Figura 51. Análisis estático: factor de seguridad. Fuente: Grupo investigador	108
Figura 52. Detalle de zonas que muestran cero fallas en la estructura. Fuente: Grupo investigador.....	109
Figura 53. Elementos de compuerta de acceso a plenum de cama de secado (2017). [Figura]. Fuente grupo investigador.....	110
Figura 54. Elementos de compuerta de descarga de café seco, a la izquierda la compuerta cerrada y a la derecha la compuerta abierta (2017). [Figura]. Fuente grupo investigador.	111
Figura 55. Distribución de compuertas para la operación de la cama de secado (2017). [Figura]. Fuente grupo investigador.....	111
Figura 56. Condiciones de fuerzas aplicadas a la lámina perforada, las flechas en rosado representan una condición de geometría fija y las flechas en rojo representan la carga estática correspondiente a la porción de masa de café (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.	113
Figura 57. Esfuerzos resultantes de Von Mises para una fracción de lámina perforada de 1mx1m (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.	114
Figura 58. Deformaciones resultantes para una fracción de lámina perforada de 1mx1m (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.	114
Figura 59. Detalle de esfuerzos resultantes de Von Mises para una fracción de lámina perforada de 1mx1m, observe que el máximo valor de esfuerzo ocurre en	

las cercanías del concentrador de esfuerzos (agujero) (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.....	115
Figura 60. Distribución de la presión hidrostática ejercida por la masa de café sobre la lámina periférica de la cama de secado según el modelo formulado, observe que la presión máxima se encuentra en el fono de la cama de secado y es igual al producto del peso específico del café por el espesor de capa de este (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.	116
Figura 61. Condiciones impuestas al modelo computacional para el análisis mediante elementos finitos, las flechas en verde indican las zonas en donde la geometría está fijada a la estructura de la cama de secado y las flechas en rojo representan la distribución de la presión ejercida por la masa de café sobre la lámina (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.....	117
Figura 62. Distribución de los esfuerzos resultantes de Von Mises sobre una lámina periférica de la cama de secado, observe que el esfuerzo máximo ocurre en las cercanías de los agujeros de los tornillos que la sostiene sobre la estructura (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.	118
.Figura 63. Deformaciones resultantes sobre el modelo de la lámina periférica de la cama de secado debido a la acción de la presión de la masa de café. (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.	118
Figura 64. Distribución en planta de los patios de secado de FundaGeo y de la tubería de acarreo de fluido geotérmico, se muestra el espacio disponible para utilizar con el intercambiador de calor sobre la tubería, la línea discontinua representa el trazado del ducto de transporte de aire secado (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.	121
Figura 65. Gráficas de pérdidas de presión para las condiciones de diseño, la curva en rojo representa la pérdida de presión en accesorios para un coeficiente	

de accesorio $k=1$ en función del diámetro de ducto y la curva en negro representa la pérdida de presión por rozamiento en ducto en función del diámetro (2017). [Grafico]. Fuente Grupo investigador.....	125
Figura 66. Junta de grapa para la fabricación de ducto conformado por dos láminas, para más detalles consulte los planos constructivos al final de este documento (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador	127
Figura 67. Junta de brida para la unión de tramos de ducto, a la izquierda el trozo de lámina sin rolar, a la derecha brida obtenida mediante rolado en frío (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.	128
Figura 68. Instalación de brida para ducto de transporte de aire de secado, a la izquierda la colocación de la brida y a la derecha el borde del ducto doblado mediante deformación con martillo (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.....	129
Figura 69. Junta de ductos mediante brida fabricada de lámina, se debe de aplicar sellador alrededor de uno de los bordes de un ducto doblado antes de efectuar la unión (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.....	129
Figura 70. Trazado de ducto de transporte de aire de secado para determinar los accesorios necesarios para la operación del equipo secador de granos de café (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.	130
Figura 71. Trazado de ducto que conecta el ventilador con el intercambiador de calor, observe que el tramo cuadrado que se conecta con la boca de descarga del ventilador se ha extendido lo suficiente para permitir que el flujo se desarrolle completamente con la finalidad de reducir pérdida de presión por efecto del sistema (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.....	131
Figura 72. Codo a 45° formado por 4 gajos de lámina galvanizada de 1 mm de espesor, observe el agujero para el paso de la tubería utilizada para el	

calentamiento del aire de secado (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.	132
Figura 73. Codo a 45° formado por 4 gajos de lámina galvanizada de 1 mm de espesor, observe que el mecanismo de unión con el ducto es mediante bridas (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.	132
Figura 74. Codo a 55° formado por 3 gajos de lámina galvanizada de 1mm de espesor, el mecanismo de unión con el ducto es por medio de bridas (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.	133
Figura 75. Codo a 90° formado por 5 gajos de lámina galvanizada de 1mm de espesor, el mecanismo de unión con el ducto es por medio de bridas (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.	133
Figura 76. Unión de transición de ducto fabricado con lámina galvanizada de 1mm de espesor, el mecanismo de unión con el ducto es por medio de bridas (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.	134
Figura 77. Difusor de aire, su función es unir el ducto de transporte de aire con la cama de secado además de asegurar una distribución uniforme del flujo de aire (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.	135
Figura 78. Unión de transición de ventilador a intercambiador de calor, la unión con el ventilador y con el ducto se efectúa mediante bridas, observe que debe de instalarse lo suficientemente lejos del ventilador para permitir que el flujo de aire se desarrolle (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.....	135
Figura 79. Intercambiador de calor agua geotérmica-aire, corte de la sección transversal para visualizar el interior (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.....	143

Figura 80. Sección transversal de intercambiador de calor para determinar el área de flujo y diámetro hidráulico. Cotas en milímetros (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.....	146
Figura 81. Intercambiador de calor anular, de izquierda a derecha la sección desnuda es el área de calentamiento, la segunda es la estructura que forma el espacio anular y la tercera es la capa de aislante y protección del aislante de las condiciones ambiente (2017). [Esquema]. Grupo investigador.....	152
Figura 82. Vista de corte transversal de intercambiador de calor anular, observe que la estructura de soporte actúa como una superficie extendida incrementando la transferencia de calor, en el detalle se muestra el tipo de junta a utilizar para la fabricación de los ductos (2017). [Esquema]. Grupo investigador.	153
Figura 83. Sección de ducto que pasa sobre soporte de tubería, observe la figura de la derecha que la sección transversal para el flujo del aire es reducida en esta sección (2017). [Esquema]. Grupo investigador.	153
Figura 84. Líneas del flujo de aire de secado, observe como el aire incrementa su temperatura por el paso en el espacio anular para una condición de pared externa adiabática, la temperatura promedio a la salida del intercambiador de calor es de 51.3 °C (2017). [Esquema]. Grupo investigador.....	155
Figura 85. Líneas del flujo de agua geotérmica observe como se disminuye la temperatura debido al calentamiento del aire, la reducción de temperatura es de alrededor de 0.16 °C (2017). [Esquema]. Grupo investigador.	156
Figura 86. Pérdidas de presión del aire que fluye a través de lámina perforada para distintos porcentajes de área perforada, expresada en pulgadas de columna de agua. [Figura]. Recuperada de manual de láminas perforadas de Quality Perforating Inc.....	168

Figura 87. Simulación de la pérdida de presión del sistema secador de granos de café (CFD), se observa la evolución que tiene la presión total del flujo de aire por el paso en cada elemento, observe que la mayor parte de la pérdida de presión se experimenta en el intercambiador de calor el cual difiere con el valor calculado ya que en el modelo computacional se incluyeron los elementos obviados, por otra parte se verifica que la pérdida de presión en el resto de los elementos que conforman al sistema son bastante apegados a los valores calculados. Nota: la presión atmosférica del modelo computacional es de 10332.2745 mm c.a.
Fuente: Grupo investigador. 172

Figura 88. Punto de operación del sistema sobre curva característica del ventilador CMD 450. (2017). [Gráfico]. Soler & Palau..... 174

Figura 89. Factores de corrección para la selección del motor para accionar el ventilador, las líneas en rojo representan las condiciones de operación. (2017). [Gráfico]. Soler & Palau. 176

Figura 90. Sensor de temperatura PT100 con cabezal tipo DIN C. (2017). [Fotografía]. Fuente: RS pro 178

Figura 91. Modulo LOGO 8. (2017). [Fotografía]. Fuente: SIEMENS 178

Figura 92. Módulo de expansión AM2 RTD. (2017). [Fotografía]. Fuente: SIEMENS..... 179

Figura 93. Módulo de expansión AM2 AQ. (2017). [Fotografía]. Fuente: SIEMENS 179

Figura 94. Módulo LOGO TDE. (2017). [Fotografía]. Fuente: SIEMENS 180

Figura 95. Módulo LOGO power 24V. (2017). [Fotografía]. Fuente: SIEMENS 180

Figura 96. VFD MICROMASTER 420. (2017). [Fotografía]. Fuente: SIEMENS 181

Figura 97. Esquema que muestra el prototipo secador de granos de café montado sobre la tubería de transporte de fluido geotérmico (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador..... 187

Figura 98. Representación gráfica de datos recolectados de humedad y tiempo en la prueba de secado. [Grafico]. Fuente: Grupo investigador..... 193

Índice de tablas

Tabla 1. Secadores directos más utilizados. [Tabla] (Besora Magem). Fuente: Grupo investigador.....	30
Tabla 2. Ventajas y desventajas de los secadores mecánicos: rotativo tipo Guardiola, vertical de torre y capa estática. Fuente: Grupo investigador.....	39
Tabla 3. Correlaciones para coeficientes de transferencia de calor. (Crapiste y Rotstein, 1997) "procesamiento de alimentos" (Orrego Alzate 2003).	81
Tabla 4. Propiedades físicas del café relacionadas con la cantidad de humedad según el estado en el proceso de transformación.....	85
Tabla 5. Masa total de café y humedad en los estados lavado y escurrido, pergamino seco y oro, equipo secador de granos de café para obtener 30 quintales de café oro. Fuente: Grupo Investigador.	88
Tabla 6. Dimensiones del secador de lecho fijo. Recomendaciones de la FAO.	89
Tabla 7. Capacidad máxima por lote, dependiendo del producto a secar y del tamaño de la cama de secado.	90
Tabla 8. Propiedades termodinámicas del aire ambiente de la localidad y del aire a la entrada y salida de la cama de secado. Fuente: Grupo investigador.....	94
Tabla 9. Propiedades Termodinámicas utilizadas durante el proceso de diseño, todas las propiedades del aire fueron determinadas a la temperatura media de la entrada y salida del intercambiador de calor. Fuente: Grupo investigador.	144
Tabla 10. accesorios que aportan perdidas de presión al sistema secador. Fuente: Grupo investigador.	164

Tabla 11. Factores de corrección por altura sobre el nivel del mar y por temperatura ambiente (2017). [Tabla]. Soler & Palau.....	175
Tabla 12. Salarios de personal para ingeniería del proyecto. Fuente: Grupo investigador.....	182
Tabla 13. Resumen de costos de fabricación e instalación equipo secador de granos de café	183
Tabla 14. Resumen de costos de operación del equipo secador de granos de café.....	183
<i>Tabla 15.</i> Resumen de costo de servicio de secado por saco de café	184
Tabla 16. Resumen de parámetros para el aire de secado del prototipo secador de granos de café. Fuente: Grupo investigador.....	185
Tabla 17. Dimensiones de la cama de secado. Fuente: grupo investigador ...	186
Tabla 18. tabulación de datos de variables medidas. Fuente: Grupo investigador.	190
Tabla 19. Comparativa de variables diseñadas y medidas en prototipo. Fuente: Grupo investigador.....	192

RESUMEN

En El Salvador, el café ha sido uno de los pilares principales de la economía, así como un producto agrícola de exportación importante, sin embargo, el proceso de beneficiado de café ha tenido poco desarrollo tecnológico ya que depende de la adquisición de tecnología extranjera para efectuar un adecuado beneficiado.

Un caso en el cual el poco desarrollo tecnológico que obstaculiza el beneficiado de una producción creciente es el que experimenta la planta de beneficiado de FundaGeo, el problema radica en el proceso de secado de los granos de café.

Actualmente todo el café es secado mediante un método natural el cual consiste en distribuir el café sobre patios libres al ambiente, es decir que el secado se efectúa mediante la energía solar térmica.

El grupo investigador de la Universidad de El Salvador propone desarrollar un secador de granos de café mecánico que pueda suplir la demanda en un periodo de tiempo mucho más corto y que además utilice la energía térmica contenida en fluidos geotérmicos para llevar a la temperatura de secado el aire ambiente tomado por el equipo, con el objetivo de reemplazar los combustibles tradicionales.

AGRADECIMIENTOS

A mi madre, Yaneth Hercíla Martínez y a mi padre Guillermo Vladimir Espinoza por brindarme todo el apoyo, el ánimo y el aliento necesario durante mi proceso de formación profesional por lo cual les estaré agradecido y en deuda de por vida además quiero agradecer la excelente formación como persona que me han brindado.

A la Universidad de El Salvador, a la planta docente de la Escuela de Ingeniería Mecánica y al Ing. Salomón Torres por brindarme no solo formación académica sino también por la formación como persona y a sus valiosas lecciones de vida le estaré agradecido por siempre.

A mis compañeros de trabajo de graduación, Ángel Najarro y Gerardo Menjívar que a pesar de todas las dificultades que se presentaron siempre fuimos capaces de superarlo y seguir adelante, les deseo éxitos a ustedes y sus familias.

A todos los compañeros y amigos que conocí en la universidad de El Salvador, por esos momentos inolvidables que me brindaron.

A LaGeo y FundaGeo por el apoyo que nos brindaron durante todo el proceso de graduación.

Vladimir Alberto Espinoza Martínez

A Dios todo poderoso y a la Virgen Inmaculada, por ser mis guías espirituales y ser los que me dieron la fuerza y la capacidad de poder afrontar todos los retos que se me pusieron en mi paso por la Universidad de El Salvador.

A mi madre, Anabel; por ser siempre mi pilar más fuerte y mi más grande fuente de inspiración, sin ella esta meta no se hubiese alcanzado, este logro no es mío: "*Es suyo*", gracias por enseñarme a ser fuerte y siempre humilde del alma y corazón, por darme todo su amor, por todas las palabras de aliento cuando todo se ponía más difícil, y lo más grande que me dio: sus consejos. A mi papá, Dagoberto; por apoyarme en todos mis proyectos y siempre confiar en mí, gracias infinitas por estar siempre pendientes de mi hermana y de mí. A mi hermana, Yeni; por nunca abandonarme, mi más grande apoyo y mi más grande amiga; gracias infinitas por todo. A mi nana Toya, gracias por siempre cuidarme, por ser la que se llenaba de emoción los días que yo llegaba a casa y por darme todo su amor. Y a toda mi familia por el apoyo brindado.

A mis compañeros de trabajo de graduación, Ángel y Vladimir; por todo su apoyo, comprensión y esmero, les deseo el mejor de los éxitos en su vida profesional.

A la Universidad de El Salvador, a la Facultad de Ingeniería y Arq. y a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por haberme acogido, enseñarme y prepararme. A nuestro asesor de trabajo de graduación, Ing. Salomón Torres, por todo su apoyo, consejos y lecciones a lo largo de este proyecto y por mi paso por la Universidad.

A todos mis amigos, compañeros y maestros; por su apoyo incondicional durante mi preparación y por todas las lecciones que me enseñaron.

A LaGeo y FundaGeo, por confiar en el proyecto y por todo su apoyo.

Amílcar Gerardo Menjívar Morales

A Dios por darme la fuerza y la capacidad de poder culminar un sueño y una meta más en mi vida.

A mis padres, José Ulises y Rosa María, ya que sin ellos este logro nunca hubiera sido posible, sin duda este triunfo es de ellos, sus palabras de aliento en los momentos más difíciles fueron los que me permitieron llegar a culminar este logro, tantos consejos acertados en cada momento son los que hicieron que levantara la cabeza y siguiera adelante, nunca nada será suficiente para poder pagar todo el apoyo de su parte. A mi hna. Ana María, que a pesar de su corta edad supo darme su apoyo en todo sentido el cual le estoy muy agradecido.

A mis tíos, José Wilfredo y Martha Cecilia por haberme abierto las puertas de su casa para poder terminar mis estudios en la universidad, sus consejos en todos los aspectos de la vida me han ayudado mucho y sin duda los llevare en el corazón el resto de mi vida, a mi prima Blanca Cecilia por sus palabras de aliento y apoyo.

A toda mi familia, abuelos, tíos, primos por su apoyo incondicional.

A la Universidad de El Salvador por su infinito conocimiento, reflejado en mi asesor Ing. Salomón Torres, el cual sin su ayuda este proyecto no hubiera sido posible al igual que a mis compañeros de tesis por su empeño.

A LaGeo y FundaGeo por creer y apoyarnos en todo el proyecto.

Ángel Ulises Najarro Salinas

ABREVIATURAS

%BH, %bh: Porcentaje de humedad base húmeda.

ACS: Agua caliente sanitaria.

ANACAFÉ: Asociación nacional del café, Guatemala.

bhp: potencia al eje.

CEL: Comisión Ejecutiva del Río Lempa.

CENICAFE: Centro nacional de investigaciones de café, Colombia.

CORSATUR: Corporación salvadoreña de turismo.

CPS: Café pergamino seco.

CSC: Consejo salvadoreño del café.

FDS: Factor de seguridad.

FAO: Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación.

ITC: intercambiador de calor.

INTRODUCCIÓN

Desde hace muchos años, el café ha sido uno de los principales productos agrícolas de exportación en El Salvador. Nuestro país se logró posicionar dentro de los tres productores más grandes de café a nivel mundial, exportando más de 5 millones de quintales oro en la década de los setenta.

Hoy en día, El Salvador exporta en promedio 1.5 millones de quintales oro a los principales países consumidores de café, el cual proviene principalmente de 6 regiones cafetaleras con más de 160,000 hectáreas.

El documento detalla: la problemática que está teniendo FundaGeo para el secado de los granos de café actualmente; del café, sus generalidades y los diferentes tipos de secado que se le pueden aplicar; sobre conceptos básicos de estaciones geotérmicas; sobre fundamentos de termodinámica y transferencia de calor; el diseño del equipo de secado; una evaluación económica; y para terminar con la construcción y caracterización de un prototipo de secado de café utilizando la energía térmica contenida en los fluidos geotérmicos.

OBJETIVOS

Objetivo General

Diseñar una aplicación industrial para el aprovechamiento de la energía térmica contenida en los fluidos geotérmicos.

Objetivos Específicos

Realizar una comparativa sobre los diferentes secadores mecánicos para granos de café que se utilizan en esa industria.

Diseñar un equipo mecánico para secado de granos de café que utilice la energía térmica contenida en los fluidos geotérmicos.

Construir un equipo mecánico para secado de granos de café que utilice la energía térmica contenida en los fluidos geotérmicos.

Caracterizar el secador de granos de café construido.

CAPÍTULO I. PROBLEMÁTICA DE SECADO DE GRANOS DE CAFÉ EN EL BENEFICIO DE FUNDAGEO, BERLÍN USULUTÁN

1.1 Planteamiento de la problemática en FundaGeo

FundaGeo como parte de su proyección social, enfocando su esfuerzo en la zona del municipio de Berlín, Usulután; implementa proyectos para la auto sostenibilidad de las comunidades aledañas a la central de energía geotérmica de dicha zona.

Los municipios de Alegría, Berlín y Mercedes Umaña, siempre han sido consideradas zonas eminentemente cafetaleras y una de las más significativas fuentes de empleo, sin embargo, la caída de los precios del café, las plagas (la roya) y los factores ambientales han provocado dificultades para que este importante sector logre sus objetivos. FundaGeo con la visión de dinamizar este importante sector y crear las condiciones de desarrollo para las comunidades a destinado actualmente terreno para que se cultive café nuevo, entre las variedades como Pacas, Borbón, Catisic, Cuscatleco y Catimor (Figura 1).



Figura 1. Cultivo de café en FundaGeo. (2016).
[Fotografía]. Fuente: Grupo investigador.

En las instalaciones con que cuenta FundaGeo para llevar acabo el beneficiado del café, se encuentra una maquina despulpadora de fabricación colombiana (figura 2); la capacidad de procesamiento de esta despulpadora es de 9 sacos/hora con los cuales la maquina necesita un aproximado de 3 galones de agua.



Figura 2. Despulpadora colombiana de la marca PENAGOS. (2016). [Fotografía]. Fuente: Grupo investigador.

Las instalaciones también cuentan con unos patios de secado para los granos de café (figura 3), estos tienen una capacidad para secar 20 sacos de café en la condición de lavado y escurrido en aproximadamente 11 a 15 días, dependiendo también de los factores ambientales (radiación solar, lluvia y humedad en aire).



Figura 3. Patios de secado para los granos de café. (2016). [Fotografía]. Fuente: Grupo investigador.

Con la actual producción proyectada, las instalaciones del beneficio con el que cuenta FundaGeo no cubren el total del beneficiado del café el cual se realiza en los meses de noviembre a enero, es por esto, que recurren a beneficiar externamente una parte del café producido el cual es recibido entre 5 y 7 qq uva por 1 qq oro, que es vendido a un precio de US\$83 aproximadamente.

Entre los clientes que compran el café producido por FundaGeo se tienen a: UNEX, Prieto, Cooperativa Barrios y una parte es destinada a consumo propio en las oficinas de FundaGeo y LaGeo.

1.2 Propuesta de solución

La cantidad de café en estado uva que se desea secar en las instalaciones de FundaGeo no puede ser secado en su totalidad debido al método actual de secado del café (secado en patios), ya que presenta diversos problemas como dependencia de las condiciones climáticas y tiempos largos de secado como se mencionó en el planteamiento del problema. En este contexto LaGeo expreso que desea aprovechar la energía contenida en los fluidos geotérmicos de baja entalpía, es por eso, que en conjunto con la empresa se formuló la idea de aprovechar la energía de los fluidos geotérmicos de la planta geotérmica, que mediante un dispositivo se logre el secado adecuado de los granos de café obtenidos de la cosecha de FundaGeo. La propuesta consiste en tomar la energía térmica de una tubería que transporta fluido geotérmico a alta temperatura (figura 4).



Figura 4. Tubería con fluido geotérmico a alta temperatura. (2016). [Fotografía]. Fuente: Grupo investigador.

Se presentan dos propuestas de como el equipo extraerá la energía térmica contenida en los fluidos geotérmicos transportados por una tubería. Las cuales de detallan a continuación.

Propuesta 1

Se pretende extraer la energía térmica del flujo en la tubería de forma indirecta, es decir sin efectuar una derivación del flujo, esto se logrará montando un serpentín directamente sobre ésta tubería, es necesario hacer circular un fluido caloportador por el serpentín que posteriormente calentará el aire para el secado del café, la transferencia de energía en forma calórica del flujo geotérmico hacia el fluido caloportador se da únicamente por el mecanismo de transferencia de calor por conducción por lo cual el problema principal a superar es determinar el mecanismo óptimo que reduzca la resistencia térmica de contacto entre tuberías.

La energía que toma el fluido caloportador es conducido por tuberías y es llevada hasta un intercambiador de calor, por el que se hace circular aire mediante un ventilador para ser calentado en su paso por el intercambiador y por último el aire caliente es llevado hacia la cámara de secado en donde por arrastre extrae la humedad de los granos de café. Se recomienda utilizar agua potable como fluido caloportador entre la tubería que transporta el fluido geotérmico y el intercambiador de calor agua-aire debido a que, si existiera alguna fuga en el intercambiador de calor, los granos de café no se verían contaminados con sustancias nocivas para el consumo humano, si por ejemplo se utilizara un aceite térmico.

Además, se proyecta que el vapor que se genere en el serpentín fluya de forma natural es decir que se pretende no utilizar un elemento impulsor del fluido por las tuberías del serpentín, la alimentación de agua fresca se llevara a cabo por un tanque colocado a cierta altura con respecto a todo el sistema.

La corriente de aire a ser calentada para efectuar el trabajo de secado de los granos de café, será impulsado por un soplador mecánico de aire el cual succiona aire ambiente y fuerza a que pase entre el arreglo de tubos del intercambiador de calor para así lograr su calentamiento.

A continuación, se muestran unos esquemas generalizados de la primera propuesta de solución a la problemática de secado de café en el beneficio de FundaGeo, se muestran los elementos principales que lo conforman (figura 5 y figura 6).

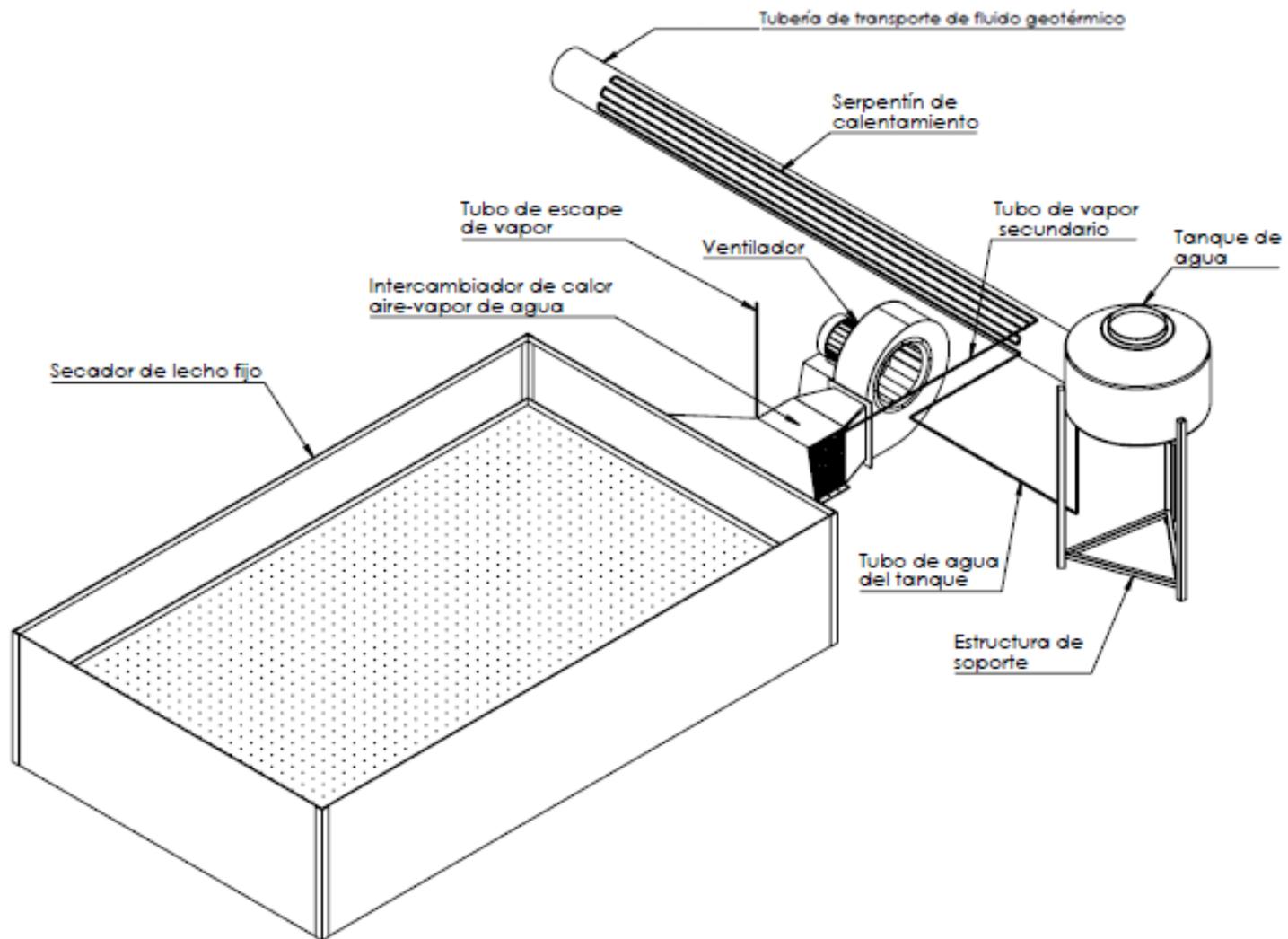


Figura 5. Propuesta 1 de solución a la problemática de secado de café en FundaGeo con energía geotérmica de desecho. (2016). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.

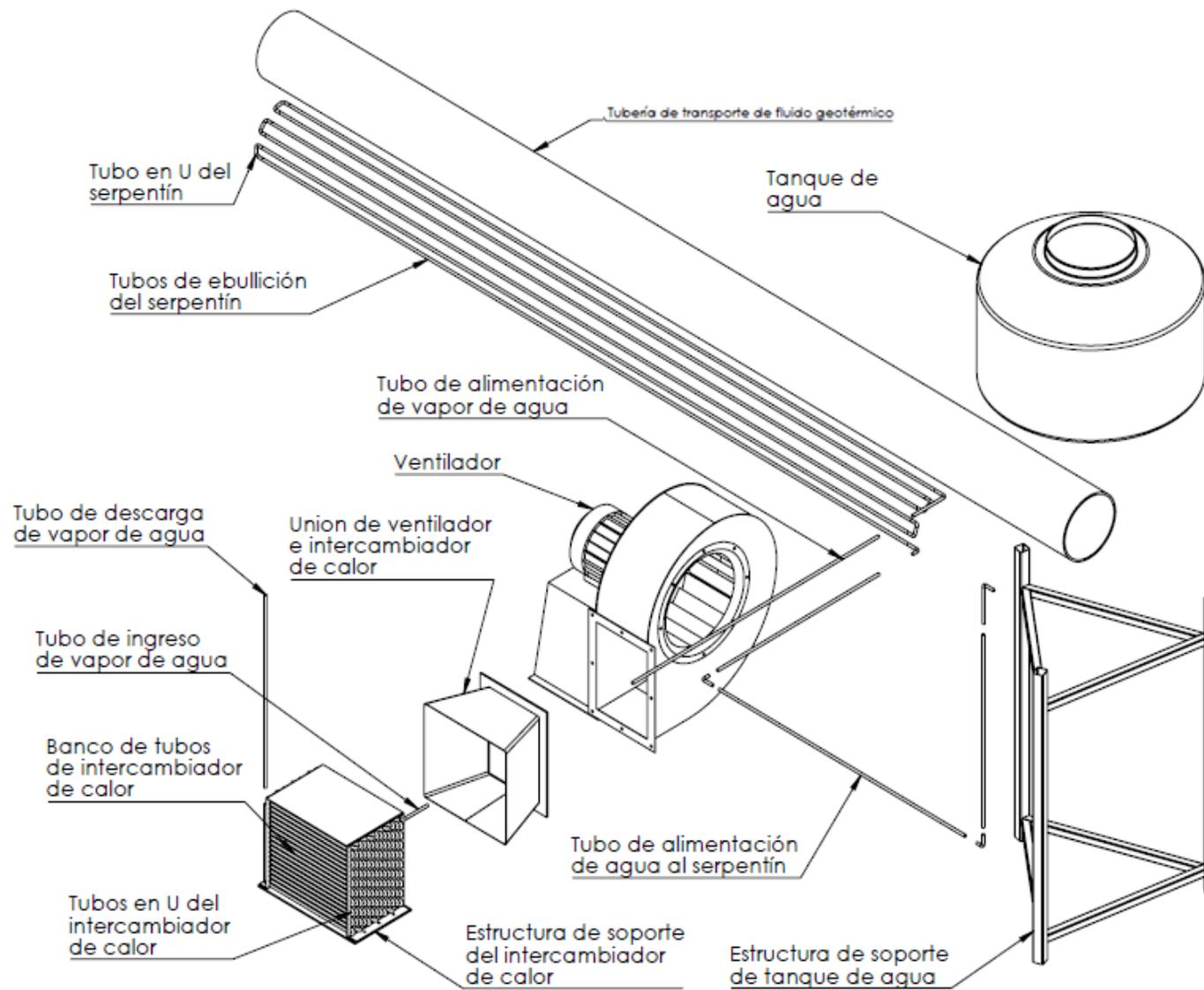


Figura 6. Esquema explosivo de la propuesta 1 de solución a la problemática de secado de café en FundaGeo con energía geotérmica de desecho. (2016). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.

Propuesta 2

Al igual que la primera propuesta presentada, la energía contenida en los fluidos geotérmicos se pretende extraer de forma indirecta mediante el calentamiento directo del aire a utilizar en el secador de café, es decir que a diferencia del primer modelo se elimina la etapa de generación de vapor secundario.

Consiste en montar una tubería concéntrica de mayor diámetro a la de transporte de fluido geotérmico, y por el espacio anular hacer pasar el aire que adquiere la energía suficiente para poder retirar la humedad de los granos de café, sin dañarlos.

El aire después de recorrer todo el espacio anular, es enviado hacia la cámara de distribución de aire del secador (plenum) mediante ductos aislados térmicamente para reducir las pérdidas de calor y para evitar accidentes por contacto con las áreas de alta temperatura.

Al eliminar la generación secundaria de vapor de agua se incrementa la eficiencia térmica ya que no se expulsa hacia el ambiente vapor con energía remanente, sino que la energía extraída de la tubería sirve solo para calentar el aire, sin embargo, la potencia consumida por el ventilador puede incrementarse significativamente si la longitud de tuberías de aire es grande, además el diseño del intercambiador de calor puede incrementar las pérdidas dependiendo del material de construcción y su geometría (figura 7 y figura 8).

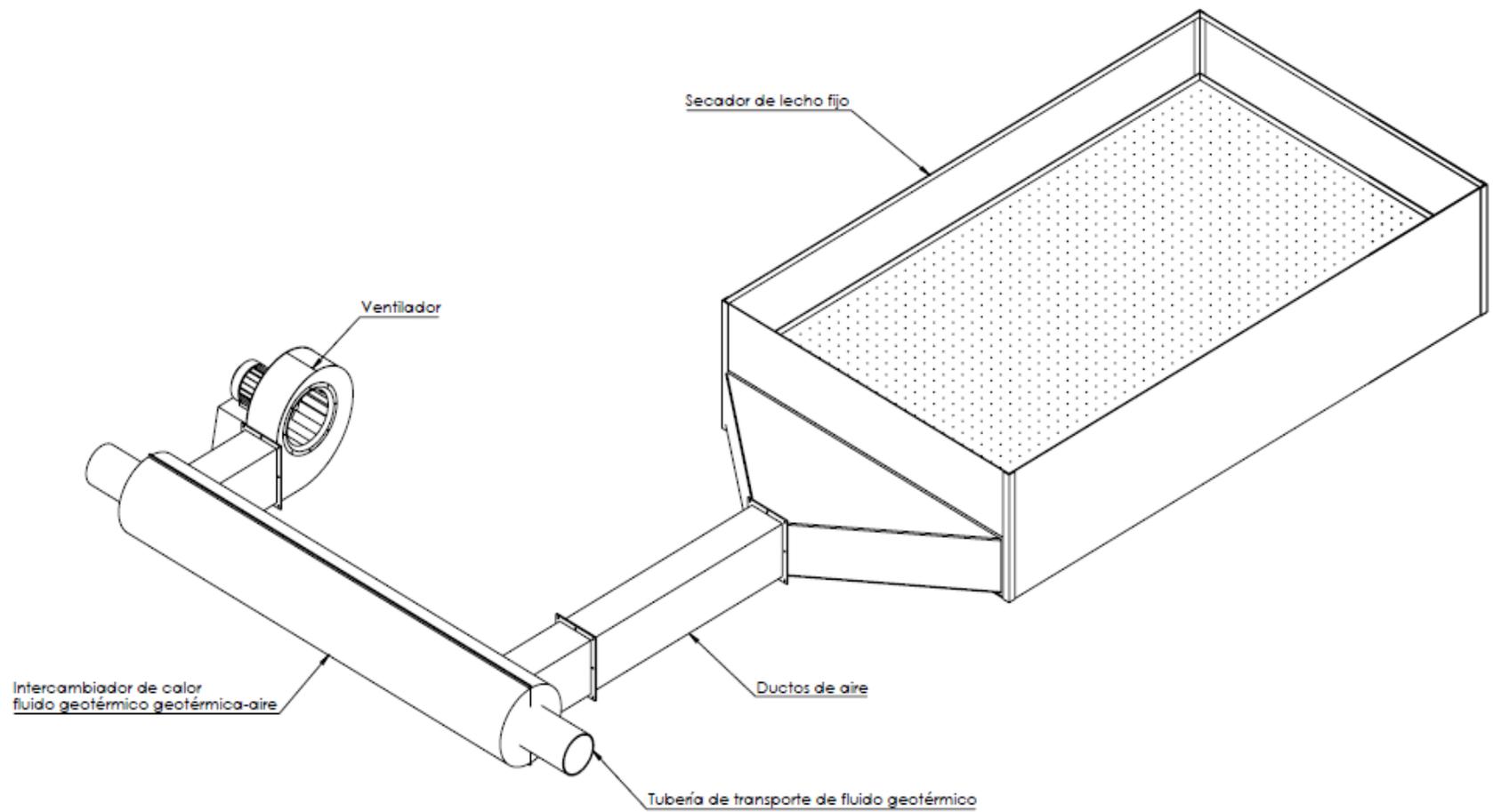


Figura 7. Propuesta 2 de solución a la problemática de secado de café en FundaGeo con energía geotérmica de desecho. (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.

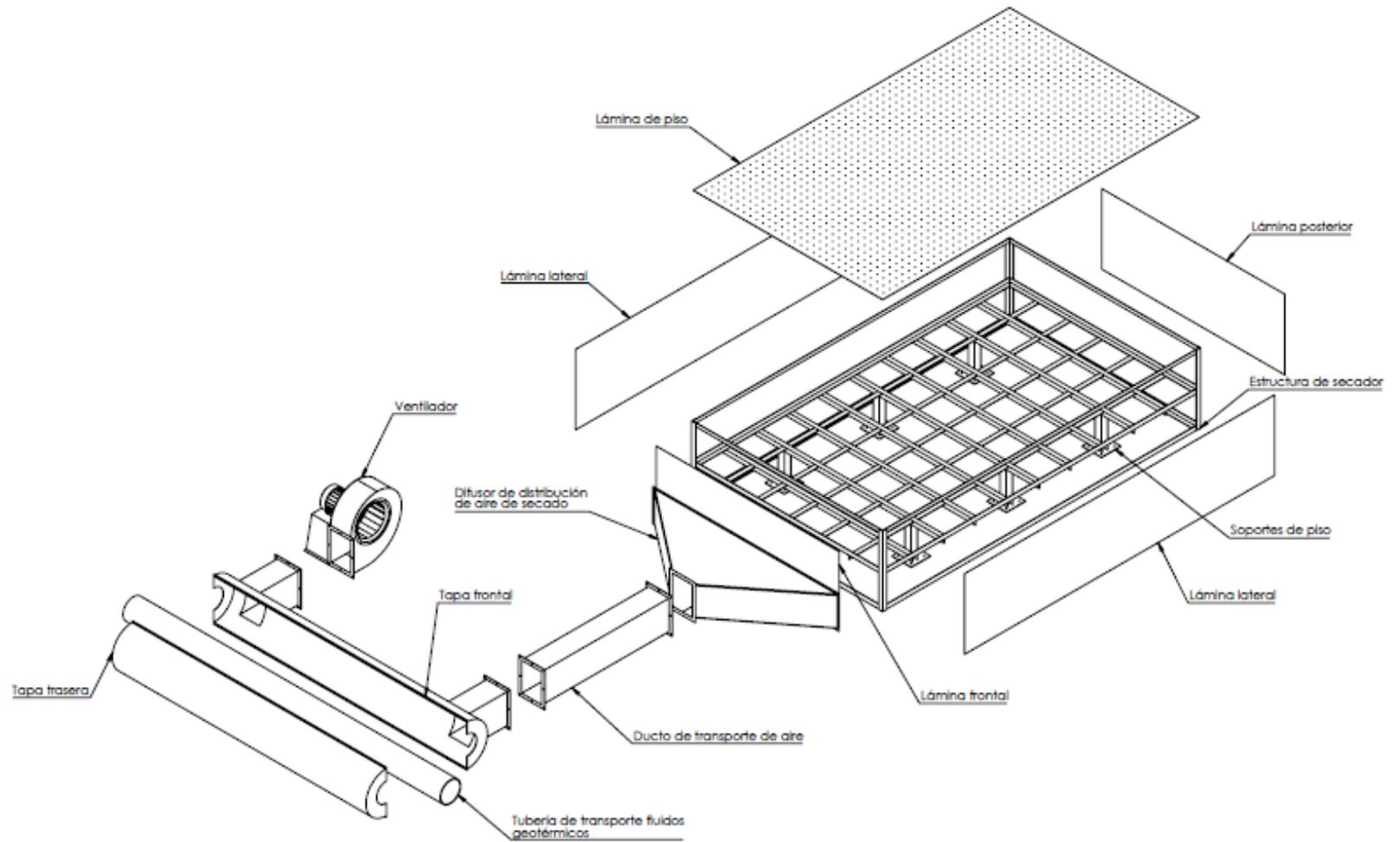


Figura 8. Esquema explosivo de la propuesta 2 de solución a la problemática de secado de café en FundaGeo con energía geotérmica de desecho. (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.

1.3 Selección del tipo de secador a diseñar y construcción de prototipo

Se realizó una presentación a las autoridades de FundaGeo con tres diseños de secadores para granos de café (figura 9), los cuales son: del tipo silo con aspas rotativas, de lecho fijo y el rotativo del tipo Guardiola. En cada uno de ellos se detalló una breve descripción de cada equipo secador, señalando cada uno de las piezas que los componen; ventajas y desventajas que estos presentan tanto en diseño, funcionamiento, carga, eficiencia y tiempo de secado; del mismo modo se realizó un análisis comparativo en costos de construcción para cada diseño, lo anterior se realizó para los secadores de lecho fijo y el tipo silo con aspas rotativas.



Figura 9. Realización de la presentación de la propuesta de secadores de granos de café. (2017). [Fotografía] Fuente: Grupo investigador.

Posteriormente a la presentación, el grupo investigador con el fin de implementar un diseño que no ha sido explotado en El Salvador y por su versatilidad en muchas áreas, presento la decisión de hacer un diseño de secador

de granos de café de lecho fijo (figura 7), siendo este un equipo que presenta bajos costos de inversión inicial y de operación.

El diseño del equipo secador se diseñará para poder procesar 30 qq de café.

Para FundaGeo y LaGeo, el café y la producción de energía en EL Salvador son rubros importantes que dinamizan la economía de los sectores involucrados, por tal razón y para tener una perspectiva mejor de los temas se exponen dichas temáticas, para tener una comprensión más acertada de como poder usar la energía geotérmica en beneficio de la producción de café.

CAPÍTULO II. GENERALIDADES DEL CAFÉ, CAFÉ EN EL SALVADOR Y EL SECADO DE CAFÉ

2.1 Historia del café

Se conoce como café los granos obtenidos de unas plantas perennes tropicales (cafetos), morfológicamente muy variables, los cuales, tostados y molidos, son usados principalmente para preparar y beber como una infusión.

La primera descripción de una planta de café fue hecha en el año 1592 por Prospero Alpini y un siglo después, Antoine de Jussieu (1713) la denominó *Jasminum arabicanum* (la consideró un jazmín). Fue Linneo (1737) quien la clasificó en un nuevo género, el género *Coffea*, con una sola especie conocida: *C. arábica*. Hoy se reconocen 103 especies, sin embargo, sólo dos son responsables del 99% del comercio mundial: *Coffea arábica* y *Coffea canephora*. Son originarias de África, o de Madagascar.

2.1.1 Especies comerciales y su origen

Coffea canephora Pierre ex Froehne: tiene una amplia distribución geográfica y se encuentra silvestre en África, El Congo, Sudán, Uganda, y el Noroeste de Tanzania y Angola. Aproximadamente, el 35% del café que se comercializa en el mundo es de esta especie, conocida como Robusta. Las variedades de Robusta, por lo general, tienen órganos pequeños (hojas, frutos, flores y granos).

Las zonas bajas tropicales de África, permitieron que esta especie desarrollara con el paso de los siglos resistencia a numerosas plagas y enfermedades. Es en consecuencia más resistente a muchas de las enfermedades del café, especialmente a la roya (*Hemileia vastatrix*), y esta característica determinó su cultivo en el mundo a comienzos del siglo pasado. Se cultiva generalmente en altitudes por debajo de 1,000 m. Es de polinización cruzada, por lo que para su cultivo se deben sembrar varios genotipos compatibles. Su contenido de cafeína es mayor al 2%; su taza es más amarga y con sabor a cereal. Investigaciones recientes han podido determinar que la especie Robusta es una de las más antiguas al originarse hace más de 5 millones de años; incluso hay quienes consideran que puede tener cerca de 25 millones de años.

Coffea arábica L: es actualmente la principal especie del género, y constituye más del 60% del café que se comercializa en el mercado internacional. Es una especie autógama, es decir, se autopoliniza o autofertiliza. Su centro de origen se encuentra en el Sudeste de Etiopía, el Sur del Sudán y el Norte de Kenya (figura 10). Estudios científicos la catalogan como una especie relativamente "joven", que hizo su aparición hace menos de 1 millón de años. Se considera un café de altura, que se cultiva bien en temperatura de 18 a 23 °C.

El contenido de cafeína de los granos está entre 1.0 y 1.4% en base a materia seca, y es menos amargo que la otra especie cultivada (robusta). Es el café de mejor calidad en taza.

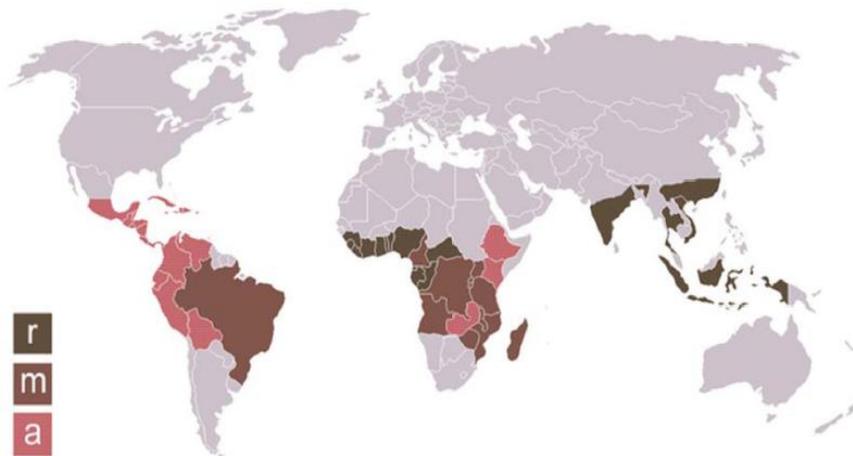


Figura 10. Mapa de siembra del café de acuerdo a la variedad; r: variedad robusta, m: mezcla de variedad robusta y arábica y a: variedad arábica (FAO 2011). [Figura]. Producción de café *Coffea arábica* L. cultivo, beneficio, plagas y enfermedades.

2.2 El café en El Salvador

El café fue introducido a El Salvador en el año 1846 por el presidente Eugenio Aguilar, imponiéndose su cultivo en la época de Gerardo Barrios como principal producto de exportación, coincidiendo con la aparición de los colorantes artificiales que redujo drásticamente la demanda mundial del añil.

El integracionista salvadoreño Gerardo Barrios, fue el visionario que influyó en el enorme potencial del café impulsándolo en todo el país. Desde entonces, el café se convirtió en la columna vertebral de la economía salvadoreña y moldeó nuestra cultura. Es importante recalcar que el mercado mundial se ve afectado por dos crisis importantes: la primera guerra mundial y la recesión mundial de 1932.

Es de suma importancia aclarar que en la década de los años cincuenta El Salvador vivió un auge económico, en donde el precio internacional del café es cotizado en el año de 1955 en US \$70.90 (US \$500.00 de hoy). Debido a la experiencia de la dependencia del país a un producto de exportación, decidieron fomentar el cultivo del algodón, lo cual fortaleció la economía salvadoreña. A esta década (50's) se le conoció como la década de oro de El Salvador. Es importante agregar que en esta época el Gobierno crea el Instituto de Investigaciones del Café, cuyo objetivo era fortalecer la investigación y transferencia de la tecnología. Posteriormente surgió un ente privado: Fundación Salvadoreña para Investigaciones del Café, PROCAFE. (Herdez, 2012)

2.2.1 Importancia del café en El Salvador

El cultivo del Café en El Salvador se ha mantenido apegado a sus valores e históricas tradiciones de producción y procesamiento, así como a la adopción de normas, técnicas y tecnologías que lo orienten a obtener una mayor calidad en su producto.

Para nuestro país, el Café continúa siendo una actividad de importancia estratégica para la sostenibilidad económica, social y ambiental. A pesar de una pérdida relativa en el impacto dentro de la economía, favorecida por la evolución de El Salvador hacia una de las economías más libres del mundo que ha permitido la reconversión de los sectores productivos. El bosque cafetalero tiene para nuestro país una gran importancia hidrológica, además de proporcionar otros beneficios ambientales como: servir como fuente de energía, capturar carbono y conservar la biodiversidad (GARCIA, 2009).

En El Salvador existen aproximadamente 19,500 productores, de los cuales el 86% son pequeños productores, con propiedades menores a 10 manzanas de terreno y representan el 21% del total de la producción nacional. Adicionalmente existen aproximadamente 75 exportadores autorizados y activos, los cuales se presentan estratificados por volumen de exportación de café por cosecha (Amaya Rivas, Ayala Gálvez, & Estrada Hernández, 2015).

2.2.2 Regiones cafetaleras de El Salvador

Las principales regiones cafetaleras son (figura 11):

- Cordillera Apaneca-Ilamatepec.
- Cordillera Quezaltepec-Bálsamo.
- Cordillera Chinchontepec.
- Cordillera Tecapa-Chinameca.
- Cordillera Alotepec-Metapán.



Figura 11. Regiones cafetaleras de El Salvador. (2013). El cultivo de café en El Salvador. [Figura]. Recuperada de Consejo nacional del café.

2.2.3 Destinos de la exportación del café salvadoreño

Entre los principales destinos de las exportaciones de café salvadoreño son: Estados Unidos, Alemania, Canadá, Japón, Bélgica e Italia (figura 12).

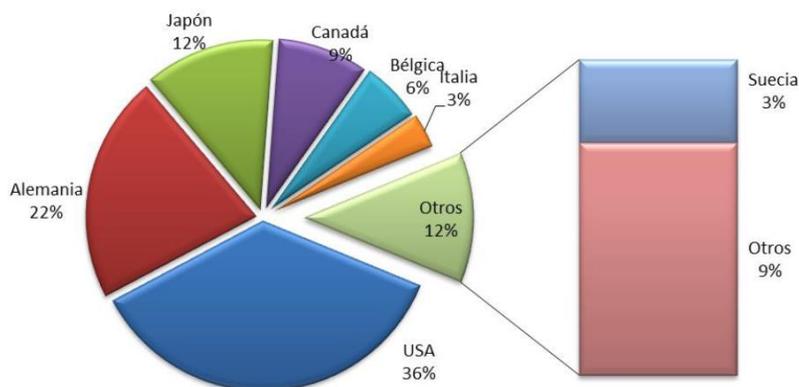


Figura 12. Países de destino del café salvadoreño. (2013). El cultivo de café en El Salvador. [Gráfico]. Recuperada de Consejo nacional del café.

2.2.4 Tipos de café en El Salvador

Variedades de café producidas

En El Salvador solamente se produce café de la especie arábica. Las principales variedades encontradas son (Ministerio de Turismo y CORSATUR, 2016):

- Bourbon, que comprende el 68% del área total de café cultivada en el país.
- Pacas, variedad salvadoreña proveniente de una mutación natural del Bourbon, representa el 29% del área total cultivada.
- Pacamara, híbrido salvadoreño resultante del cruce entre Pacas y Maragogipe, este presenta excelentes propiedades de taza y representa el 3% del área total cultivada.

- Otras variedades, en mucha menor cuantificación se encuentran las variedades Caturra, Catuai y Catisic.

Clasificación del café

El Salvador clasifica su café de acuerdo a la altitud. Las principales clasificaciones son (figura 13) (Consejo Salvadoreño del Café, CSC, 2012, pág. 6):

- **Bajío (Central Standard-CS):** Producido entre 600 a 800 m.s.n.m.
 Características de grano: Tamaño de grano oro sobre zaranda # 17 entre un 45% y 55%. Tostado con aspecto liso, poca dureza y color café opaco.
 Características de la bebida: Aroma suave y limpio; taza suave de buen sabor, textura delgada, sin acidez y poco cuerpo.
- **Media Altura (High Grown-HG):** Producido entre 800 y 1,200 m.s.n.m.
 Características de grano: Tamaño de grano oro sobre zaranda # 17 entre un 50 y 60%. Tostado con aspecto semi-rugoso, regular dureza y color café oscuro. Características de la bebida: Aroma agradable y fino; taza de buen sabor y regular textura, de regular acidez y buen cuerpo.
- **Estricta Altura (Strictly High Grown-SHG):** Producido entre 1,200 y más msnm. Características del grano: Tamaño de grano oro sobre zaranda # 17 arriba del 60%. Tostado con aspecto rugoso, buena dureza y color café bastante oscuro. Características de la bebida: Aroma agradable y penetrante; taza con bastante sabor y buena textura, mucha acidez y cuerpo.

La investigación se centró en la cordillera Tecapa-Chinameca la cual cuenta con una clasificación de café de media altura (500 a 1,000 msnm).

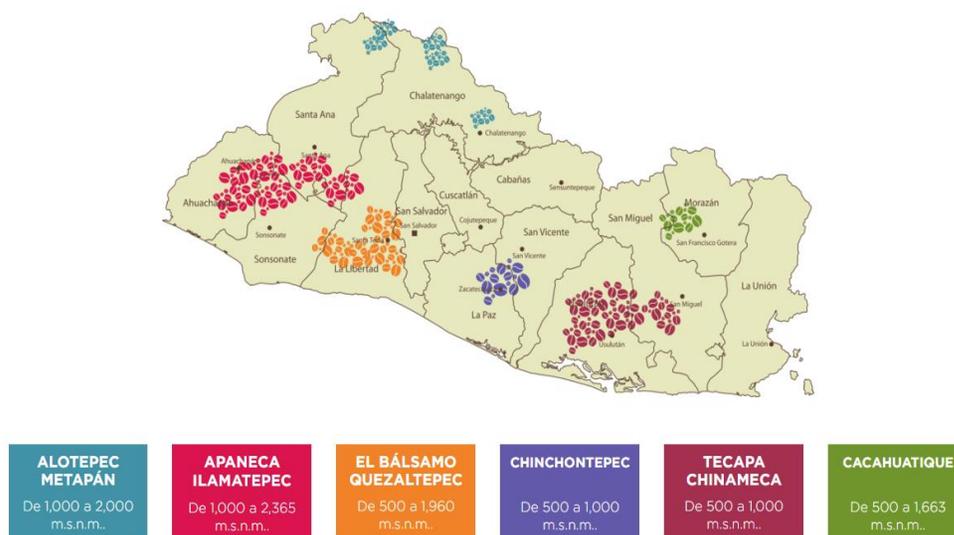


Figura 13. Clasificación de zonas por alturas de café cultivado. [Figura]. Recuperado de <http://www.grupocoex.com/exportacion>

2.3 Clima para un cultivo óptimo (Arias Rodriguez, 2012)

Temperatura: La temperatura óptima para el cultivo del café arábico se encuentra entre 19 y 21.5°C. En climas fríos, donde la temperatura media es menor de 19°C, las variedades de café se desarrollan menos, su producción es menor y la cosecha se distribuye a lo largo del año. En climas calientes, donde la temperatura media es mayor de 21.5°C, la vida productiva del café es más corta, la cosecha más temprana y más concentrada. El ataque de la roya es más severo y se incrementan plagas como la broca y el minador.

Lluvia: Se considera apropiada para el cultivo una cantidad de lluvia comprendida entre los 1,800 y los 2,800 mm anuales, con una buena distribución en los diferentes meses del año. Se requieren por lo menos 120 mm al mes. Periodos de mucha lluvia favorecen la presencia de enfermedades como el mal rosado y la gotera. El exceso de lluvias también puede afectar la floración del cafetal, disminuyéndola o dañándola. Si se presentan sequías excesivas, las

hojas del café pueden caerse por falta de agua y se puede incrementar el ataque de plagas como la arañita roja, el minador y la broca.

Humedad del aire o humedad relativa: Este componente del clima presenta altas variaciones entre el día y la noche. En la zona cafetera el aire es normalmente húmedo.

Vientos: Son los encargados de transportar el vapor de agua y las nubes, haciendo variar algunos componentes del clima como las lluvias, la temperatura y el brillo solar. En general, las zonas más adecuadas para el cultivo del café se caracterizan por presentar vientos de poca fuerza.

Brillo solar y nubosidad: La principal fuente de energía para las plantas es la radiación del sol que llega a las plantas dependiendo de la presencia o ausencia de nubes y la orientación de las laderas en relación con la salida del sol. El brillo solar se expresa como el número de horas en las cuales el sol brilla en un período dado. El brillo solar en la zona cafetera se encuentra entre 1,600 y 2,000 horas de sol al año (4.4-5.5 horas de sol al día).

En la zona de Berlín, Usulután donde se encuentra el beneficio de café administrado por FundaGeo, se presentan condiciones como las antes mencionadas con respecto al clima óptimo para el cultivo del café, haciendo de este un lugar privilegiado para la siembra del mismo.

2.4 Proceso del beneficiado del café

En el siglo XVIII, en el contexto de la Revolución Industrial, y en especial en el siglo XIX, se generaron los mayores avances en el procesamiento del café debido al auge de métodos mecánicos de tueste, molienda y preparación. A principios del siglo XX se desarrollaron también métodos de conservación,

secado y empaque. Estos avances permitieron que se desarrollara la expansión de su consumo a lo largo del siglo XX. (Monsalve, 2013).

El período de recolección del grano de café en El Salvador inicia en octubre en las áreas bajas y se extiende hasta marzo en las áreas de mayor altitud. La mayor parte es recolectada desde finales de noviembre hasta inicios de enero. (Consejo Salvadoreño del Café, CSC, 2012, pág. 3)

La recolección es manual, los granos verdes son separados antes de enviar el café a los beneficios. Las cerezas frescas son transportadas el mismo día en que son recolectadas para ser despulpadas inmediatamente y así prevenir la fermentación, esto con lleva a su vez una buena planeación de todo el cultivo del café para obtener una buena cosecha (figura 14).

En El Salvador, el café es procesado mediante el beneficiado húmedo, por lo que las cerezas deben ser seleccionadas en su etapa óptima de madurez, cuando exhiben un color rojo brillante; la actividad de beneficiado es realizada por beneficiadores que normalmente tienen una capacidad de procesar de 1,000 a 5,000 quintales diariamente (1 quintal de café oro = 46 kg), de esta manera aseguran que sea un producto homogéneo.

El beneficiado puede realizarse mediante los siguientes métodos:

- El de vía seca.
- El de vía húmeda.

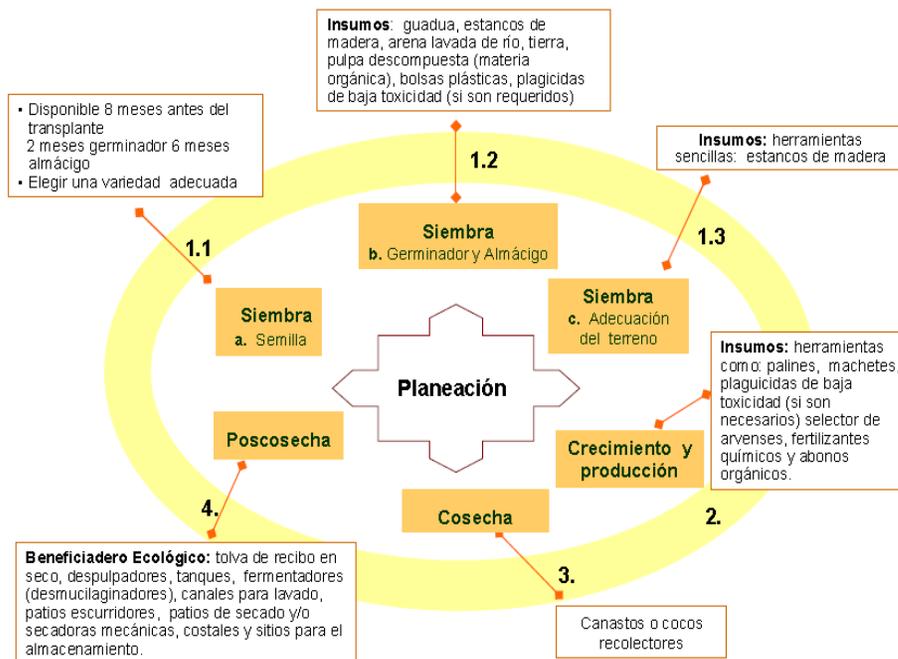


Figura 14. Planeación del cultivo del café. [Figura]. Recuperada de CENICAFE.

2.4.1 El beneficiado húmedo

Se define como la transformación del fruto de café maduro a café pergamino seco de punto comercial, como se pudo observar en el beneficio la majada, a través de las siguientes etapas:

- Recolección del fruto.
- Recibo y clasificación del fruto (figura 15).
- Despulpado del fruto.
- Clasificación del café despulpado.
- Remoción del mucílago del café despulpado.
- Lavado del café fermentado.
- Clasificación del café lavado.
- Secado del café lavado.
- Almacenamiento del café seco y manejo de los subproductos.



Figura 15. Clasificación del fruto de café. [Fotografía]. Beneficio La Majada, El Salvador. Fuente: Grupo investigador.

2.4.2 El beneficiado seco

El beneficio seco es el proceso de transformación al que son sometidos todos los cafés lavados. En esta fase, la materia prima lo constituye el café pergamino obtenido del beneficio húmedo para obtener el café oro que será utilizado por los tostadores como materia prima. En el beneficio seco es eliminado el pergamino o cascarilla, el cual constituye aproximadamente un 20% en peso del café pergamino seco procedente del beneficio húmedo. La cascarilla como subproducto es utilizada como combustible sólido en el secamiento mecánico del café en los beneficios húmedos, además de otros usos. La función del beneficio seco no es únicamente la eliminación de la cascarilla; durante este proceso se elimina la mayoría de granos defectuosos mediante procesos mecánicos y si la preparación lo exige. (Anacafé, s.f.)

En síntesis, las funciones básicas de un beneficio seco son: la remoción de la cascarilla para convertir el café pergamino a café oro y la clasificación del café oro por densidad, tamaño y color que un comprador exige.

El criterio de preparación del café, depende mucho del comprador y su posición en la industria. Sin embargo y debido a la especialización creciente del mercado del café, han surgido algunos estándares de preparación de café verde,

aunque todavía son usuales las preparaciones tradicionales americana y europea.

2.4.3 Estructura del grano de café

El fruto maduro de café o café cereza está formado de afuera hacia dentro por las siguientes partes (Ospina Machado, 2001) (figura 16):

- La pulpa o epicarpio: cubierta roja o amarilla.
- El mucílago.
- El pergamino: envoltura cartilaginosa que cubre por separado cada semilla
- El endocarpio: película o piel plateada que cubre la almendra.
- la almendra o semilla.



Figura 16. Composición del fruto del café. [Figura]. Tomada de: <http://www.yoamoelcafedecolombia.com/2016/06/05/composicion-del-fruto-del-cafe/>

2.5 El Secado del café

La fase del secado del grano de café es compleja, después de que el café en estado cereza es despulpado, fermentado y lavado, queda con un contenido de humedad muy elevado, entre 50% y 55% base humedad. Un grano de café

seco tiene un contenido de humedad entre 11% y 12%. Durante el proceso de secado el pergamino, por ser un material celulósico se endurece; mientras la almendra toma una coloración verdosa y reduce su tamaño. La composición aproximada es de: 30% de sólidos solubles, 11% de lípidos y entre 1-2% de cafeína. Debido que el café contiene diversas sustancias aromáticas, el empleo de altas temperaturas ocasiona la volatilización de ellas, afectando la calidad de la bebida, la cual se mide bajo los siguientes parámetros: la acidez, el cuerpo y el aroma (Ospina Machado, 2001), un excesivo secado del café cristaliza el grano, provocando una pérdida de peso y un secado deficiente permite la aparición de moho durante su almacenamiento.

El grano de café se constituye como uno de los más difíciles de secar debido a las siguientes razones:

- a) Posee un alto contenido de humedad al salir del proceso de despulpado, aproximadamente 50-55%. Otros granos como el arroz y el maíz al momento de cosecharlos poseen 20% de humedad.
- b) El pergamino y el grano poseen diferentes características físico-químicas. El pergamino se endurece durante el secamiento, sobre todo si se efectúa en forma violenta con el uso de altas temperaturas. El grano contiene células que reducen su tamaño durante el proceso de secamiento. Entonces se forma una cámara de aire entre ambos que interfiere con la transferencia de calor hacia el interior del grano y con el paso hacia el exterior de la humedad, en forma de vapor de agua. No se recomienda realizar el secado mecánico con temperaturas que superen los 50 °C, porque el grano se ve deteriorado en su estructura y taza.

2.5.1 Determinación empírica de la humedad del grano

Para comprobar si el café ya está con el porcentaje de humedad adecuado se pueden utilizar los siguientes métodos empíricos (Anacafé, s.f.):

- **A la vista:** Consiste en tomar una muestra de café, se le quita el pergamino y se observa la coloración, que tendrá que ser verde azulado. Si el café no ha alcanzado este color, está muy húmedo.
- **Con el diente:** Se toman granos de café en diferentes puntos en la partida en proceso de secado y se prensan con los dientes. Tiene que observarse si al café le queda la marca de los dientes; esto nos indicará que ya está de punto. Si el diente se hunde, el grano está muy húmedo y si al grano no le queda ninguna seña, está reseco.
- **Con navaja o cuchillo:** Se colocan con la cara plana, hacia abajo, todos los granos tomados de diferentes puntos en la partida y se efectúa el corte en cada uno de ellos. Si al partir el café en dos, los pedazos saltan hacia los lados, ya está en su punto; si los dos pedazos no brincan está muy húmedo y si el grano no se deja partir está reseco.
- **Con martillo:** Se golpean los granos colocados con la cara plana hacia abajo. Si al grano le queda la marca del golpe de martillo, ya está en su punto; si los granos se aplastan está muy húmedo y si se quiebran está reseco.
- **Determinación con aparatos:** Existen aparatos que permiten la medida rápida del contenido de humedad de los granos. Algunas casas fabricantes han elaborado tablas para emplearlas en sus aparatos con café en pergamino y oro. Generalmente funcionan con base en la medida de la conductividad o bien de la constante dieléctrica que se ejerce en un volumen de grano. Cualquiera de estos aparatos, si previamente se ha

calibrado contra un aparato patrón, dará resultados confiables. Siendo el café un producto valioso y dada la creciente competencia en el mercado en cuanto a presentación y calidad, es indudable que todas las fincas que producen cafés especiales deberían poseer un medidor de humedad, ya que son una herramienta más para producir café homogéneo y con el contenido de humedad que más convenga a los intereses del caficultor (figura 17).



Figura 17. Dispositivo medidor de humedad del grano de café. [Fotografía] Beneficio La Majada, El Salvador. Fuente: Grupo investigador

2.6 Métodos de secado del café

Existen, básicamente, dos formas para secar el café: la forma natural y la mecánica. Se puede realizar también de forma combinada, unas etapas del secado con una alternativa y el resto de etapas con el otro método. Si el secado es totalmente solar, se obtiene el denominado café secado al sol; y si, por el contrario, es totalmente secado mecánicamente, se obtiene café convencional.

2.6.1 Secado solar del café

El secado solar o también llamado secado natural es el proceso tradicional, ya que le atribuye al café cualidades importantes, sobre todo de sabor. En el sistema habitual, el café es esparcido en un patio de cemento o ladrillo rojo con una inclinación del 1%, expuesto a la radiación solar, con espesores de capa de café de menos de 10 cm el cual es removido cada cierto tiempo, hasta que el grano pierda entre un 43 y 48% del agua en relación a su peso. De esta forma tienen que pasar entre 8 y 15 días para llegar al nivel óptimo de humedad (12,5% de humedad según la Organización Mundial del Café). Aunque este procedimiento es simple y barato tiene varios inconvenientes notables, a destacar: requiere características específicas del aire (alta temperatura y baja humedad), alto trabajo operativo (guarda o proteger en caso de lluvias y por la noche) y el grano está expuesto a contaminantes (figura 18). (Besora Magem)

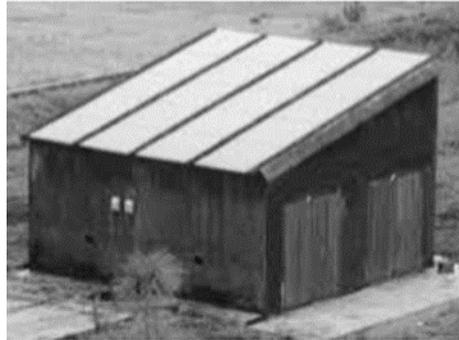


Figura 18. Secado de grano de café en patios. [Fotografía] Beneficio La Majada, El Salvador. Fuente: Grupo investigador

Existen secadores solares de gran capacidad que son utilizados por la industria con la diferencia de que únicamente son secadores directos ya que utilizar secadores indirectos a mayor escala requiere la utilización de más espacio. A continuación, se muestran los 3 tipos de secadores directos más utilizados (tabla 1).

Tabla 1. Secadores directos más utilizados. [Tabla] (*Besora Magem*). Fuente: Grupo investigador

Marquesina



Parabólicos



Domo o invernadero



2.6.2 Secado mecánico del café

Todos los equipos de secado descritos anteriormente si bien cumplen con la función de secar los granos de café además de darle las mejores propiedades, éstos no pueden procesar grandes cantidades de café como en la gran industria, es por ello que para poder procesar el café de grandes cultivos y diferentes fincas se utilizan equipos de secado mecánico.

En el secado mecánico se utiliza una fuente externa de calentamiento para aumentar la temperatura del aire entre 50°C y 60°C que posteriormente es impulsado por un ventilador, por lo general centrífugo, a través de la capa o las posibles capas de grano de café provistas en las cámaras de secado y pre-secado, con una altura máxima por capa de 35 a 50 cm, hasta que se seque por extracción de humedad libre y difusión de humedad. Cuando la presión de vapor del agua en el grano es mayor que la presión de vapor del aire, ocurre la difusión de humedad o transferencia de masa desde el grano hacia el aire y viceversa, este proceso puede suceder hasta que el aire se sature y aumente su contenido de humedad relativa hasta un máximo de 100%. (Gutiérrez Flórez & Copete López, 2009, pág. 113)

Principalmente existen dos tipos de secadores mecánicos según el flujo del café:

- **Secadores mecánicos de flujos concurrentes**

Los secadores mecánicos intermitentes de flujos concurrentes (IFC) son aquellos secadores en los cuales el café está en constante movimiento durante el proceso de secado. Los primeros secadores de flujo concurrente de café fueron los secadores rotatorios Tipo Guardiola (figura 19).



Figura 19. Secador rotativo tipo Guardiola. [Fotografía], secador en beneficio Tecapa, Berlín, Usulután (silo de café). Fuente: Grupo investigador.

Los secadores rotativo tipo Guardiola constan de un cilindro en forma horizontal el cual gira alrededor de su eje continuamente manteniendo los granos en su interior, levantándolos hasta dejarlos caer por gravedad desde la parte superior, por medio de palas metálicas empotradas en la parte interna del cuerpo al cual se le inyecta aire caliente por medio de un tubo perforado coaxial al eje del cilindro. Para facilitar la evacuación del aire húmedo se perforaban las paredes externas del cilindro (Gutiérrez Flórez & Copete López, 2009, págs. 113-114).

A mediados de los años 80 se diseñó un secador intermitente de flujos concurrentes de disposición vertical el cual consta, en su estructura básica, de dos partes principales: la cámara de secado y la cámara de reposo. La cámara de reposo se divide en dos, inferior y superior. La masa de granos se mueve continuamente dentro del secador, por medio de un sistema de descarga inferior y de un transportador de cangilones o tornillo sin fin (figura 20). (Roa M. & Saenz U., 1999, págs. 160-179)



Figura 20. Secador tipo vertical. [Fotografía], Beneficio La Majada, El Salvador. Fuente: Grupo investigador.

- **Secadores Mecánicos de Capa Estática**

En los secadores de capa estática el grano se coloca en un depósito (cámara de secado) provisto de un piso construido en lámina metálica perforada y el aire lo atraviesa en una o alternativamente en dos direcciones (figura 21).

El aire debe ser calentado en un intercambiador de calor hasta llevarlo a una temperatura de hasta 50°C (incluso a veces es permisible una temperatura máxima 54°C pero no es recomendable por razones físicas del grano) y luego impulsarlo con una determinada presión por un ventilador, generalmente centrífugo, el cual debe vencer la resistencia al paso del aire que produce la masa de café (Dalpasquale, Marques Pereira, Sinicio, & Oliveira Filho, 1991).

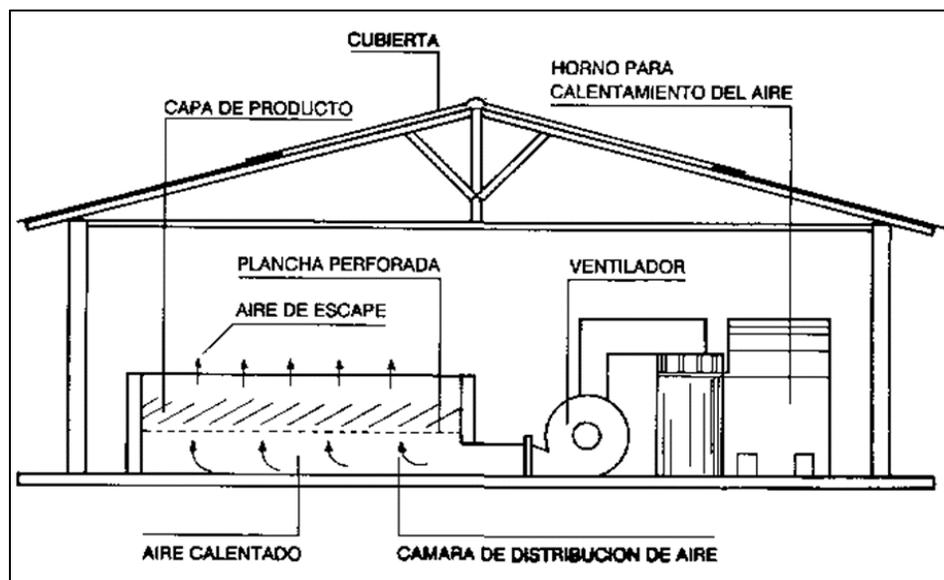


Figura 21. Secador de capa estática o lecho fijo tomado de: secado de granos a altas temperaturas. (2008). [Figura]. Depósito de documentos de la FAO.

Diferentes configuraciones de cámaras de secado (Lee Laverde & Delgado Agudelo, 2013).

Los secadores de capa fija en los cuales el aire atraviesa la masa de café en una sola dirección, producen un gradiente muy marcado de humedad a lo largo de toda la capa. Para el caso del café pergamino esta diferencia de humedad es todavía más grande debido al alto contenido inicial de humedad del café con relación a los demás cereales. Para lograr una disminución considerable en el gradiente de humedad en la capa estática del café se ha demostrado válida la opción de invertir la dirección del sentido del aire en la capa, a intervalos de 6 a 12 horas, de forma que se disminuye efectivamente el sobre-secado en los granos que reciben el aire con mayor temperatura (figura 22).

Mediante esta operación los granos más húmedos quedan localizados en el interior de la capa. Dicha inversión del flujo de aire, se hace por medio de compuertas después de un determinado tiempo de secado.

Al hacer dicha operación se obtuvieron buenos resultados finales donde se obtuvieron índices de humedad final promedio entre 12 y 13% los cuales, aunque no son muy favorables, son mejores que los resultados obtenidos cuando no se invierte dicho flujo.

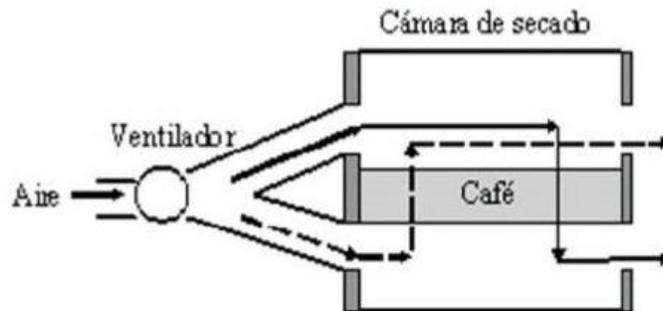


Figura 22. Secador de una sola capa con inversión en la dirección del flujo de aire (sin cámara de pre-secado). [Figura], modelamiento y diseño de un secador estático de café pergamino (silo de café).

Debido a que los resultados finales de humedad no eran los recomendables para mantener la calidad del producto final, no solo se mantuvo el proceso con inversión del flujo del aire, sino que también se diseñó un nuevo secador, conocido como silo-secador, al cual se le implementó una nueva cámara de pre-secado con el objetivo de utilizar más eficientemente la capacidad del secado del aire ya que este atraviesa otra capa u otras capas de grano antes de salir a la atmosfera (figura 23).

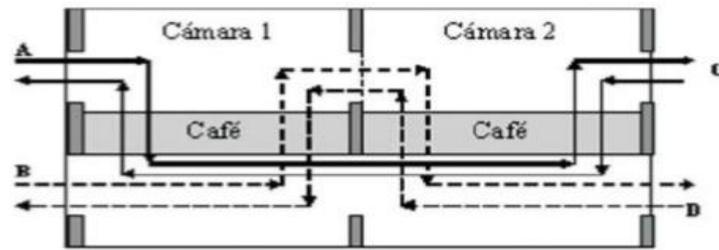


Figura 23. Secador de dos capas horizontales (Silo-secador), una de secado y otra de pre-secado, con inversión del flujo de aire. [Figura], modelamiento y diseño de un secador estático de café pergamino (silo de café).

La cámara 1 actúa como cámara de secado y la cámara 2 como de cámara de pre-secado y viceversa de acuerdo con la disposición del ventilador. Los resultados de contenido de humedad final del café fueron mejores que los que se presentaban en el secador de una sola capa; sin embargo, pensando en reducir los costos de construcción y en aumentar la capacidad de granos a secar, se construyó un secador de dos pisos, cuya cámara de pre-secado está en disposición vertical (figura 24).

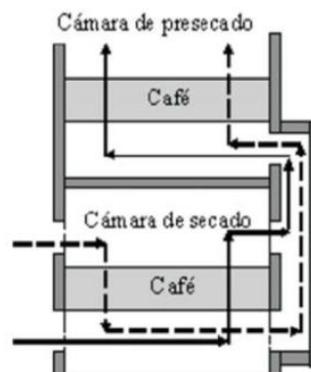


Figura 24. Secador de dos capas verticales con inversión del flujo de aire solo en la capa inferior (cámara de secado). [Figura], modelamiento y diseño de un secador estático de café pergamino (silo de café).

Este secador resulta ser más económico que el anterior ya que ocupa menos área y el número de compuertas es menor porque la inversión del flujo de aire solo se hace en la cámara de secado, Sin embargo, aunque más eficiente que los dos anteriores, aun presentaba problemas de uniformidad en la humedad final del café, con un alto lapso de tiempo de secado, lo cual devengaba mayores requerimientos de potencia en el ventilador, lo cual representaba altos costos en consumo de energía y mantenimiento del equipo.

La solución a dicha situación es que se implementó una nueva cámara de pre-secado (un nuevo piso) al silo secador vertical de dos capas estáticas, generando así el secador de tres pisos o tres capas estáticas de café (figura 25). Los secadores de tres pisos fueron propuestos por la industria con el fin de disminuir la uniformidad de la humedad final en los secadores con capas más gruesas.

La propuesta es relativamente nueva, de más o menos hace 15 años. En ellos el café se mueve ordenadamente por los operadores de un piso al otro cada 6 o 7 horas. Al final en la capa más baja sale el café con la humedad deseada y con tiempo total de secado entre 18 y 24 horas. Se observa en este secador de tres pisos el cual está provisto de una lámina deslizante, que permite que el café caiga de un piso al otro hasta lograr el producto final.

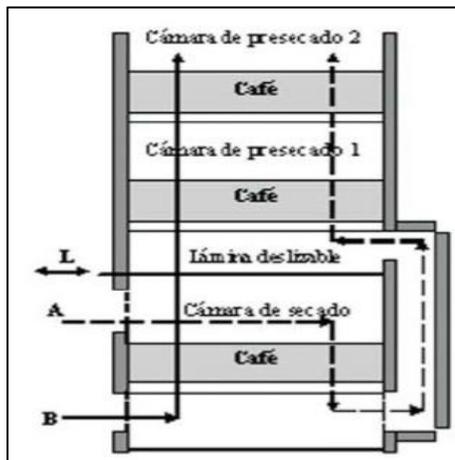


Figura 25. Secador de tres pisos, con inversión en la dirección del flujo de aire en la cámara de secado. [Figura], modelamiento y diseño de un secador estático de café pergamino (silo de café).

De acuerdo con varias investigaciones realizadas la razón fundamental por las que se diseñaron los secadores de capa fija fue por razones prácticas y económicas. No solo resultaba más económica la inversión inicial para la construcción de los secadores estáticos, sino que se tenía la facilidad de adquirir los materiales de construcción dentro de la región lo cual los hacía mucho más viable en la construcción de los mismos.

2.7 Cuadro comparativo entre secadores mecánicos

Se presenta un cuadro comparativo con las ventajas y desventajas de los secadores mecánicos: rotativo tipo Guardiola, vertical de torre y capa estática (tabla 2).

Al comparar los tipos de secadores mecánicos antes mencionados en base a información bibliográfica, el secador más utilizado en la región Centroamérica es el de tipo Guardiola ya que es un secador diseñado en si para el secado de granos de café, y porque requiere un nivel operativo y de mantenimiento menor que el secador mecánico vertical o de torre. Sin embargo,

el secador mecánico de silo de capa estática también ha venido a ganar un importante lugar en la región ya que el costo de fabricación respecto al secador tipo Guardiola y al secador de torre es mucho menor (Gutiérrez Flórez & Copete López, 2009).

Tabla 2. Ventajas y desventajas de los secadores mecánicos: rotativo tipo Guardiola, vertical de torre y capa estática. Fuente: Grupo investigador.

Tipo	Ventajas	Desventajas
Secador rotativo tipo Guardiola	<ul style="list-style-type: none"> • Evitan atascamiento del grano debido a su movimiento rotativo. • Fácil de transportar. • No requiere espacios grandes para su instalación. • Homogeneidad del secado en el grano. • Tiempos de secado cortos (según la cantidad de café). • Nivel de diseño medio. 	<ul style="list-style-type: none"> • La carga a secar no debe ocupar todo el volumen del cilindro, esto produce desperdicio de aire caliente. • Altos costos de construcción. • Nivel de mantenimiento medio. • Consumo medio de energía calórica.

Tipo	Ventajas	Desventajas
<p>Secador vertical de torre</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Procesa grandes masas de grano a secar. • Puede ser usada para secar otros tipos de granos ya que originalmente fue diseñada para maíz, arroz etc. 	<ul style="list-style-type: none"> • las duelas que existen en las columnas provocan irregularidades en el descenso de los granos e incluso atascamiento. • Hay que limpiar frecuentemente los pies de los elevadores de cangilones, pues de lo contrario, puede acumularse en ellos café húmedo, sin secar, que da paso a café mohoso o fenólico. • Nivel mantenimiento alto. • Nivel de diseño alto • Consumo elevado de energía térmica.

Tipo	Ventajas	Desventajas
Secador silo de un piso de capa estática.	<ul style="list-style-type: none"> • Secado con buena uniformidad de grano en el contenido de humedad final, (10 a 12 % bh), con diferencias menores de 0.86 %. • Procesan cualquier partícula cuyo tamaño varié de 20 a 5000 micrones. • Consumo mínimo de energía eléctrica • Económica construcción, vs. secadoras rotatorias y verticales. • Tiempos de secado que varían de 20 a 24 horas dependiendo de la humedad con la que ingrese el grano y la cantidad a secar. • El grano al someterse a pruebas de taza, presenta características organolépticas de buena calidad datos basados en revistas técnicas. • Diseño relativamente sencillo. 	<ul style="list-style-type: none"> • Perdidas de grano por sobrecalentamiento de las capas inferiores, por la falta de adecuada remoción y limpieza. • Remover constantemente la masa de café como máximo cada dos horas. • Difícil de transportar o cambiar de lugar. • Limita la cantidad de café a secar efectivamente por las mismas condiciones del diseño.

2.8 Análisis comparativo del secado mecánico y el secado natural

Las principales comparaciones del secado mecánico de café frente al secado natural son:

- Reducción de hasta el 50% o más del trabajo físico requerido.
- El grano no está expuesto a la lluvia ni puede absorber humedad por la noche y, por lo tanto, se evita el re-humedecimiento que da lugar a manchas y deterioro del aspecto lo que reduce su calidad.
- Las variaciones de temperatura del aire en el interior son muy poco o casi nulas, al igual que la variación de humedad, así el secado se realiza de forma más constante. Esto evita la formación de moho causante de cambios de sabor y agrietamiento del grano.
- Se evita el contacto con polvo, tierra, excrementos de animales y basura, consiguiendo un grano más limpio y sin contaminantes.
- Disminución considerable en el tiempo de secado. Puede ser entre 20 y 24 horas aproximadamente frente a varios días en el secado natural, dependiendo de las condiciones ambientales y la cantidad a procesar.
- Mayor costo y tiempo de construcción (frente a un secador de tipo solar).
- Diversidad de usos. (dependiendo de las condiciones de diseño) en épocas que no sean de cosecha se puede utilizar para otras actividades, dándole un valor añadido. Algunas actividades pueden ser: secado de otros granos.
- Se puede obtener un secado homogéneo si se realiza un movimiento constante de los granos de café y controlando las variables dentro del secador mecánico.

Para llevar a cabo el secado mecánico del café se requieren ciertas condiciones, las cuales tienen que ver con flujo de aire a introducir en el secador

y la temperatura que este alcance; para proveer al flujo de aire con cierto valor energético se requiere de una fuente de calor, la cual está compuesta convencionalmente por una cámara de combustión alimentada por biomasa y un intercambiador de calor.

En esta investigación la cámara de combustión se sustituye por la energía contenida en fluidos geotérmicos extraída por un intercambiador de calor, haciendo que el fluido (aire) alcance la temperatura necesaria para el secado.

CAPÍTULO III. CONCEPTOS BÁSICOS DE ESTACIONES GEOTÉRMICAS

3.1 Definición de energía geotérmica

Energía geotérmica es la energía almacenada en forma de calor por debajo de la superficie sólida de la tierra. (Llopis Trillo & Rodrigo Angulo).

El calor existente en el corazón de la Tierra procede, principalmente de las radiaciones emitidas por la desintegración atómica de elementos químicos radiactivos presentes en el interior de la misma. Como resultado del gradiente de temperatura existente entre el centro de la Tierra y las zonas exteriores mucho más frías, el calor fluye constantemente hacia la superficie. Se estima que cada año la potencia térmica que alcanza la superficie terrestre es de aproximadamente 10×10^6 TW. En determinados lugares de la corteza terrestre existen anomalías geotérmicas que originan altas temperaturas en zonas muy cercanas de la superficie; En estos lugares puede ser factible explotar la energía térmica almacenada, bien en forma directa de calor o bien en forma de electricidad mediante un turbogenerador (Carta González, Calero Pérez, Colmenar Santos, & Castro Gil, 2009).

El nombre “geotermia”, deriva de dos palabras griegas: *geo* que significa tierra y *thermo* que significa calor. El calor almacenado en el interior de la Tierra no se encuentra distribuido de manera uniforme, sino que es más elevado en su núcleo (alrededor de 7,000 °C) y de menor intensidad en la corteza.

A nivel global, a medida que se profundiza en la corteza terrestre, la temperatura suele aumentar aproximadamente 3°C por cada 100 m, a este fenómeno se le conoce como gradiente geotérmico. (Carta González, Calero Pérez, Colmenar Santos, & Castro Gil, 2009).

En la definición anterior no se tiene en cuenta el carácter de la energía geotérmica como recurso energético y que, en este sentido, debe evaluar y sopesar la posibilidad de su utilización, por lo que, se requiere una clara restricción en su definición. Por ello, cuando se habla de la energía geotérmica se considera la energía calorífica existente en el subsuelo, susceptible de ser explotada económicamente para su aplicación directa en usos de calefacción, industria, agricultura y para la conversión a través de turbogeneradores en energía eléctrica, conforme a las tecnologías existentes y aquellas que pudiesen ser desarrolladas en tiempos venideros.

Con esta definición se introducen elementos económicos y tecnológicos que afectan claramente a la valorización y cuantificación de los recursos. Teniendo en cuenta la última definición descrita de energía geotérmica, se llega al concepto de yacimiento geotérmico: cuando en un área geográfica se cumplen las condiciones geológicas y técnicas necesarias para que se pueda explotar la energía geotérmica del subsuelo, se dice que allí existe un yacimiento geotérmico (figura 26). Aunque la clasificación de los yacimientos geotérmicos debe hacerse de acuerdo con su nivel energético y, por tanto, en función de su entalpia, al ser esta una magnitud termodinámica que plantea dificultades para su comprensión,

se suele utilizar una magnitud física más fácil de comprender, la temperatura, para establecer los distintos tipos de yacimientos.

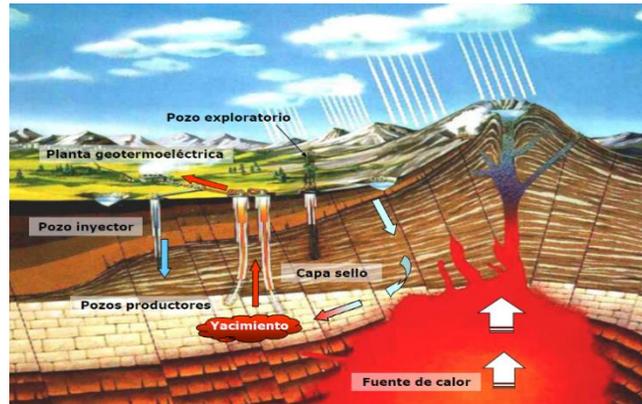


Figura 26. Componentes de yacimiento geotérmico. Esquivel Santana José Eduardo. (2010). Geotermia. [Figura]. Recuperada de [www. energiaunam.wordpress.com](http://www.energiaunam.wordpress.com)

3.2 Tipos de recursos geotérmicos

Recurso geotérmico constituye la parte de la energía geotérmica que puede ser aprovechada en términos económicos por el hombre.

Por lo que respecta a los tipos de recursos geotérmicos, se adopta la clasificación basada en el nivel de temperatura (Llopis Trillo & Rodrigo Angulo):

- Recursos de muy baja temperatura: menos de 30 °C.
- Recursos de baja temperatura: entre 30 y 90 °C.
- Recursos de media temperatura: entre 90 y 150 °C.
- Recursos de alta temperatura: más de 150 °C.

Algunas zonas del mundo con mayores posibilidades de encontrar recursos geotérmicos de alta, baja y muy baja temperatura se muestran esquemáticamente (figura 27) pero podemos decir que todas las tierras emergidas del planeta cuentan, al menos con posibilidades de albergar recursos geotérmicos de muy baja temperatura.



Figura 27. Zonas en el mundo con mayores posibilidades de encontrar recurso geotérmico. Guillermo Trillo, Vicente Angulo. (2008). Energía geotérmica. [Figura]. Recuperada de Site Geothermie- Perspectives de I'ADEME et du BRGM.

3.3 Geotermia en El Salvador

La geotermia en El Salvador no es un tema reciente, la empresa que tiene el control total de este recurso es LaGeo que pertenece al grupo CEL, brevemente se explica la historia del desarrollo de las centrales geotérmicas que dicha empresa opera.

3.3.1 Central geotérmica de Ahuachapán

La central y campo geotérmico Ahuachapán, opera desde 1975 y está ubicada en el cantón Santa Rosa Acacalco del municipio de Ahuachapán. Actualmente posee tres unidades de generación de energía eléctrica, con una capacidad instalada total de 95 MW y una producción bruta de 83 MW. Esta central inició su operación comercial en julio de 1975, con una unidad de 30 MW que utiliza vapor a 5.6 bar de presión; al año siguiente fue adicionada otra unidad de idénticas características y en 1980 se instala la tercera unidad de 35 MW, que se diferencia de las dos primeras porque además de vapor a 5.6 bar, utiliza vapor

de 1.6 bar producido en los vaporizadores con agua separada de los pozos productores.

El área del campo geotérmico en la que se encuentran los pozos productores es de aproximadamente 2.5 km², la profundidad de los pozos varía entre 600 y 2,750 m. En la actualidad, la central geotérmica de Ahuachapán cuenta con 57 pozos perforados entre productores, reinyectores y de monitoreo. (LaGeo S.A de C.V, s.f.)

3.3.2 Central geotérmica de Berlín

La central geotérmica de Berlín inicio operaciones comerciales en el año 1992 con dos unidades a contrapresión (bocapozo) de 5 MW cada una, y se ubica en el cantón El Zapotillo en el municipio de Alegría, Usulután. Cuenta con tres unidades de generación de energía eléctrica y una planta de Ciclo Binario, que tienen una capacidad máxima instalada de 109.4 MW. La producción neta total de la planta es de 102 MW. Inició su operación comercial en 1992 con dos unidades a contrapresión de 5 MW cada una. En el año 1999 entraron en operación dos unidades a condensación de 28.1 MW cada una; en febrero y diciembre del año 2007 fueron adicionadas una tercera unidad de 44 MW y la unidad de Ciclo Binario con 9.2 MW respectivamente, esta última, utiliza el agua de reinyección para evaporar isopentano, el cual funciona como fluido de trabajo. El área del campo geotérmico cuenta con una extensión aproximada de 8 km², la profundidad de los pozos varía entre 500 y 3,455 metros. En la actualidad, cuenta con 39 pozos entre productores, reinyectores y de monitoreo.

Con ambas centrales de generación, LaGeo tiene 204.4 MW de potencia máxima instalada, una generación neta de 185 MW y una participación de aproximadamente 24% en el mercado eléctrico nacional. (LaGeo S.A de C.V, s.f.)

3.4 Aplicaciones para el vapor geotérmico de baja y media entalpía

En El Salvador los recursos geotérmicos de alta temperatura, necesarios para la producción de electricidad, son mayores en comparación con los recursos de media y baja temperatura, por lo que existen otras aplicaciones para el aprovechamiento de la energía geotérmica que se pueden denominar de utilización directa. El uso directo del calor es una de las aplicaciones más antiguas y comunes de la energía geotérmica para balnearios, calefacción residencial, agricultura, acuicultura y usos industriales. Se puede clasificar la utilización directa de la energía geotérmica en dos ámbitos claramente diferenciados:

- Sector industrial.
- Sector residencial y de servicios.

La principal restricción al uso de la energía geotérmica es la dificultad para su transporte en lo referente a líneas de acarreo, por lo que preferentemente se trata de transformarla a energía eléctrica. En compensación a esta deficiencia, se tiene su versatilidad para la utilización directa en algunos usos posibles de los fluidos geotérmicos con la temperatura mínima requerida para éstos (figura 28).

Gracias al avance de la tecnología se han podido superar muchos problemas en la utilización de la energía geotérmica, y en la actualidad es posible aprovechar sus recursos en un rango muy amplio de temperaturas, o bien explotarlos "en cascada", lo cual equivale a seguir extrayendo energía de fluidos que han pasado ya por alguna etapa de su uso; por ejemplo los fluidos que son desechados por una estación de generación eléctrica con geotermia, a una temperatura de más de 100°C, pueden aún ser utilizados para el enlatado de comida, extracción de sales y posteriormente para calefacción, refrigeración, invernaderos, etc., hasta que finalmente, ya a una temperatura menor de 30 °C,

sean usados en piscinas para recreación o en criaderos de peces. De esta forma, se extrae el contenido energético de los fluidos geotérmicos con un máximo de eficiencia.

Por ejemplo, en El Salvador se le da una aplicación de ocio a los fluidos de baja entalpia, en piscinas de aguas termales en localidades cercanas a la central geotérmica de Ahuachapán.

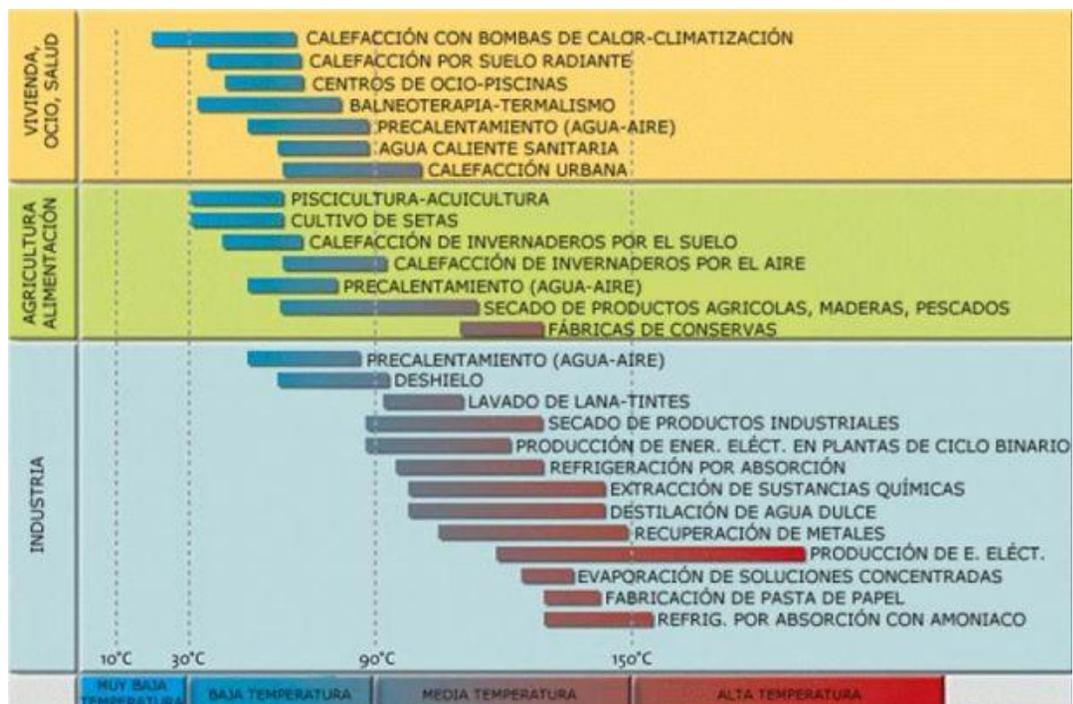


Figura 28. Usos de los fluidos geotérmicos según su temperatura. Guillermo Trillo, Vicente Angulo. (2008). Energía geotérmica. [Figura]. Recuperada de Site Geothermie- Perspectives de l'ADEME et du BRGM

3.4.1 Utilización directa e indirecta del calor geotérmico

Para las aplicaciones directas del calor geotérmico no se requieren fluidos de trabajos secundarios para su utilización; todo lo contrario, sucede con las aplicaciones indirectas, en las cuales se dispone de un circuito secundario por el que circula un fluido a una temperatura que depende de la del recurso geotérmico a través del circuito primario y de la eficiencia del intercambiador de calor.

Muchos países le dan un uso directo e indirecto a esta energía, ya sea mediante la generación de electricidad o para algún proceso productivo que no se relacione con la generación. “En el año 2015 se tenía una potencia instalada de generación eléctrica por esta energía de 13.2 GW” (REN21, 2016).

Algunos de los usos directos que esta energía puede tener son: bombas de calor geotérmicas, Usos industriales (papel, enlatado de comida, etc.), acuicultura, calefacción de invernaderos, agua caliente sanitaria (ACS), Balneología y Aplicaciones en agricultura (puede incluir el secado de madera y de semillas).

Una de las aplicaciones para recursos de baja temperatura es el secado de alimentos (temperaturas de 45 °C o más), campo poco utilizado según el estudio “distribución de la utilización del calor geotérmico en el mundo”, 2005, su importancia es fundamental en ámbitos agrícolas ya que facilita el procesamiento de diferentes productos tal es el caso de: Secado de alimentos. Se ha extendido la práctica de utilizar el calor geotérmico para el secado de productos agrícolas, carnes y pescados, así como para el secado selectivo de maderas. La manipulación de alimentos frescos requiere grandes inversiones en transporte, pues dependen de márgenes muy escasos de tiempo antes de que dichos alimentos puedan deteriorarse. La deshidratación por secado de los alimentos permite una estabilización de los mismos, un mayor tiempo de almacenamiento y, por ello, disponer de tiempo para transportes compartidos y cadenas de distribución que reducen costos al crecer el volumen de los productos.

El secado suele hacerse en autoclaves por convección de aire caliente, cuyo intercambio con el circuito de aguas geotérmicas se realiza en un intercambiador de calor, donde el aire circula directamente por entre los conductos del agua caliente, accediendo luego a las cámaras de secado de

alimentos. Cada uno de estos alimentos, dependiendo de su contenido en agua, precisa una temperatura de secado, con lo que la variación de la temperatura del recurso deberá adaptarse a cada necesidad, pero se mantiene en un rango de entre 45°C y 120°C.

3.5 Líneas de acarreo de fluidos geotérmicos

En las plantas de generación eléctrica a partir de recursos geotérmicos requieren del transporte de diferentes naturalezas de fluido geotérmico como lo pueden ser vapor de agua, mezcla de agua líquida y vapor de agua y por último de salmueras donde la energía térmica es convertida en energía eléctrica.

Para realizar ésta tarea es necesario disponer de un sistema de distribución de fluidos geotérmicos, a éste sistema se le denomina como líneas de acarreo que se encargan de distribuir de manera segura el vapor de agua proveniente de los pozos a la planta de generación eléctrica y de dirigir el agua separada de los pozos productores o salmueras hacia los pozos de reinyección, en algunos casos ésta energía es aprovechada antes de ser reinyectada por medio de una planta generadora de ciclo binario.

El sistema de líneas de acarreo debe de ser diseñado tal que soporten los esfuerzos debidos a los flujos máxicos, esfuerzos térmicos y esfuerzos debido a la presión del fluido, además que deben de ser recubiertos con material aislante para minimizar las pérdidas por convección natural además para evitar la contaminación térmica del ambiente cercano a las tuberías.

3.5.1 Patrones de flujo en tuberías de acarreo de fluidos geotérmicos

El patrón de flujo de los fluidos geotérmicos en tuberías de acarreo depende del régimen de flujo y de la cantidad de fases presentes, de los pozos productores se obtiene vapor seco (flujo monofásico) o se puede obtener una

mezcla de vapor de agua y agua líquida (flujo bifásico) y en la reinyección a pozos se pueden tener salmueras (flujo monofásico).

El patrón de flujo de los fluidos geotérmicos es de gran importancia para el diseño de sistemas de aprovechamiento de mediana y baja entalpía ya que influye directamente en los coeficientes de transferencia de calor por convección que es el mecanismo dominante por lo que puede reducir o incrementar el área de contacto necesaria para los intercambiadores de calor. En Anexo A1 se presenta los diferentes tipos de patrones de flujo que se pueden presentar en las líneas de acarreo.

3.5.2 Potencial de incrustación en tuberías de acarreo de fluidos geotérmicos

Los fluidos geotérmicos en estado líquido como las salmueras tienen un potencial de incrustación mucho mayor que los fluidos en estado gaseoso, este tipo de problemas se puede deber por diferentes acciones o condiciones que se puedan tener, si la temperatura del fluido que se transporta en la tubería desciende hasta el punto de saturación de algún componente este puede generar incrustación, del mismo modo si el fluido presenta cambios en su PH también puede presentar estos problemas. Para tener el control de que no se genere incrustación en las tuberías, se tiene que hacer monitoreo químico constantemente para verificar las condiciones del fluido.

CAPÍTULO IV. FUNDAMENTOS DE TERMODINÁMICA Y TRANSFERENCIA DE CALOR

4.1 Fundamentos de termodinámica

La termodinámica se puede definir como la ciencia de la *energía*. Proviene de las palabras griegas *therme* (calor) y *dynamis* (fuerza), lo cual corresponde a

lo más descriptivo de los primeros esfuerzos por convertir el calor en energía, (Termodinámica, Y. A. Cengel, M. A. Boles, 7ma ed.).

4.1.1 Leyes de la termodinámica

- **Ley cero de la termodinámica:** establece que, si dos cuerpos se encuentran en equilibrio térmico con un tercero, están en equilibrio térmico entre sí. Podría parecer absurdo que un hecho tan obvio se conozca como una de las leyes básicas de la termodinámica; sin embargo, no es posible concluir esta ley de las otras leyes de la termodinámica, además de que sirve como base para la validez de la medición de la temperatura. Si el tercer cuerpo se sustituye por un termómetro, la ley cero se puede volver a expresar como dos cuerpos están en equilibrio térmico si ambos tienen la misma lectura de temperatura incluso si no están en contacto.
- **Primera ley de la termodinámica:** conocida también como el principio de conservación de la energía, brinda una base sólida para estudiar las relaciones entre las diversas formas de interacción de energía. A partir de observaciones experimentales, la primera ley de la termodinámica establece que la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; sólo puede cambiar de forma.

Cada cantidad de energía por pequeña que sea debe justificarse durante un proceso. Para todos los procesos adiabáticos entre dos estados determinados de un sistema cerrado, el trabajo neto realizado es el mismo sin importar la naturaleza del sistema cerrado ni los detalles del proceso. La primera ley no hace referencia al valor de la energía total de un sistema cerrado en un estado, tan sólo establece que el cambio de energía total durante un proceso adiabático debe ser igual al trabajo neto realizado.

La primera ley la podemos expresar como:

$$\Delta E_{sistema} = E_{Entrada} - E_{Salida} \quad (Ec. 4.1)$$

Donde el primer término (izquierda) es el cambio de las energías internas, cinética, potencial, etc., el segundo término (derecha) es la transferencia neta de energía por calor, trabajo y masa. (Cengel & Boles, Termodinámica 7ma Edición, 2011)

4.1.2 Análisis de los sistemas termodinámicos

Un sistema se define como una cantidad de materia o una región en el espacio elegida para análisis. La masa o región fuera del sistema se conoce como alrededores. La superficie real o imaginaria que separa al sistema de sus alrededores se llama frontera. La frontera de un sistema puede ser fija o móvil. La frontera es la superficie de contacto que comparten sistema y alrededores. En términos matemáticos, la frontera tiene espesor cero y, por lo tanto, no puede contener ninguna masa ni ocupar un volumen en el espacio.

Los sistemas se pueden considerar cerrados o abiertos, dependiendo de si se elige para estudio una masa fija o un volumen fijo en el espacio. (Cengel & Boles, Termodinámica 7ma Edición, 2011)

Sistema cerrado: (conocido también como una masa de control) consta de una cantidad fija de masa y ninguna otra puede cruzar su frontera. Es decir, ninguna masa puede entrar o salir de un sistema cerrado (figura 29). Pero la energía, en forma de calor o trabajo puede cruzar la frontera; y el volumen de un sistema cerrado no tiene que ser fijo. Si, como caso especial, incluso se impide que la energía cruce la frontera, entonces se trata de un sistema aislado.

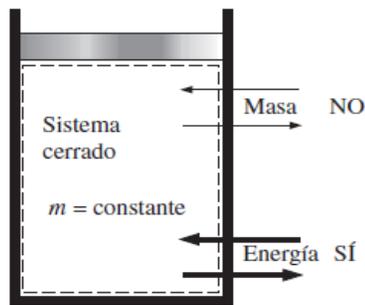


Figura 29. La masa no puede cruzar las fronteras de un sistema cerrado, pero la energía sí. [Figura], recuperada de Termodinámica, Y. A. Cengel, M. A. Boles, 7ma ed

Sistema abierto: o volumen de control, como suele llamarse, es una región elegida apropiadamente en el espacio. Generalmente encierra un dispositivo que tiene que ver con flujo másico, como un compresor, turbina o tobera.

El flujo por estos dispositivos se estudia mejor si se selecciona la región dentro del dispositivo como el volumen de control. Tanto la masa como la energía pueden cruzar la frontera de un volumen de control.

4.1.2.1 Propiedades de un sistema

Cualquier característica de un sistema se llama propiedad. Algunas propiedades muy familiares son presión P , temperatura T , volumen V y masa m . La lista se puede ampliar para incluir propiedades menos familiares como viscosidad, conductividad térmica, módulo de elasticidad, coeficiente de expansión térmica, resistividad eléctrica e incluso velocidad y elevación.

Se considera que las propiedades son intensivas o extensivas. Las propiedades intensivas son aquellas independientes de la masa de un sistema, como temperatura, presión y densidad. Las propiedades extensivas son aquellas cuyos valores dependen del tamaño o extensión del sistema. La masa total,

volumen total y cantidad de movimiento total son algunos ejemplos de propiedades extensivas.

4.1.3 Psicrometría y carta psicrométrica

4.1.3.1 Definición de aire atmosférico

Habitualmente en los análisis termodinámicos en donde el fluido de trabajo es aire se considera que éste es un gas ideal que está constituido en su mayor parte por nitrógeno, sin embargo no se toma en cuenta que el aire ambiente posee vapor de agua en su mezcla mejor conocida como humedad, ésta situación debe de considerarse para todo proceso de secado con aire ya que la presencia de humedad reduce la capacidad de secado por arrastre, ya que si éste tiene demasiada humedad inicial y se le agrega la humedad removida debido al secado puede llegar al punto de saturación en el cual el aire es incapaz de absorber más humedad y se condensa lo cual es un estado indeseable para el secado de alimentos.

Para una temperatura de 50°C la presión de saturación del agua correspondiente es de aproximadamente 12.3 kPa, a presiones menores que ésta el vapor de agua presente en el aire atmosférico puede considerarse como un gas ideal con un error aproximado de 0.2% con respecto al tratamiento como gas real, por lo tanto, la presión absoluta del aire se puede considerar como la suma de las presiones parciales del aire seco y vapor de agua (Ec. 4.2).

$$P = P_a + P_v \quad (\text{Ec. 4.2})$$

4.1.3.2 Propiedades del aire atmosférico

Temperatura de bulbo seco (BS): Es la temperatura que se mide mediante un termómetro y como su nombre lo indica es la temperatura medida cuando la sonda o bulbo está seca.

Temperatura de bulbo húmedo (BH): Es la temperatura que mide un termómetro al cual se le ha colocado un paño o algodón empapado de agua alrededor de su sonda o bulbo y al cual se le hace circular una corriente de aire.

Temperatura de punto de rocío (PR): Es la temperatura a la cual el vapor de agua mezclado con el aire comienza a condensarse si es enfriado a presión constante.

Humedad absoluta a ratio de humedad (ω): También es conocida como relación de humedad. Es la relación que existe entre la cantidad en masa de vapor de agua entre la masa de aire seco, normalmente se expresa en kilogramos de vapor de agua entre kilogramos de aire seco o en gramos de vapor de agua entre kilogramos de aire seco (Ec. 4.3).

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (\text{Ec. 4.3})$$

Humedad relativa (HR): Es la relación entre la presión real del vapor de agua presente en el aire seco entre la presión la presión de vapor de agua si el aire estuviese saturado a la misma temperatura de bulbo seco, se expresa en porcentaje. (Ec. 4.4)

$$\phi = HR = \frac{P_v}{P_g} \times 100\% \quad (\text{Ec. 4.4})$$

Volumen específico (ν): Es el volumen de aire por unidad de masa de aire seco.

Entalpía específica (h): En la cantidad de energía calorífica contenida en el aire seco por unidad de masa.

4.1.3.3 Carta psicrométrica

El estado del aire a una presión específica se establece por completo mediante dos propiedades como temperatura de bulbo seco, bulbo húmedo, humedad relativa, etc. El resto de las propiedades se calcula fácilmente a partir de las ecuaciones para gases ideales. En el mundo laboral no es práctico trabajar con ecuaciones por lo cual se han construido graficas que permiten determinar las propiedades del aire atmosférico, dichas gráficas reciben el nombre de cartas psicrométricas, y se utilizan en aplicaciones de acondicionamiento de aire.

Por lo general la carta psicrométrica está construida para presión atmosférica estándar (101.325 kPa) que es válido para un amplio espectro de aplicaciones como el acondicionamiento de aire.

Las propiedades que se encuentran en la mayoría de cartas psicrométricas y la forma de uso se muestran en la figura 30.

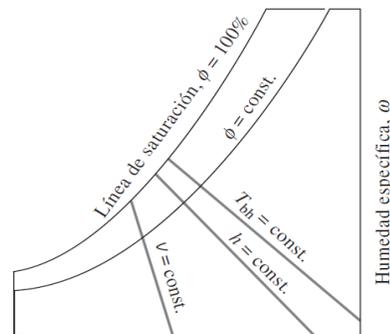


Figura 30. Propiedades en la carta psicrométrica. Yunus A. Cengel. (2011). Mezclas de gases. [Figura]. Recuperada de Termodinámica Séptima edición.

La temperatura de punto de rocío se lee en la carta de la siguiente manera, partiendo del punto definido por dos propiedades del aire se debe de trazar una recta horizontal hasta la línea de saturación (HR 100%) luego a partir de la intercepción se traza una recta vertical hasta el eje de temperatura donde se intercepta con este eje se debe de leer el valor. (Figura 31).

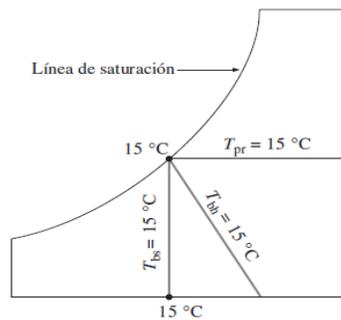


Figura 31. Temperaturas de bulbo seco, bulbo húmedo y punto de rocío para 15°C. [Figura]. Recuperada de Termodinámica Séptima edición.

4.1.4 Procesos en la carta psicrométrica

El aire ambiente puede ser tratado por diferentes procesos para obtener ciertas condiciones de operación como calentamiento de aire, humidificación, etc. en la figura 32 se muestran los procesos posibles de llevar a cabo en la carta psicrométrica.

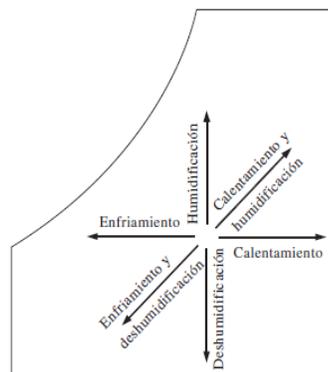


Figura 32. Procesos en la carta psicrométrica. [Figura]. Recuperada de Termodinámica Séptima edición.

Calentamiento y enfriamiento simple: Es el proceso durante el cual se le agrega o extrae calor sensible al aire atmosférico (figura 33) logrando así un incremento o decremento de temperatura según sea el caso, este proceso se representa en una carta psicrométrica como una línea horizontal es decir que éste proceso ocurre a humedad absoluta constante, la ratio de humedad permanece igual durante todo el proceso.

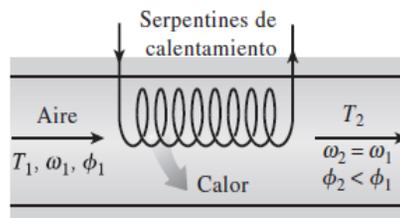


Figura 33. Adición de calor sensible a un flujo de aire, nótese que la humedad relativa disminuye. [Figura]. Recuperada de Termodinámica Séptima edición.

Calentamiento con humidificación: En las aplicaciones de acondicionamiento de aire se requieren condiciones específicas de temperatura y humedad relativa para ofrecer condiciones de confort, como se puede observar en el calentamiento simple de una corriente de aire se produce un decremento en la humedad relativa por lo que es necesario humidificar la corriente para obtener condiciones óptimas de confort, si la humidificación se efectúa con vapor de agua éste debe de colocarse después del proceso de calentamiento (figura 34).

Al ingresar vapor de agua se obtiene inevitablemente un calentamiento de la corriente de aire por lo que durante el proceso de calentamiento se debe de llevar a una temperatura adecuada para que al final se obtengan las condiciones deseadas de confort.

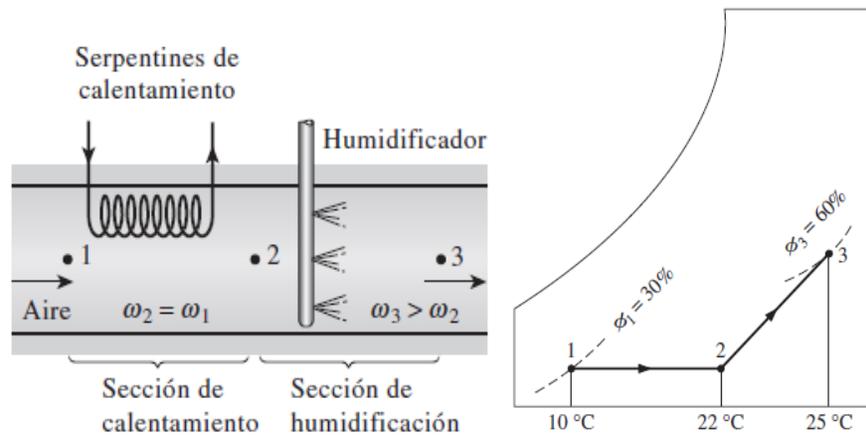


Figura 34. A la izquierda adición de calor sensible y humidificación con vapor de agua a un flujo de aire y a la derecha su representación en la carta psicrométrica. [Figura]. Recuperada de Termodinámica Yunus A Cengel, Séptima edición.

Enfriamiento con deshumidificación: Durante el proceso de remoción de calor sensible (enfriamiento) la ratio de humedad permanece constante y la humedad relativa aumenta, si el aire atmosférico se sigue enfriando éste llegará hasta una humedad relativa de 100% a partir de ese punto cualquier extracción de calor se traduce en condensación del vapor contenido en el aire, entre mayor sea la tasa de remoción de calor mayor será la cantidad de vapor condensado. En la figura 35 se muestra esquemáticamente un proceso de enfriamiento y deshumidificación de una corriente de aire, así como su representación en la carta psicrométrica.

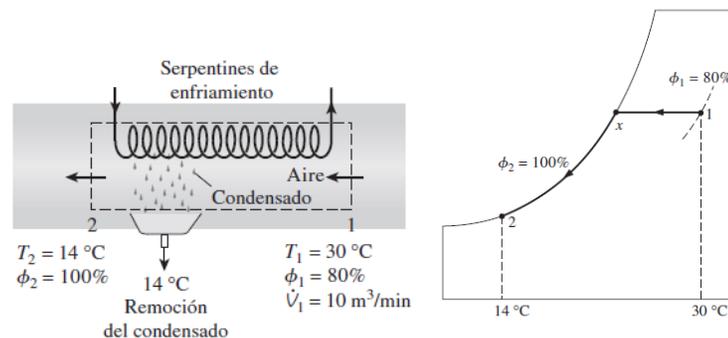


Figura 35. A la izquierda proceso de deshumidificación a un flujo de aire y a la derecha su representación en la carta psicrométrica, note que el proceso de enfriamiento se convierte en deshumidificación al cruzar el punto de saturación. [Figura]. Recuperada de Termodinámica, Yunus A Cengel, Séptima edición.

Enfriamiento evaporativo: Anteriormente se explicó un método por el cual se puede humidificar una corriente de aire a condiciones específicas para cada aplicación, sin embargo existe un segundo método por el cual una corriente de aire puede ser humidificada y es mediante la inyección de un rocío de agua a condiciones ambientales o por medio de hacer fluir el aire por una cortina de agua o por un material permeable que se pueda empapar en agua, el resultado es el incremento del ratio de humedad y de un decremento de su temperatura.

El proceso se representa en la carta psicrométrica como una recta paralela a las líneas de entalpía o temperatura de bulbo húmedo (figura 36), es decir que el contenido energético de la corriente de aire permanece constante durante el proceso, el decremento de temperatura es debido a la evaporación del agua que se le inyecta causando también un incremento en la humedad absoluta y relativa del aire, en teoría la temperatura de bulbo seco puede reducirse hasta la temperatura de bulbo húmedo para las condiciones iniciales pero esto no es práctico ya que se necesitaría una superficie enorme de intercambio de calor además de que para aplicaciones de acondicionamiento de aire de eliminaría la capacidad de absorber cargas latentes lo cual ocasiona condiciones inadecuadas de confort para las personas.

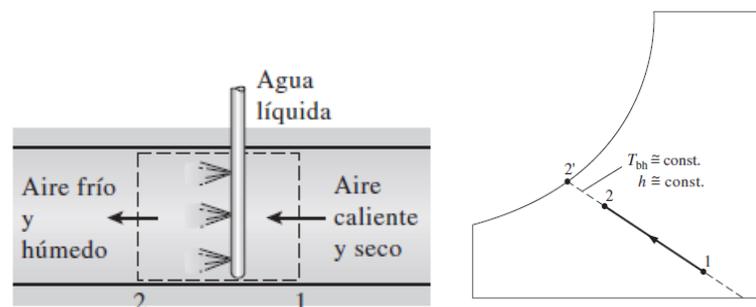


Figura 36. A la izquierda proceso de enfriamiento evaporativo y a la derecha su representación en la carta psicrométrica, note que la temperatura mínima de bulbo seco se consigue en condiciones de saturación y corresponde al punto de saturación y depende únicamente de las condiciones iniciales del aire [figura]. Recuperada de Termodinámica, Yunus A. Cengel, Séptima edición.

4.2. Transferencia de calor por conducción

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una red y al transporte de energía por parte de los electrones libres.

La rapidez o razón de la conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica de éste, su espesor y el material de que esté hecho, así como de la diferencia de temperatura a través de él.

Por lo tanto, se concluye que la razón de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de ésta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa; es decir:

$$\text{Razón de conducción de calor} \propto \frac{(\text{Área})(\text{Diferencia de temperatura})}{\text{Espesor}}$$

O bien se podría reescribir de la siguiente manera (Ec. 4.5):

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \quad (\text{Ec. 4.5})$$

Donde la constante de proporcionalidad k es la conductividad térmica del material, que es una medida de la capacidad de un material para conducir calor. (Cengel & Ghajar, 2011)

4.2.1 Transferencia de calor por convección

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos (figura 37). Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección.

En ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura.

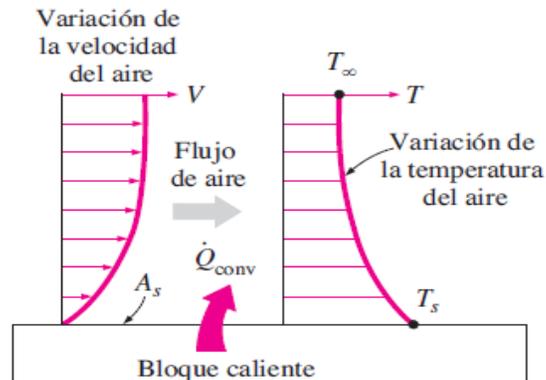


Figura 37. Transferencia de calor de una superficie caliente hacia el aire por convección. [Figura]. Recuperada de Y. A. Cengel, A. J. Ghajar, Transferencia de calor y masa, 4ta Ed

La convección recibe el nombre de convección forzada si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento. Como contraste, se dice que es convección natural (o libre) si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en ese fluido (figura 38).

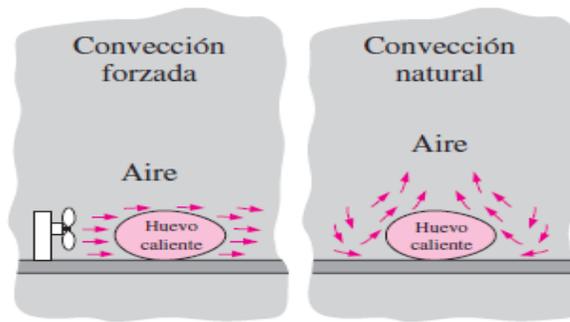


Figura 38. Enfriamiento de un huevo cocido, por convección forzada y convección natural. [Figura]. Recuperada de Y. A. Cengel, A. J. Ghajar, Transferencia de calor y masa, 4ta ed

A pesar de lo complejo de la convección, se observa que la rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la ley de Newton del enfriamiento como (Ec. 4.6):

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (Ec. 4.6)$$

Dónde:

- h : coeficiente de transferencia de calor por convección, $W/m^2 \cdot ^\circ C$.
- A_s : área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor. T_s : temperatura de la superficie.
- T_∞ : temperatura del fluido suficientemente alejado de la superficie.

El coeficiente de transferencia de calor por convección h no es una propiedad del fluido. Es un parámetro que se determina en forma experimental y cuyo valor depende de todas las variables que influyen sobre la convección, como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades de éste y la velocidad del mismo. (Cengel & Ghajar, 2011)

4.2.2 Transferencia de calor por radiación

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio interventor. De hecho, la transferencia de calor por radiación es la más rápida (a la velocidad de la luz) y no sufre atenuación en un vacío. Ésta es la manera en la que la energía del Sol llega a la Tierra.

La radiación es un fenómeno volumétrico y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados. La razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica T_s (en K o R) es expresada por la ley de Stefan-Boltzmann como (Ec. 4.7):

$$\dot{Q}_{emitida} = \sigma A_s T_s^4 \quad (Ec. 4.7)$$

Donde $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ es la constante de Stefan Boltzmann. La superficie idealizada que emite radiación a esta razón máxima se llama cuerpo negro y la radiación emitida por éste es la radiación del cuerpo negro (figura 39).

La radiación emitida por todas las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como (Ec. 4.8):

$$\dot{Q}_{emitida} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad (Ec. 4.8)$$

En donde ε es la emisividad de la superficie. La emisividad cuyo valor está en el intervalo $0 \leq \varepsilon \leq 1$, es una medida de cuán próxima está una superficie de ser un cuerpo negro, para el cual $\varepsilon = 1$.

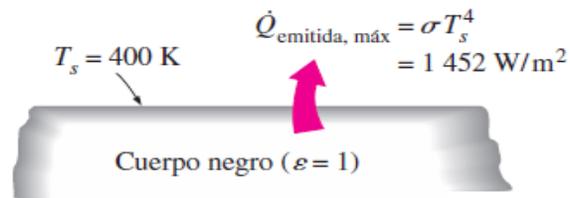


Figura 39. La radiación de un cuerpo negro representa la cantidad máxima de radiación que puede ser emitida desde una superficie a una temperatura específica. [Figura], Recuperada de Y. A. Cengel, A. J. Ghajar, Transferencia de calor y masa, 4ta ed.

4.3 Definición de intercambiadores de calor

En los sistemas mecánicos, químicos u otros, ocurre que el calor debe ser transferido de un lugar a otro, o bien, de un fluido a otro. Los intercambiadores de calor son los dispositivos que permiten realizar dicha tarea. Un entendido básico de los componentes mecánicos de los intercambiadores de calor es necesario para comprender como estos funcionan y operan para un adecuado desempeño.

Las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor son:

- Calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura.
- Reducir la temperatura de un fluido mediante un fluido con menor temperatura.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mediante un fluido con mayor temperatura
- Condensar un fluido en estado gaseoso por medio de un fluido frío.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mientras se condensa un fluido gaseoso con mayor temperatura.

La función de los intercambiadores de calor es la transferencia de calor, donde los fluidos involucrados deben estar a temperaturas diferentes. En los

intercambiadores de calor los fluidos utilizados no están en contacto entre ellos, el calor es transferido del fluido con mayor temperatura hacia el de menor temperatura al encontrarse ambos fluidos en contacto térmico con las paredes metálicas que los separan.

4.3.1 Metodología de selección de intercambiadores de calor

Según (Cengel & Ghajar, 2011), las personas encargadas de seleccionar un intercambiador de calor para una aplicación específica se verán abrumados con la cantidad de productos en el mercado, por lo cual debe de tomar en consideración los siguientes aspectos para seleccionar el que mejor se adecue a la aplicación:

- **Razón o tasa de transferencia de calor**

Es la cantidad más importante en la selección de un intercambiador de calor, éste debe ser capaz de transferir el calor a una razón específica para lograr el cambio deseado en la temperatura del fluido con el gasto de masa determinado, por lo general es un dato que puede ser calculado fácilmente ya que se conocen las temperaturas a las cuales entran y salen los fluidos, mediante la aplicación de la primera ley de la termodinámica se facilita conocer éste parámetro.

- **Costo**

Las limitaciones en el presupuesto suelen desempeñar un papel importante en la selección de los intercambiadores de calor, excepto en algunos casos especiales en donde el costo de inversión y operación no son importantes, un intercambiador que existe en catálogo tiene una ventaja definida en el costo sobre los que se mandan a hacer sobre pedido. Sin embargo, en algunos casos ninguno de los intercambiadores en existencia cumplirá con las exigencias de la aplicación y puede ser necesario tener que emprender la tarea costosa y tardada

de diseñar y fabricar un intercambiador partiendo de cero y que se adecue a las necesidades. Con frecuencia éste es el caso cuando el intercambiador es parte integral de todo un dispositivo que se va a fabricar. Los costos de operación y mantenimiento del intercambiador también son consideraciones importantes en la valoración del costo total.

- **Potencia de circulación de fluido**

En un intercambiador de calor por lo general los dos fluidos son forzados mediante una bomba o un ventilador según sea un líquido o gas. El precio de esto es el consumo de energía eléctrica. El costo anual de la electricidad asociada con la operación de las bombas y ventiladores se puede determinar a partir de una multiplicación sencilla.

Costo de operación = potencia de elemento impulsor x horas de operación x costos de energía eléctrica

- **Tamaño y peso del intercambiador de calor**

Normalmente, entre más pequeño y más ligero es el intercambiador de calor, mejor es. En especial, éste es el caso en las industrias automotriz y aeroespacial, en donde los requisitos con respecto al tamaño y al peso son más rigurosos. Asimismo, lo normal es que a un intercambiador más grande se le etiquete con un precio más alto. El espacio del que se dispone para el intercambiador en algunos casos limita la longitud de los tubos que se pueden usar.

- **Tipo de intercambiador de calor**

El tipo de intercambiador que se debe seleccionar depende principalmente del tipo de fluidos que intervienen, de las limitaciones de tamaño y peso y de la presencia de cualesquiera procesos de cambio de fase. Por ejemplo, un intercambiador resulta adecuado para enfriar un líquido por medio de un gas, si el área superficial del lado del gas es muchas veces la que se tiene del lado del

líquido. Por otra parte, un intercambiador de placas o de tubos y coraza es muy apropiado para enfriar un líquido por medio de otro líquido. Además, se debe de considerar el libre acceso a los componentes del intercambiador de calor para efectuar operaciones de mantenimiento como la remoción de incrustaciones en los tubos.

- **Materiales de construcción del intercambiador de calor**

Los materiales que se usen en la construcción del intercambiador pueden constituir una consideración importante en la selección de los intercambiadores. Por ejemplo, no es necesario considerar los efectos de los esfuerzos térmicos y estructurales a presiones por debajo de 15 atm o temperaturas inferiores a 150°C. Pero estos efectos constituyen consideraciones importantes por arriba de 70 atm y 550°C y limitan mucho los materiales aceptables para el intercambiador. Una diferencia de temperatura de 50°C o más entre los tubos y el casco es posible que plantee problemas de expansión térmica diferencial que necesitan considerarse. En el caso de fluidos corrosivos puede ser que tengan que seleccionarse materiales costosos resistentes a la corrosión, como el acero inoxidable o incluso el titanio, si no se desea reemplazar con frecuencia los intercambiadores de bajo costo.

4.3.2 Análisis de los intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor suelen operar durante largos periodos sin cambios en sus condiciones de operación. Por lo tanto, se pueden considerar como aparatos de flujo estacionario.

La primera ley de la termodinámica requiere que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el frío, es decir:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (Ec. 4.9)$$

Y

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,sal} - T_{h,ent}) \quad (Ec. 4.10)$$

Donde:

- subíndices c y h: fluidos frío y caliente respectivamente.
- \dot{m}_c, \dot{m}_h : Gastos de masa.
- c_{pc}, c_{ph} : Calores específicos.
- $T_{c,sal}, T_{h,sal}$: Temperaturas de salida.
- $T_{c,ent}, T_{h,ent}$: Temperaturas de entrada.

La razón de transferencia de calor \dot{Q} se toma como una cantidad positiva y se sobreentiende que su dirección va del fluido caliente hacia el frío, de acuerdo a la segunda ley de la termodinámica.

En este análisis de los intercambiadores de calor, es muy conveniente combinar el producto de gasto de masa y el calor específico de un fluido en una sola cantidad. A esta se le llama *razón de capacidad calorífica*, y se define para ambas corrientes de fluido.

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} \quad (Ec. 4.11)$$

Y

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad (Ec. 4.12)$$

Esta razón de una corriente de fluido, representa la velocidad de la transferencia de calor necesaria para cambiar la temperatura en 1 °C conforme fluye por el intercambiador de calor.

Ya definida la razón de la capacidad calorífica para ambas corrientes de fluido (ecuaciones 4.11 y 4.12), podemos reescribir las ecuaciones 4.9 y 4.10, quedando de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (Ec. 4.13)$$

Y

$$\dot{Q} = C_h(T_{h,sal} - T_{h,ent}) \quad (Ec. 4.14)$$

4.3.3 Método de la diferencia de temperatura media logarítmica

La diferencia de temperaturas entre los fluidos caliente y frío varía a lo largo del intercambiador de calor, y resulta conveniente tener una diferencia de temperatura media para usarse en la ecuación 4.15:

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_m \quad (Ec. 4.15)$$

De la ecuación 4.15 se obtiene después de realizar una serie de pasos de integración y despeje:

$$\dot{Q} = UA_s LMTD \quad (Ec. 4.16)$$

Donde *LMTD* es la diferencia media logarítmica de temperatura, que es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio que debe usarse en el análisis de los intercambiadores de calor (ecuación 4.17).

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (\text{Ec. 4.17})$$

En este caso; ΔT_1 y ΔT_2 representan la diferencia de temperatura entre los dos fluidos de ambos extremos (de entrada y de salida) del intercambiador.

Se presentan las configuraciones de los diferentes tipos de intercambiadores de calor (figura 40) y cómo se comporta la diferencia media logarítmica de temperatura en cada caso.

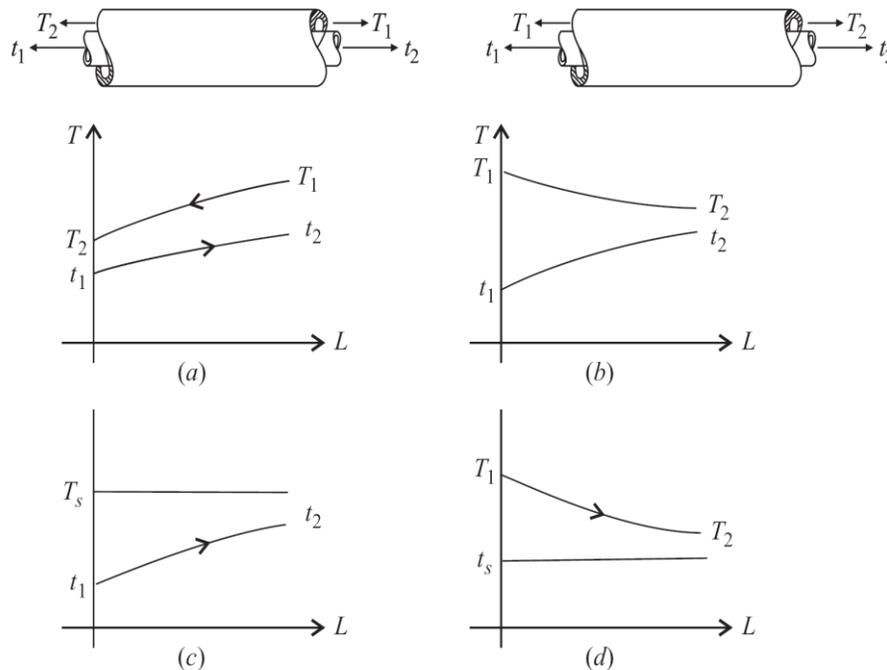


Figura 40. Cuatro arreglos básicos para los cuales la diferencia de temperatura media logarítmica se puede determinar a partir de la ecuación anterior: (a) Contraflujo; (b) flujo paralelo; (c) fuente con temperatura constante y receptor con incremento de temperatura; (d) temperatura constante en el receptor y fuente con temperatura en decremento. [Figura], O. A. Jaramillo, UNAM (2007).

- Para el intercambiador de contraflujo, donde los fluidos fluyen en sentidos contrarios a través del intercambiador (figura 40a)

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}\right)} \quad (Ec. 4.18)$$

- Para el intercambiador de flujo paralelo, donde los fluidos fluyen en el mismo sentido a través del intercambiador (figura 40b).

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln\left(\frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}\right)} \quad (Ec. 4.19)$$

- Para el intercambiador que tiene temperatura constante, $T_s = T_1 = T_2$, y la temperatura del receptor se incrementa (figura 40c).

$$LMTD = \frac{t_2 - t_1}{\ln\left(\frac{(T_s - t_1)}{(T_s - t_2)}\right)} \quad (Ec. 4.20)$$

- Para el intercambiador que tiene temperatura del receptor es constante, $t_s = t_1 = t_2$, y la temperatura fuente disminuye (figura 40d).

$$LMTD = \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{(T_1 - t_s)}{(T_2 - t_s)}\right)} \quad (Ec. 4.21)$$

Debe quedar claro que estas expresiones simples para la diferencia de temperatura media logarítmica sólo son válidas para aquellos casos indicados en la figura 40 y no pueden ser empleados para otro tipo de arreglos como el caso de flujo cruzado o intercambiadores de múltiple paso.

4.4 Teoría de secado

La deshidratación o secado es un sistema de preservación que además de proporcionar un ambiente difícil para el crecimiento microbiano, reduce el costo de transporte y almacenamiento por la disminución del peso y volumen de los productos. Paralelamente con estos beneficios se producen efectos secundarios que afectan la calidad del producto, que deben ser minimizados en una operación bajo condiciones adecuadas.

Los cálculos de secado están basados en el conocimiento de las propiedades del alimento y del aire. El fenómeno es complejo pues involucra procesos combinados de transferencia de calor, masa y momentum. El mecanismo particular que controla el secado de determinado producto depende tanto de su estructura como de parámetros de secado tales como contenido de humedad, dimensiones del producto, temperatura del medio de secado, ratas de transferencia de calor y contenido de humedad en equilibrio (*Orrego Alzate 2003*).

Adicionalmente es importante considerar la influencia que el secado tiene en la calidad de los productos porque propicia la reacción de degradado que afectan su valor nutricional, textura, color, olor y sabor.

4.4.1 Contenido de humedad de un alimento

El contenido de humedad puede expresarse con base en el producto húmedo: masa de agua / masa de producto húmedo, o con base en el producto seco: masa de agua / masa de sólidos secos. La última forma es la más usada en los cálculos de secado.

Las ecuaciones que rigen estos dos estados son las siguientes:

- La humedad en base humedad (Ec. 4.22):

$$X_h = \frac{M_A}{M} * 100 \left[\frac{\text{Kg de agua}}{\text{Kg s. h}} \right] \quad (\text{Ec. 4.22})$$

- La humedad en base seca (Ec. 4.23):

$$X_s = \frac{M_A}{M - M_A} * 100 \quad (\text{Ec. 4.23})$$

Donde:

- X_h : *humedad en base humedad.*
- M_A : *masa de agua.*
- M : *masa de solido humedo.*

4.4.2 Actividad de agua

Todo alimento es un producto húmedo que puede ser considerado como un sistema formado por un sustrato seco al que acompaña cierta cantidad de agua unida a él. Las fuerzas que ligan el agua a la materia seca son de diverso tipo, dependen de la naturaleza del producto.

Para cada temperatura el agua pura coexiste con un poco de agua en estado de vapor; la presión que ejerce ese gas se llama presión de vapor en equilibrio. En unas tablas de vapor de agua se relacionan, entre otros datos, los valores de las presiones de vapor en equilibrio (o presión de agua a saturación P_{AS}) para un intervalo amplio de temperaturas.

Cuando el agua está en forma de humedad en un alimento, debido a que la materia limita su "libertad", no hace la misma presión de vapor que la que haría, a la misma temperatura, si estuviera en estado puro. Expresado de otra forma, la presión de vapor en equilibrio con el alimento (P_A) es menor que la de saturación.

Un indicador directo del "grado de libertad" del agua que tiene un producto es la comparación del valor de la presión de vapor en equilibrio con presión de saturación correspondiente a la misma temperatura.

El parámetro actividad de agua (a_w) se define como la relación de la presión de vapor de agua de un material a la presión de vapor de agua pura a la misma temperatura (Ec. 4.24).

$$a_w = \frac{P_A}{P_{AS}} \quad (\text{Ec. 4.24})$$

Donde:

- a_w : actividad de agua.
- P_A : presión de vapor ejercida por el alimento.
- P_{AS} : presión de vapor de agua a la misma temperatura.

La actividad de agua está entre 0 y 1 (figura 41), siendo más baja mientras más fuertemente ligada se encuentre el agua al material; tiende a la unidad cuando está tan débilmente adherida al material que su comportamiento se acerca al de su estado libre o puro. En el secado las moléculas de agua menos ligadas son las primeras en retirarse y las últimas son las que están unidas fuertemente a las macromoléculas orgánicas del extracto seco por fuerzas de tipo electrostáticas.

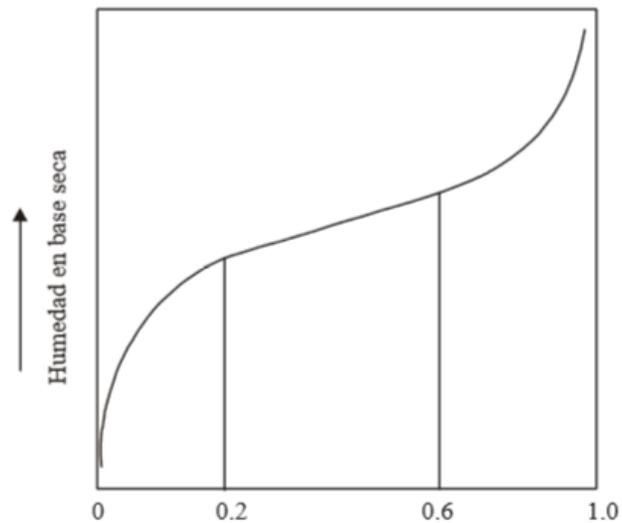


Figura 41. Isoterma de sorción típica. Tomada de: "procesamiento de alimentos". [Grafico], Orrego Alzate 2003

Puede dividirse la curva en tres zonas (Orrego Alzate 2003):

- $0 < a_w < 0.2$: Agua fuertemente ligada, rígida, en forma de capa mono molecular sobre grandes moléculas polares.
- $0.2 < a_w < 0.6$: En este tramo lineal el agua está semi-rígida o "seudolíquida".
- $a_w > 0.6$: El agua está "libre", en estado líquido, retenida solamente por fuerzas de capilaridad.

4.4.3 Mecanismos de transferencia de calor y de masa

Los dos fenómenos de transporte que caracterizan el secado son (figura 42):

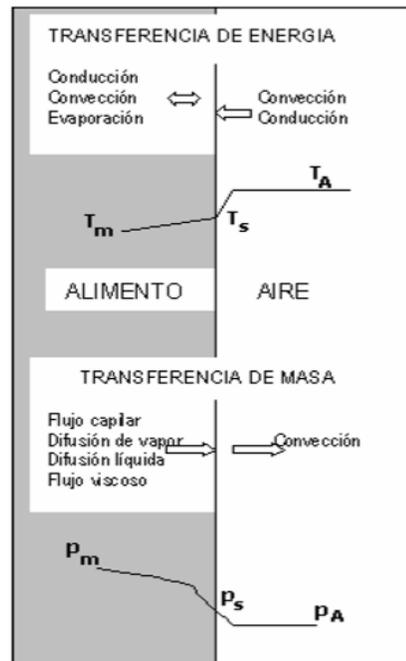


Figura 42. Visión esquemática de la transferencia de calor y masa en el secado tomada de: "procesamiento de alimentos", Orrego Alzate 2003

- transferencia del calor desde los alrededores hacia el alimento, conducción de calor dentro de él y evaporación en la superficie (a veces dentro del material).
- transferencia de masa desde el interior hacia la superficie del material seguido del transporte de la humedad desde allí hacia los alrededores.

Dentro del producto, la transmisión de calor se debe a la conducción por la presencia de gradientes internos de temperatura y, en menor medida, a la convección originada por la migración de la humedad. La radiación o la generación de energía por reacciones químicas son poco importantes en la mayoría de las aplicaciones del secado de alimentos. De manera similar la energía se transfiere al material alimenticio a secar por convección y conducción

generalmente, aunque hay excepciones importantes en donde la radiación y la absorción de energía (secado dieléctrico o por microondas) son preponderantes.

El flujo de humedad dentro del material se origina por una combinación de distintos mecanismos de transporte:

- Flujo capilar debido a gradientes de presión de succión capilar.
- Difusión líquida por gradientes de concentración.
- Difusión de vapor causada por gradientes de presiones de vapor.
- Flujo viscoso consecuencia de gradientes totales de presión externos o altas temperaturas.

Otros mecanismos como difusiones térmica o superficial y flujo debido a fuerzas gravitatorias tienen menor importancia en el secado de alimentos.

La transferencia de masa desde el producto hacia los alrededores se hace principalmente por convección causada en gradientes de presión de vapor; la evaporación directa se produce en la superficie cuando se iguala su presión de vapor a la atmosférica como es el caso del secado al vacío y la liofilización.

En secado convectivo las condiciones de frontera para el flujo de calor y velocidad de evaporación son de las formas:

- transferencia de calor (Ec. 4.6), ley de enfriamiento de Newton en función del área:

$$\frac{q}{A} = h(T_s - T_A)$$

- transferencia de masa (Ec. 4.25):

$$N = K(P_s - P_A) \quad (\text{Ec. 4.25})$$

La presión de vapor del producto se puede calcular de su isoterma de sorción. Algunas correlaciones para el cálculo de coeficientes convectivos de transferencia de calor se presentan en la tabla 3.

Tabla 3. Correlaciones para coeficientes de transferencia de calor. (Crapiste y Rotstein, 1997) "procesamiento de alimentos" (Orrego Alzate 2003).

Correlación	Condición
Partículas individuales	
$Nu = 0.664 Re^{0.5} Pr^{0.33}$	Placa plana, $Re < 2 \times 10^5$
$Nu = 0.683 Re^{0.466} Pr^{0.33}$	Cilindro, $Re < 4 \times 10^3$
$Nu = 2 + 0.6 Re^{0.5} Pr^{0.33}$	Esferas, $Re < 5 \times 10^4$
$Nu = 0.036 Re^{0.8} Pr^{0.33}$	Secado, $Re > 1.5 \times 10^5$
$Nu = 0.249 Re^{0.64}$	Secado de partículas de alimentos
Lechos empacados	
$Nu = 1.95 Re^{0.49} Pr^{0.33}$	$Re < 350$
$Nu = 1.064 Re^{0.59} Pr^{0.33}$	$Re > 350$
$Nu_s = (0.5 Re_s^{0.5} + 0.2 Re_s^{2/3}) Pr^{0.33}$	$10 < Re_s < 10^4$
$Nu = 2.52 Re^{0.499} Pr^{0.33}$	$Re < 3 \times 10^3$
Lechos móviles	
$Nu = 0.33 Re^{0.6}$	Secadores rotatorios
$Nu = 0.024 Re^{0.84}$	Lechos fluidizados
$Nu = 2.0 + 0.5 - 0.6 Re^{0.5} Pr^{0.333}$	Secadores en spray

4.4.4 Cálculos de secado

La remoción de humedad en un proceso típico de secado de un alimento sigue una secuencia de diferentes velocidades de secado como se muestra en la figura 43.

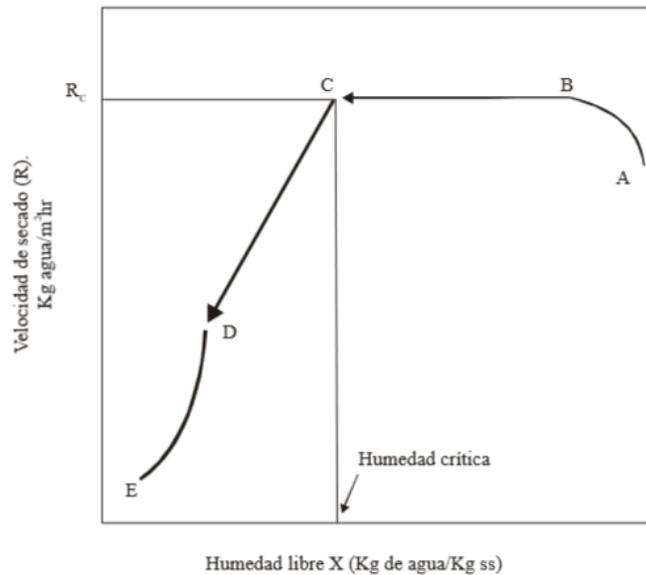


Figura 43. Curva general de secado tomado de: "procesamiento de alimentos". [Grafico], Orrego Alzate 2003.

El tramo AB es una fase transitoria en donde el agua dentro del producto se calienta hasta alcanzar una cierta temperatura deseada. En BC se transcurre el secado a temperatura constante e igual a la temperatura de bulbo húmedo del aire que se use para secar. En la mayoría de los casos existe un punto C de humedad crítica, por debajo de la cual la velocidad del secado se reduce con el tiempo en una (CD) o varias etapas (DE) de velocidad decreciente.

El propósito normal de los cálculos en el secado de un material es el tamaño del secador, las condiciones de temperatura y humedad del aire utilizado y el tiempo necesario para llegar hasta la humedad final requerida.

4.4.5 Determinación experimental de las velocidades de secado

4.4.5.1 Método predictivo para la etapa de secado a velocidad constante

En el caso más simple, cuando solamente hay transferencia de calor de tipo convectivo, toda la energía calorífica se incorpora a la humedad retirada como vapor durante el período de velocidad constante. La temperatura de la

superficie se estabiliza en el mismo valor que la temperatura de bulbo húmedo del aire usado para secar. En estas condiciones se puede usar el siguiente método predictivo:

- para flujo de aire paralelo a la superficie de secado (Ec. 4.26):

$$h_{spl} = 0.0204G^{0.8} \quad (\text{Ec. 4.26})$$

- para flujo de aire perpendicular a la superficie de secado (Ec. 4.27):

$$h_{sp} = 1.17G^{0.37} \quad (4.27)$$

Donde:

- h : Coeficiente convectivo de transferencia de calor.
- G : velocidad de aire de secado x densidad de aire húmedo.

Así, el tiempo de secado del período a velocidad constante es (Ec. 4.28):

$$t_{BC} = \frac{m_{cps} h_{fg} (X_B - X_C)}{A_{cs} h_{sp} (T_a - T_W)} \quad (\text{Ec. 4.28})$$

Donde:

- t_{RC} : Tiempo de secado en el periodo de velocidad constante.
- m_{cps} : Masa de granos secos usados en el ensayo.
- h_{fg} : Calor latente de ebullición del agua.
- $(X_B - X_C)$: diferencia de humedad entre zona de secado constante.
- A_{cs} : Área de la cama de secado.
- h_{sp} : Coeficiente convectivo de transferencia de calor.
- $(T_a - T_W)$: diferencia de temperaturas entre el aire de secado y su temperatura de bulbo húmedo.

La velocidad de secado está dada por (Ec. 4.29):

$$R_c = \frac{h_{sp}}{h_{fg}} (T_a - T_w) \quad (\text{Ec. 4.29})$$

4.4.5.2 Calculo del periodo de secado para etapa de velocidad decreciente

En el caso especial en donde la zona de velocidad decreciente puede representarse por una línea recta trazada desde C, hasta el origen (CE es una línea recta aproximadamente, y E coincide con el origen); por lo tanto, el tiempo de secado se calcula (Ec. 4.30):

$$t_{CD} = \frac{m_{cps} X_c}{A_{cs} R_c} \ln \frac{X_c}{X_{bhf}} \quad (\text{Ec. 4.30})$$

Donde:

- t_{CD} : Tiempo de secado en periodo decreciente.
- m_{cps} : Masa de granos secos usados en el ensayo.
- X_c : humedad critica.
- A_{cs} : Área de la superficie de secado.
- R_c : Velocidad de secado en periodo constante.
- X_{bhf} : Humedad final del producto.

CAPÍTULO V. DISEÑO DEL SISTEMA SECADOR DE GRANOS DE CAFÉ

5.1 Determinación de la carga del equipo

Al tratarse de un equipo secador de granos de café la carga que debe de procesar es la masa de agua contenida en los granos, es decir que se debe de reducir el contenido de humedad de los granos de café recibidos del proceso de

despulpado (café lavado y escurrido) hasta una condición óptima para el almacenamiento o transporte de los granos.

Para establecer la carga del equipo secador fue necesario definir las propiedades físicas de los granos de café en los puntos de interés antes de entrar a la cama de secado (condición de lavado y escurrido) y a la salida de la misma (condición de pergamino seco) para establecer la cantidad neta de humedad a remover por lote, se elaboró un resumen de estas propiedades del café a las condiciones antes mencionadas (tabla 4) para la especie arábica.

Tabla 4. Propiedades físicas del café relacionadas con la cantidad de humedad según el estado en el proceso de transformación.

Propiedad	(grano lavado y escurrido)	(grano pergamino seco)	(Grano trillado, oro)
Densidad aparente	698.20 kg/m ³	385.52 kg/m ³	-
Porcentaje de humedad base húmeda	50.00%	11.00%	11.00%
Masa total del grano	0.41 g	0.22 g	0.19 g

Tomado de la caracterización de algunas propiedades físicas y factores de conversión del café durante el proceso de beneficiado húmedo tradicional, 2008, Cenicafé, los valores son promedios de varias cosechas.

Una vez establecidas las propiedades físicas pertinentes para el secado mecánico del café se determinó la cantidad de agua a remover de los granos de café para llevarlo del estado de lavado y escurrido a pergamino seco, los valores de masa se calcularon para obtener lotes de 30 quintales de café oro (según requerimiento).

Durante el proceso de conversión del café, el quintal es una unidad de peso que depende en que parte del proceso se encuentra, el quintal¹ equivale

¹ 1 qq café oro ≈ 46 kg

aproximadamente a 46 kg por lo cual los 30 quintales de café oro fueron convertidos a su equivalente en kilogramos (Ec. 5.1) y luego con los factores² de conversión se obtuvieron las masas de café para los diferentes estados.

$$m_{co} = \text{numero de quintales} * \text{masa de un quintal} \quad (\text{Ec. 5.1})$$

Donde:

- m_{co} : Masa de café oro.

Por lo que los 30 qq de café oro representan en kilogramos:

$$m_{co} = 1,380.00 \text{ kg}$$

La masa de café pergamino se calculó mediante el uso del factor de conversión (1.25) (Ec. 5.2) multiplicado por la masa de café oro y la masa de café lavado y escurrido se calculó mediante la multiplicación de su factor de conversión (1.93) por el valor de masa en café pergamino seco (Ec. 5.3):

Masa de café pergamino seco:

$$m_{cps} = r_{co-cps} m_{co} \quad (\text{Ec. 5.2})$$

Masa de café lavado y escurrido:

$$m_{cle} = r_{cps-cle} m_{cps} \quad (\text{Ec. 5.3})$$

Donde:

- m_{cps} : masa de café pergamino seco.
- m_{cle} : masa de café lavado y escurrido.
- r_{co-cps} : factor de conversión de café oro a café pergamino seco.
- $r_{cps-cle}$: factor de conversión de café pergamino seco a café lavado y escurrido.

Por lo que para el cálculo de la masa de café pergamino seco y la masa de café lavado y escurrido se obtuvo respectivamente:

$$^2 \frac{\text{cafe pergamino seco}}{\text{cafe oro}} = 1.25 \frac{\text{cafe lavado y escurrido}}{\text{cafe pergamino seco}} = 1.93$$

$$m_{cps} = 1,725.00 \text{ kg}$$

$$m_{cle} = 3,329.25 \text{ kg}$$

Los valores de conversión de masa de café se obtuvieron de: *Caracterización de algunas propiedades físicas y factores de conversión del café durante el proceso de beneficiado húmedo tradicional, CENICAFÉ, 2008.*

Para conocer la masa de agua contenida en cada etapa del secado se retomó la ecuación 4.22 del apartado: *Contenido de humedad de un alimento (Cap. IV)* que relaciona la cantidad de masa de agua con la masa del café y su porcentaje de humedad, por lo que para las cantidades de masa de agua para la condición de café lavado y escurrido y café pergamino seco se tiene respectivamente:

$$m_{agua,cle} = m_{cle}X_{bhi}$$

$$m_{agua,cps} = m_{cps}X_{bhf}$$

Donde:

- $m_{agua,cle}$: Masa de agua en la etapa de café lavado y escurrido.
- $m_{agua,cps}$: Masa de agua en la etapa de café pergamino seco.
- X_{bhi} : Porcentaje inicial de humedad de los granos en base húmeda (50%).
- X_{bhf} : Porcentaje final de humedad de los granos en base húmeda (11%).

Al sustituir m_{cle} y m_{cps} que anteriormente fueron definidos, se tiene para las masas de agua en las condiciones descritas:

$$m_{agua,cle} = 1,664.63 \text{ kg}$$

$$m_{agua,cps} = 189.75 \text{ kg}$$

Los resultados de las cantidades de masa de agua y masa de café para los estados de interés se resumen en la tabla 5.

Tabla 5. Masa total de café y humedad en los estados lavado y escurrido, pergamino seco y oro, equipo secador de granos de café para obtener 30 quintales de café oro. Fuente: Grupo Investigador.

Propiedad	(grano lavado y escurrido)	(Grano pergamino seco)	(Grano trillado, oro)
Masa total de café	3,329.25 kg	1,725.00 kg	1,380.00 kg
Masa de agua (humedad)	1,664.63 kg	189.75 kg	151.80 kg

Por lo tanto, la carga del equipo secador de granos de café es la masa de humedad en el estado de grano lavado y escurrido menos la masa de humedad de grano pergamino seco. Para lo cual se tiene (Ec. 5.4):

$$m_w = m_{agua,cle} - m_{agua,cps} \quad (Ec. 5.4)$$

Donde:

- m_w : Carga del equipo o total de masa de agua a retirar del lote de secado.

Por lo tanto:

$$m_w = 1,474.88 \text{ kg}$$

El total de masa de agua que el equipo secador debe retirar en cada lote de 30 qq de café es de 1,474.88 kg.

5.2 Selección de las dimensiones básicas de la cama secado

Las dimensiones de la cama de secado fueron obtenidas a partir de información recopilada por La Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO por sus siglas en inglés) para el secado de

alimentos en secadores de lecho fijo, dicha organización clasifica los secadores por un número correlativo que va desde 1 hasta el 6, siendo el primero el que tiene una mayor área de secado y el último una menor.

A continuación, se muestran las tablas 6 y 7 que la FAO ha elaborado como recomendaciones en la construcción de camas de secado de lecho fijo.

Tabla 6. Dimensiones del secador de lecho fijo. Recomendaciones de la FAO.

Tamaño de la cama de secado	dimensiones		área de la chapa perforada (m ²)	capacidad máxima de la cama de secado (m ³)
	Largo (m)	Ancho (m)		
1	6.0	4.0	24.0	16.8
2	5.0	4.0	20.0	14.0
3	6.0	3.0	18.0	12.6
4	5.0**	3.0	15.0	10.5
5	4.0	3.0	12.0	8.4
6	4.0**	2.5	10.0	7.0

Tomada de “Manual de Manejo pos cosecha de granos a nivel rural”, Deposito de documentos la FAO.

** Tamaño de la cama de secado para el cual es necesario cortar la chapa perforada de 2x1 m.

Tabla 7. Capacidad máxima por lote, dependiendo del producto a secar y del tamaño de la cama de secado.

Producto	Espesor (m)	Tamaño de la cama de secado-capacidad máxima por lote (kg)					
		1	2	3	4	5	6
Maíz							
desgranado	0.5	9,000	7,500	6,750	5,625	4,500	3,750
750 kg/m³							
café cereza	0.5	7,200	6,000	5,400	4,500	5,625	300
600 kg/m³							
Producto	Espesor (m)	Tamaño de la cama de secado-capacidad máxima por lote (kg)					
arroz con							
casaca 600	0.4	5,760	4,800	4,320	3,600	4,500	2,400
kg/m³							
frijol	0.5	9,000	7,500	6,750	5,625	3,600	3,750
750 kg/m³							
sorgo	0.5	9,000	7,500	6,750	5,625	4,500	3,750
750 kg/m³							

Tomadas de "Manual de Manejo pos cosecha de granos a nivel rural", Deposito de documentos la FAO.

A partir de los datos presentados en las tablas 6 y 7, se concluye que la cama de secado seleccionada será un tipo 4, con un área de secado de 15 m² y una capacidad de 4,500 kg (para una capa de café de 0.5 m); la masa de café que se determinó para nuestro diseño es de 3,329.25 kg de café lavado y

escurrido, la capa de café en la cama de secado se tomó de 0.35 m (apartado: *Secado mecánico del café, capítulo II del presente documento*).

5.3 Determinación del caudal de aire ideal para el secado de los granos de café

Fue necesario establecer una velocidad aproximada con la que el flujo de aire de secado choca con los granos de café, debido a que las teorías de transferencia de calor y masa por convección forzada dependen de éste parámetro, específicamente para determinar los coeficientes de película y de difusión de masa, por lo cual se analizó el secador de granos de café para las condiciones más ideales, con la finalidad de poseer un parámetro de comparación de flujo mínimo para evitar condensación de agua dentro del secador.

Para efectuar el análisis de flujo mínimo para el secado (condiciones ideales) se establecieron las siguientes consideraciones:

- Pérdidas de calor por convección y radiación despreciables en los alrededores de la cama de secado.
- El aire de secado sale del equipo en las condiciones límite, es decir se obtiene aire saturado (100% HR).
- Se asume que el flujo con que es removida la humedad de la masa de café es constante durante todo el secado (lo cual no es cierto según la curva de secado presentada en el apartado: *Cálculos de secado, cap. IV*).
- Se asume que el tiempo para secar un lote en el que se obtendrían 30 qq de café oro es de 48 horas (operación continua del sistema secador).
- la extracción de la humedad de los granos de café es únicamente por evaporación (proceso de saturación adiabática), es decir que todo el

proceso de secado se comporta en la zona de velocidad constante de la curva de secado (apartado: *Cálculos de secado, cap. IV*).

Para determinar la rapidez con que se debe de evacuar la masa total de agua en el lote a secar en el tiempo establecido de 48 horas se utilizó la ecuación (Ec. 5.5).

$$\dot{m}_w = \frac{m_w}{\Delta t} \quad (\text{Ec. 5.5})$$

Donde:

- \dot{m}_w : Flujo de humedad o rapidez con que evacua la humedad del lote de secado.
- m_w : Carga del equipo o total de masa de agua a retirar del lote de secado tiene un valor de 1,474.88 kg.
- Δt : Tiempo de secado con un valor de 48 horas (asumido).

Por lo que:

$$\dot{m}_w = 30.73 \text{ kg/h}$$

La rapidez con la que se evacua la humedad en el tiempo establecido de 48 horas es de 30.73 kg/h.

Se consideró a la cama de secado como un sistema termodinámico (figura 44), se le aplicó un balance de conservación de masa y se asume que es un proceso de estado estable.



Figura 44. Sistema termodinámico para la cama de secado de granos de café de lecho fijo, el punto 1 representa el estado de entrada y el punto 2 representa el estado del aire a la salida del secador (2017). [Figura]. Fuente: Grupo investigador.

Las ecuaciones resultantes al aplicar el principio de la conservación de la masa se presentan en la ecuación 5.6 de forma simplificada.

$$\dot{m}_{ai} = \frac{\dot{m}_w}{\omega_2 - \omega_1} \quad (\text{Ec. 5.6})$$

Donde:

- \dot{m}_{ai} : Flujo de aire ideal de secado.
- \dot{m}_w : Flujo de humedad, anteriormente definido en 30.73 kg/h .
- $\omega_2 - \omega_1$: Diferencia de humedad absoluta entre la salida y entrada de la cama de secado, con valores 23.12 g/kg y 13.92 g/kg respectivamente (valores resumidos en la tabla 8).

Para el proceso de cálculo fue necesario determinar las propiedades termodinámicas del aire a la entrada y salida de la cama de secado así como para las condiciones ambientales de la localidad, Se recurrió al uso de la carta psicométrica así como del software HDPsyChart 7.9.8 (versión gratuita) para determinar las propiedades del aire (Anexo A2), en la carta psicométrica, el proceso desde la condición ambiente hasta la entrada del secador es un proceso

de adición de calor sensible (humedad absoluta constante) y que el proceso de que le ocurre a la corriente del aire durante su paso por el secador es un proceso de saturación adiabática (entalpía constante). Estos datos se presentan en forma de resumen en la tabla 8.

Tabla 8. Propiedades termodinámicas del aire ambiente de la localidad y del aire a la entrada y salida de la cama de secado. Fuente: Grupo investigador.

Propiedad	Aire Ambiente	Aire a la entrada cama de secado	Aire a la Salida cama de secado
Temperatura de bulbo seco T_{bs}	24.00°C	50.00°C	27.23°C
Temperatura de bulbo húmedo T_{bh}	20.62°C	27.48°C	27.23°C
Entalpía h	59.55kJ/kg	86.35kJ/kg	86.35 kJ/kg
Propiedad	Aire Ambiente	Aire a la entrada cama de secado	Aire a la Salida cama de secado
Humedad absoluta ω	13.92 g/kg	13.92 g/kg	23.12 g/kg
Humedad relativa %HR	74.00%	17.87%	100.00%
Volumen específico ν	0.86 m ³ /kg	0.936 m ³ /kg	0.882 m ³ /kg

Propiedades determinadas por software HDPsyChart 7.9.8 versión gratuita.

Al retomar la Ec. 5.6 de flujo de aire ideal de secado y sustituir sus valores anteriormente descritos se tiene:

$$\dot{m}_{ai} = 3,340.22 \frac{kg}{h} \text{ ó } 0.93 \frac{kg}{s}$$

El flujo másico de aire ideal para evitar la posible condensación dentro de la cama de secado es de 3,340.22 kg/h o 0.93 kg/s.

Para el cálculo del caudal de aire ideal necesario para el secado de los granos del café se utilizó la ecuación 5.7.

$$\dot{V}_{ai} = \dot{m}_{ai}v_{ae} \quad (Ec. 5.7)$$

Donde:

- \dot{V}_{ai} : Caudal de aire ideal para el secado de granos de café.
- \dot{m}_{ai} : Flujo másico de aire ideal de secado 3,340.22 kg/h.
- v_{ae} : Volumen específico para la condición de entrada 50°C, 0.936 m³/kg se obtiene de la tabla 8.

Por lo tanto, el caudal de aire ideal para el secado es:

$$\dot{V}_{ai} = 0.87 \frac{m^3}{s}$$

5.4 Calculo del caudal de aire de secado según método de CENICAFE

Para el cálculo del caudal real de aire que se requiere para efectuar el secado de los granos de café, se recurrió a utilizar una ecuación que fue probada mediante experimentación en laboratorio, mencionada en la *investigación desarrollada por C. A. González Salazar, J. R. Sanz Uribe, C. E. Oliveros Tascón; Cenicafé, 2010 con título: Control de caudal y temperatura de aire en el secado mecánico de café*; dicha ecuación se presenta a continuación:

$$\dot{V}_{ar} = qm_{cps} \quad (Ec. 5.8)$$

Donde:

- \dot{V}_{ar} : Caudal de aire real para el secado de granos de café.
- q : Caudal específico óptimo y tiene un valor de 0.1 m³/min * kg_{cps}.

- m_{cps} : Masa de café pergamino seco (1,725.00 kg_{cps}) valor resumido en tabla 5.

Se sustituyen las variables mencionadas en la ecuación 5.8:

$$\dot{V}_{ar} = 172.5 \text{ m}^3/\text{min} = 10,350.00 \text{ m}^3/\text{h}$$

Por lo que el caudal de aire real para el secado de granos de café es de $172.5 \text{ m}^3/\text{min} = 10,350.00 \text{ m}^3/\text{h}$.

Se determinó el flujo másico de aire real correspondiente al caudal de aire real de secado calculado en el paso anterior por lo que se planteó la ecuación 5.9:

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\dot{V}_a}{v_a} \quad (\text{Ec. 5.9})$$

Donde:

- \dot{m}_{ar} : Flujo de aire real de secado.
- v_a : Volumen específico del aire a una temperatura de 50°C (0.936 m^3/kg), resumido en la tabla 8.
- \dot{V}_{ar} : Caudal de aire para el secado de granos de café, $172.5 \text{ m}^3/\text{min}$

Por lo tanto:

$$\dot{m}_{ar} = 184.29 \text{ kg}/\text{min} \text{ o } 3.07 \text{ kg}/\text{s}$$

El flujo de aire real necesario para el secado de 30 qq de café según el método propuesto por Cenicafé, basado en las investigaciones desarrolladas es de 3.07 kg/s. Al comparar los valores del flujo másico de aire real (3.07 kg/s) y el ideal (0.93 kg/s) se aprecia un aumento significativo en el valor real, la investigación realizada por Cenicafé presenta condiciones muy parecidas de operación y diseño a las presentadas aquí por lo que existe mayor grado de correlación en el valor real del flujo másico de aire de secado, mientras que el

valor ideal del flujo másico de aire conllevo a hacer asunciones que no estarían en condiciones normales de operación.

5.5 Análisis de transferencia de calor y masa para el secado mecánico (tiempo de secado)

El análisis de transferencia de calor y masa se efectuó para estimar los tiempos de secado más significativos correspondientes a las 2 etapas que se aprecian en la curva de secado (Secado a velocidad constante BC y secado a velocidad decreciente CD, figura 43) (*procesamiento de alimentos*", Orrego Alzate 2003), el tramo AB y DE fue despreciado ya que es un tiempo corto comparado con los tramos analizados; el caudal de aire es el correspondiente al método de CENICAFÉ.

5.5.1 Calculo del tiempo estimado de secado para el tramo a velocidad constante (tramo BC)

Para el cálculo se retomaron 2 ecuaciones que se encuentran en el apartado: *Método predictivo para la etapa de secado a velocidad constante, cap. IV*, las cuales son:

- Coeficiente convectivo de transferencia de calor para flujo de aire perpendicular a la superficie de secado:

$$h_{sp} = 1.17G^{0.37} \quad (\text{Ec. 4.27})$$

- Tiempo de secado del período a velocidad constante:

$$t_{BC} = \frac{m_{cps}h_{fg}(X_B - X_C)}{A_{cs}h_{sp}(T_a - T_W)} \quad (\text{Ec. 4.28})$$

Los valores obtenidos para cada variable a sustituir en las ecuaciones antes dichas se resumen a continuación:

- m_{cps} : Masa de granos en café pergamino seco 1,725 kg (Tabla 5).
- h_{fg} : Calor latente de ebullición del agua a 27.48 °C. $2,435.79 \times 10^3$ J/kg, temperatura de bulbo húmedo correspondiente a una temperatura de aire de secado de 50°C (tomado de: Apéndice 1, tabla A-4, Termodinámica Yunus A. Cengel, séptima edición, (Anexo A3)).
- $(X_B - X_C)$: Diferencia de humedad entre zona de secado constante, el valor de X_B es el porcentaje de humedad con el cual el grano entra a la cámara de secado y el valor de la variable X_C representa el valor de humedad crítico (19% tomado de una prueba de secado de café en deshidratador) el cual es el punto de inflexión en el que el valor de humedad en el grano se ve reducida en valores porcentuales mínimos en comparación del periodo constante en la curva de secado.
- A_{cs} : Área de la cama de secado (dimensiones en cama de secado: 5x3 m, 15 m^2).
- h_{sp} : Coeficiente convectivo de transferencia de calor para la condición del flujo de aire perpendicular a la superficie de secado.

$$h_{sp} = 1.17G^{0.37} \quad (\text{Ec. 4.27})$$

Para lo cual el valor de G representa la velocidad del aire de secado que atraviesa cada agujero de la placa perforada multiplicado por la densidad del aire húmedo a una temperatura de 27.48°C.

$$G = \text{velocidad aire de secado} \times \text{densidad aire humedo} = C_{as} \times \rho_{ah} \quad (\text{Ec. 5.10})$$

Donde:

Velocidad de aire de secado

- Número aproximado de agujeros en área de secado (asumiendo que el 10% del área total de secado esta perforada):

$$n_{\text{agujeros}} = \frac{A_{\text{perforada}}}{A_{\text{agujero}}} \quad (\text{Ec. 5.11})$$

$$n_{\text{agujeros}} = 53,051.64 \approx 53,052$$

- Caudal de aire de secado por cada agujero.

($v_{\text{as a } 50^{\circ}\text{C}} = 0.936 \text{ m}^3/\text{kg}$, volumen específico obtenido de software HDPsyChart 7.9.8 versión gratuita):

$$\dot{V}_{\text{agujero}} = \frac{\dot{m}_{\text{ar}} * v_{\text{as a } 50^{\circ}\text{C}}}{n_{\text{agujeros}}} \quad (\text{Ec. 5.12})$$

$$\dot{V}_{\text{agujero}} = 5.416 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

Por lo tanto, la velocidad de aire de secado es:

$$\dot{V}_{\text{agujero}} = A_{\text{agujero}} * C_{\text{as}} \quad (\text{Ec. 5.13})$$

$$C_{\text{as}} = 1.915 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ o } 6,894 \text{ m/h}$$

Densidad de aire de secado

$\rho_{\text{ah}} = 1.068 \text{ kg/m}^3$ Para una temperatura de 27.48°C (obtenido de software HDPsyChart 7.9.8 versión gratuita)

Por lo que para Ec. 5.10 se tiene:

$$G = \text{velocidad de aire de secado} \times \text{densidad de aire humedo} = C_{\text{as}} \times \rho_{\text{ah}}$$

$$G = 7,362.79 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 * \text{h}}$$

Para lo cual el coeficiente convectivo de transferencia de calor para el flujo de aire perpendicular a la superficie de secado Ec. 4.27 es:

$$h_{\text{sp}} = 1.17G^{0.37}$$

$$h_{sp} = 31.55 \frac{W}{m^2K}$$

- $(T_a - T_w)$: Diferencia de temperaturas entre el aire de secado ($50^\circ C$) y su temperatura de bulbo húmedo ($27.48^\circ C$), ($50^\circ C - 27.48^\circ C = 22.52^\circ C$).

El tiempo de secado en el periodo constante Ec. 4.28 es:

$$t_{BC} = \frac{m_{cps} h_{fg} (X_B - X_C)}{A_{cs} h_{sp} (T_a - T_w)}$$

$$t_{BC} = 122,217 \text{ s} = 33.95 \text{ h}$$

5.5.2 Cálculo del tiempo estimado de secado a velocidad decreciente (tramo CD)

El tiempo estimado de secado para la etapa a velocidad de secado decreciente se calcula mediante dos ecuaciones presentes en el apartado: *Calculo del periodo de secado para etapa de velocidad decreciente, capítulo IV.*

$$t_{CD} = \frac{m_{cps} X_c}{A_{cs} R_c} \ln \frac{X_c}{X_{bhf}} \quad (\text{Ec. 4.30})$$

Dónde:

- X_{bhf} : Porcentaje de Humedad final base humedad en el grano (11 %).
- R_c : Velocidad de evaporación en el secado para el periodo de velocidad constante BC, valor representado por la ecuación 29:

$$R_c = \frac{h_{sp}}{h_{fg}} (T_a - T_w)$$

Al sustituir los valores de h_{sp} , h_{fg} y $(T_a - T_w)$ anteriormente definidos se tiene:

$$R_c = 2.916 \times 10^{-4} \frac{kg}{m^2 * s}$$

Al sustituir el valor de cada una de las variables en la ecuación 30, da como resultado para el tiempo de secado en la etapa decreciente:

$$t_{CD} = \frac{m_{cps} X_c}{A_{cs} R_c} \ln \frac{X_c}{X_{bhf}}$$

$$t_{CD} = 40,953.29 \text{ s} = 11.37 \text{ h}$$

Por lo que el tiempo total aproximado de secado es:

$$t_{TS} = t_{BC} + t_{CD} \quad (\text{Ec. 5.14})$$

$$t_{TS} = 45.32 \text{ horas}$$

El tiempo total de secado es 45.32 horas; valor que podría tener una ligera variación de mayor o menor tiempo en función de las pérdidas de temperatura en todo el sistema o los niveles de calentamiento del aire dentro del intercambiador de calor influenciados directamente por la temperatura ambiente, así como los porcentajes de humedad con los que ingresan los granos al secador (X_B). Este valor total estimado de tiempo de secado es para una operación continua del sistema secador y no contempla paros por jornadas laborales.

5.6 Diseño de la cama de secado

5.6.1 Diseño estructural de cama de secado

El diseño estructural es un proceso iterativo en el cual se debe seleccionar la geometría, espesor y material que garantice el funcionamiento seguro y a la vez óptimo del diseño, por lo cual para diseñar la cama de secado se recurrió al uso de un software CAD libre, para facilitar el proceso y a su vez minimizar la incertidumbre de la operación segura de la cama de secado.

El análisis que se efectuó por medio del software es por elementos finitos que consiste en dividir todo el modelo en partes finitas a las cuales se les aplican ecuaciones de resistencia de materiales, al conjunto de elementos finitos se le conoce como malla y para este caso en particular se utilizó el mallado basado en curvatura.

El material base que se decidió utilizar es acero A-36 en perfil estructural de 1"x1" chapa 14, también se utilizó ángulo estructural de 1"x1" chapa 14 galvanizado ya que el equipo se ubicará en zona rural y a la intemperie, mediante un proceso iterativo se seleccionó una geometría que permite la operación segura con el uso del material (figura 45), para más detalles refiérase a los planos constructivos (Anexo A11).

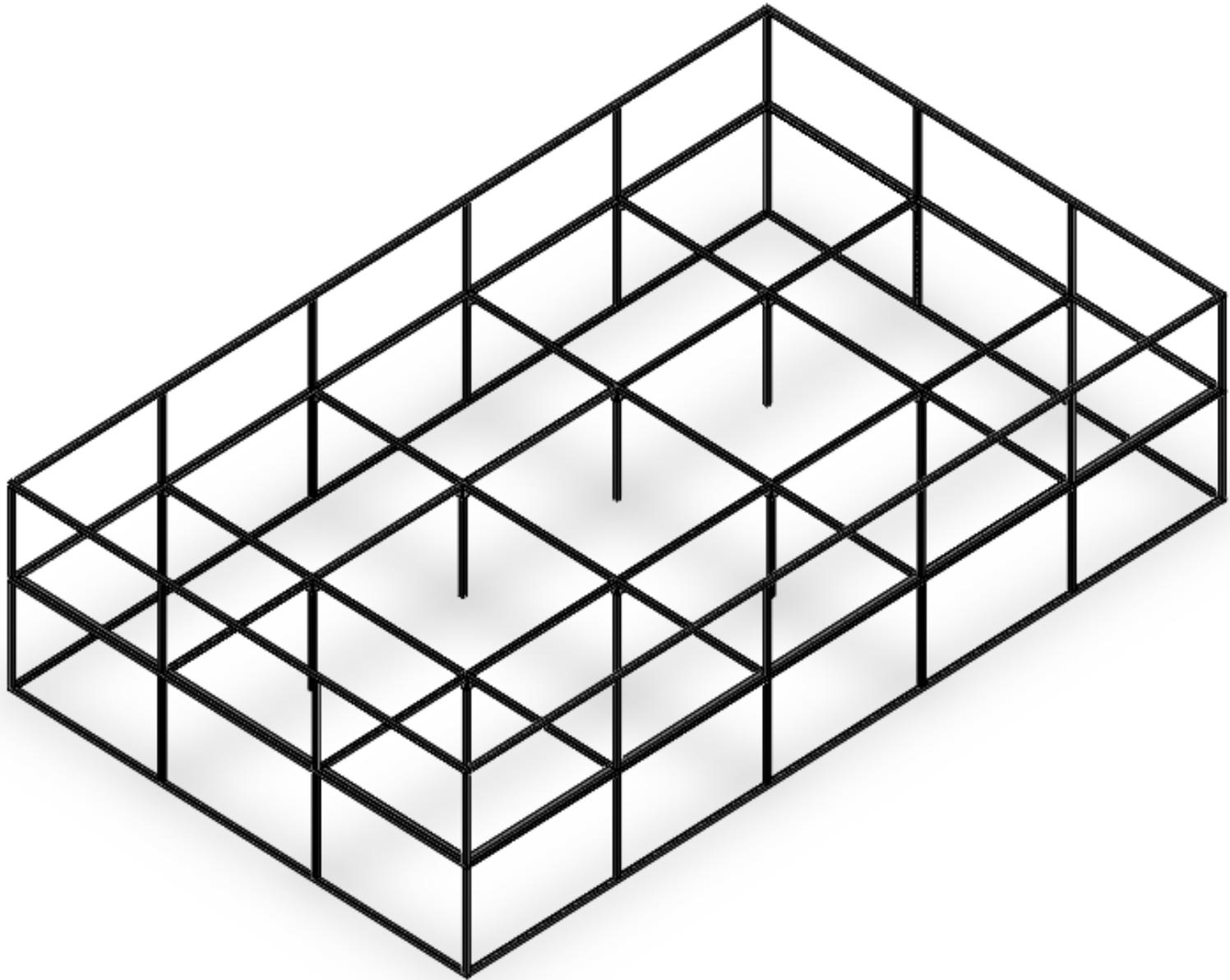


Figura 45. Esquema de la estructura general de la cama de secado (2017). [Figura]. Fuente: Grupo investigador.

Las siguientes asunciones se hicieron para determinar una configuración geométrica de la estructura de la cama de secado para efectuar el análisis:

- La capa de café que descansa sobre la cama de secado se comporta como una masa uniformemente distribuida (figura 46).
- La capa de café se comporta como una carga estática.
- La carga estática máxima a la que será sometida la estructura de la cama de secado corresponde al café en su estado inicial (lavado y escurrido).
- La carga estática mínima a la que será sometida la estructura de la cama de secado corresponde al café en estado pergamino seco (humedad 11%).
- La estructura de la cama de secado está sometida a carga térmica debido a la corriente de aire de secado, se asume que toda la estructura incrementa su temperatura a la temperatura de secado (50°C).
- La estructura de la cama de secado tiene libertad de dilatación térmica en los tres ejes cartesianos ya que únicamente está apoyada sobre el suelo.
- Las uniones entre perfiles se consideran como uniones rígidas (soldadura a tope y esmerilada) de tal manera que no exista un cordón visible.
- Se diseñó en base a un factor de seguridad mínimo de 1.25.

Los resultados del análisis se resumen en tres aspectos, Esfuerzos resultantes (Von Mises), deformaciones totales (resultante de los 3 ejes cartesianos) y factor de seguridad.

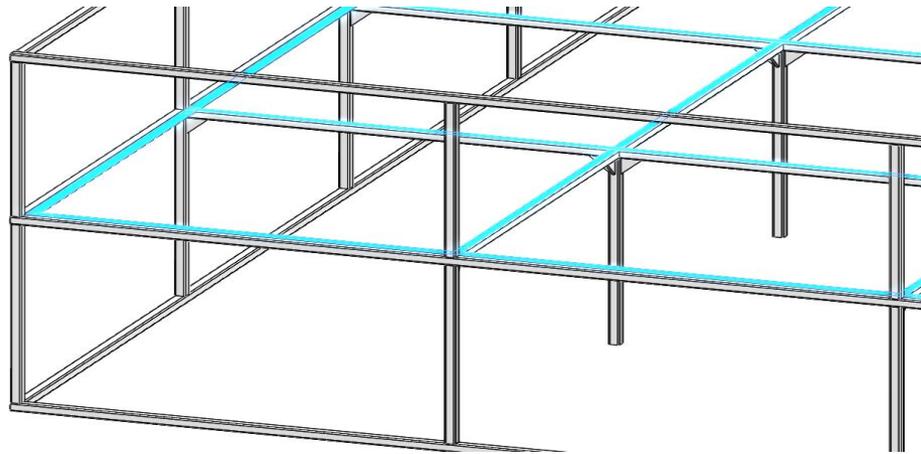


Figura 46. Distribución uniforme de la carga de café sobre la cama de secado, se observa que la carga se distribuye en una de las caras de los perfiles estructurales (2017). [Figura]. Fuente: grupo investigador.

- **Análisis estático: Esfuerzos resultantes-Tensión de Von Mises.**

El criterio de máxima tensión de Von Mises se basa en la teoría de von Mises-Hencky, también conocida como la teoría de la energía de cortadura o teoría de la energía de distorsión máxima, la teoría expone que un material dúctil comienza

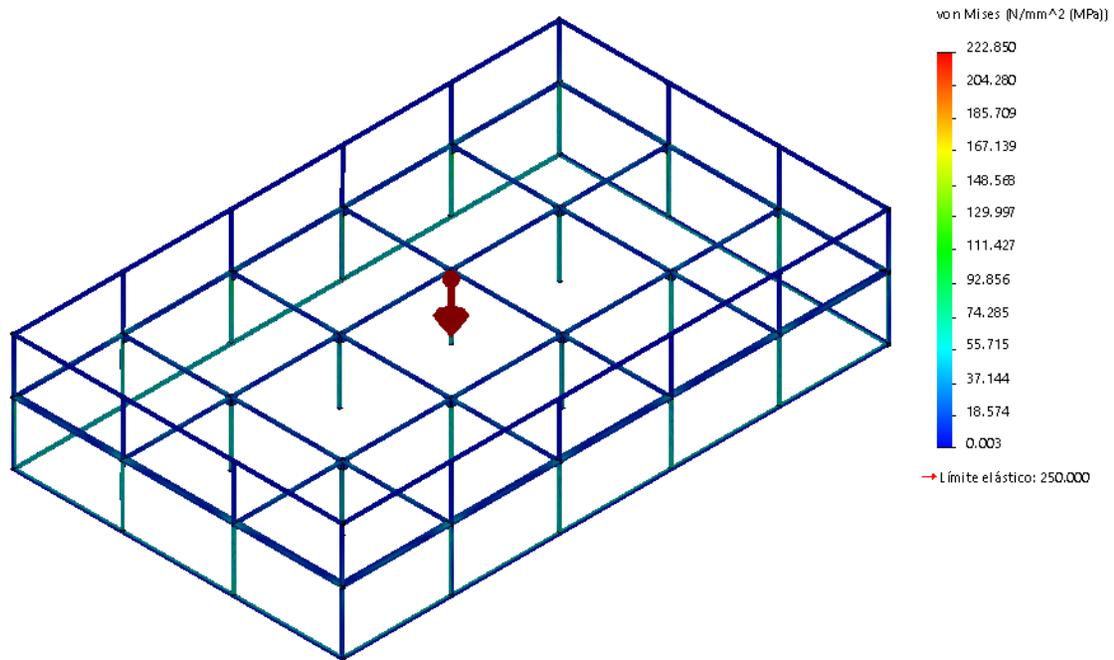


Figura 47. Análisis estático: tensión de Von Mises (2017). [Figura]. Fuente: Grupo investigador.

a ceder en una ubicación cuando la tensión de Von Mises es igual al límite de la tensión. En la mayoría de los casos, el límite elástico se utiliza como el límite de tensión, para la simulación se puede observar que el material no falla, ya que el límite elástico para el acero A-36 es de 250 MPa y la tensión de Von Mises es aproximadamente 148.568 MPa (figuras 47 y 48).

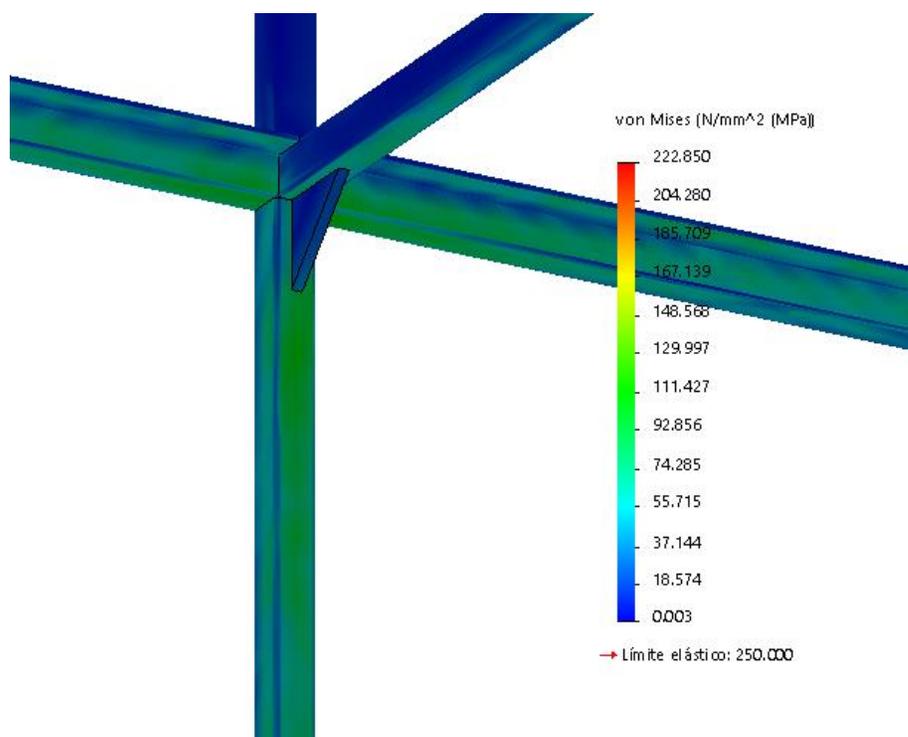


Figura 48. Detalle de zona con mayor tensión sin presentar límite elástico (2017). [Figura]. Fuente: Grupo investigador.

- **Análisis estático: deformaciones totales**

La simulación en el análisis estático de deformaciones totales, muestra los puntos en los que la estructura percibe deformaciones, mostrado este valor por una escala de colores con medidas en milímetros de dicha deformación. Para la estructura de la cama de secado las deformaciones resultantes máximas son de 1.228 mm (figuras 49 y 50), valor despreciable que es confirmado con los resultados que concuerdan con el trazado del factor de seguridad.

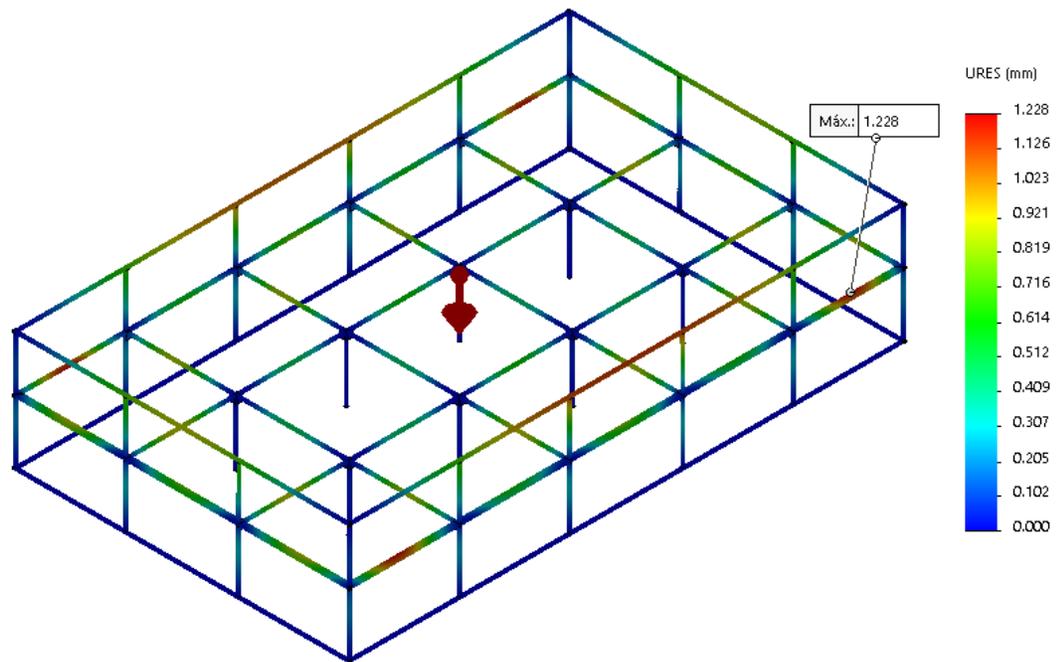


Figura 49. Análisis estático: deformaciones totales (2017). [Figura]. Fuente: Grupo investigador.

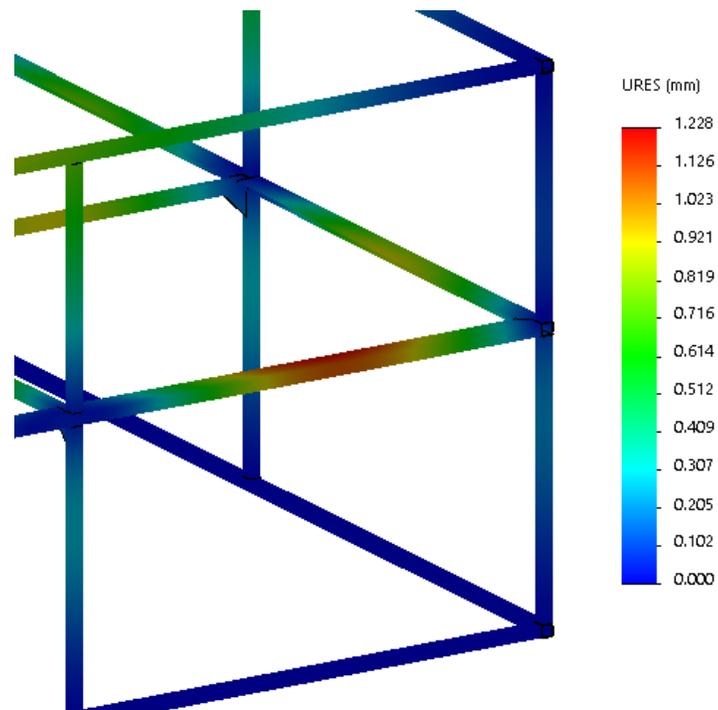


Figura 50. Detalle de zona con la mayor deformación (2017). [Figura]. Fuente: Grupo investigador.

- **Análisis estático: factor de seguridad**

El factor de seguridad se evalúa en cada elemento de la malla, según el criterio de Von Mises. La interpretación del factor de seguridad señala que un valor inferior a 1 el material falla en esa ubicación, un factor de seguridad de 1 significa que el material en esa ubicación está en el límite de fallar y un factor de seguridad superior a 1 en una ubicación significa que el material opera en condiciones seguras. Para el análisis desarrollado en la estructura de la cama de secado el factor de seguridad corresponde a 1.5 (figuras 51 y 52).

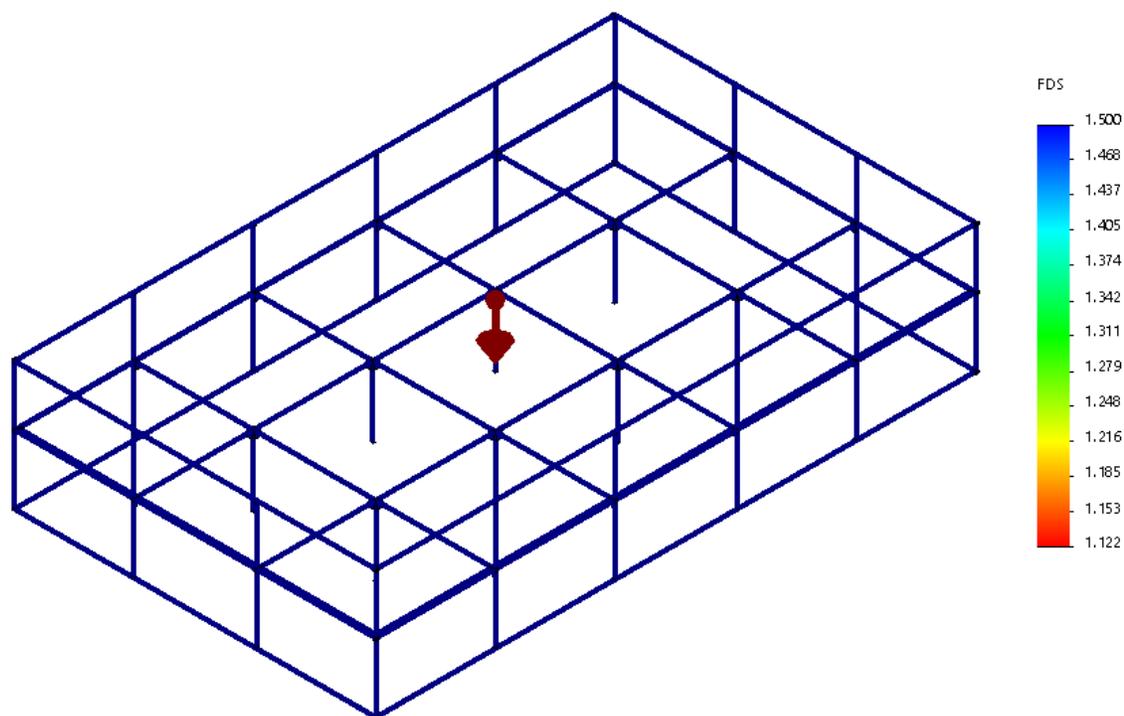


Figura 51. Análisis estático: factor de seguridad (2017). [Figura] Fuente: Grupo investigador

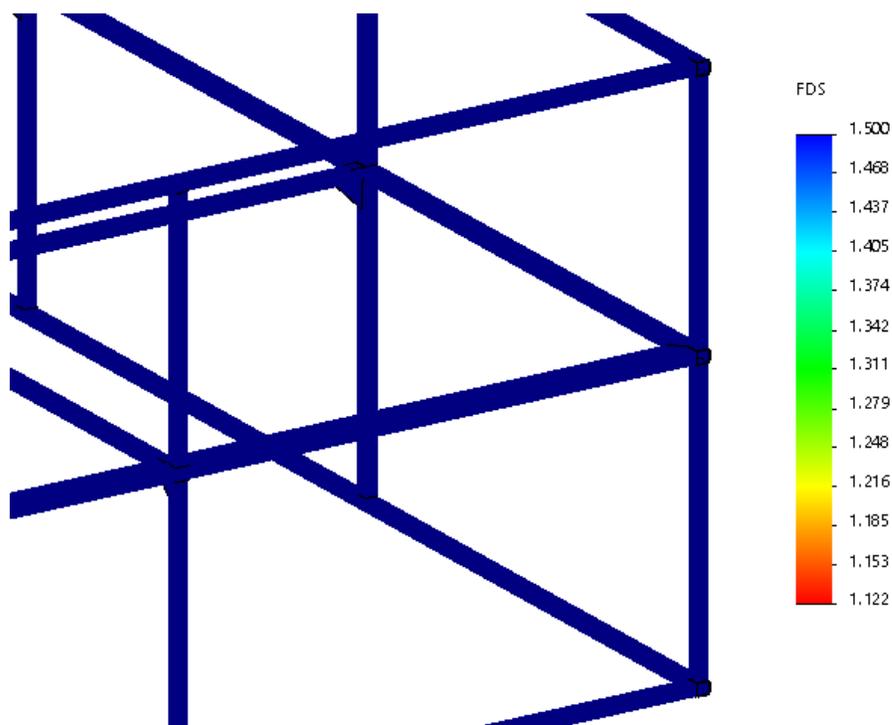


Figura 52. Detalle de zonas que muestran cero fallas en la estructura (2017). [Figura].
Fuente: Grupo investigador.

5.6.2 Diseño de accesos para la cama de secado

En el apartado anterior se determinó la configuración de perfiles estructurales para que la cama de secado opere de forma segura respecto al peso de la carga, sin embargo, el operario debe de tener acceso al plenum (espacio donde se distribuye el aire de secado) del equipo para efectuar tareas de limpieza, así como necesita de un dispositivo para descargar el café después de ser secado para su almacenaje o transporte, a continuación, se muestra el diseño de estos elementos para suplir las necesidades descritas.

- **Compuertas de acceso a plenum**

Es conveniente que el operario tenga acceso al espacio por donde es distribuido el aire de secado para realizar en su mayor parte operaciones de

limpieza por acumulación de cascarilla de café, en la figura 53 se muestra la forma y los componentes de la compuerta de acceso, se colocaron 4 compuertas para asegurar el acceso a todo el espacio.

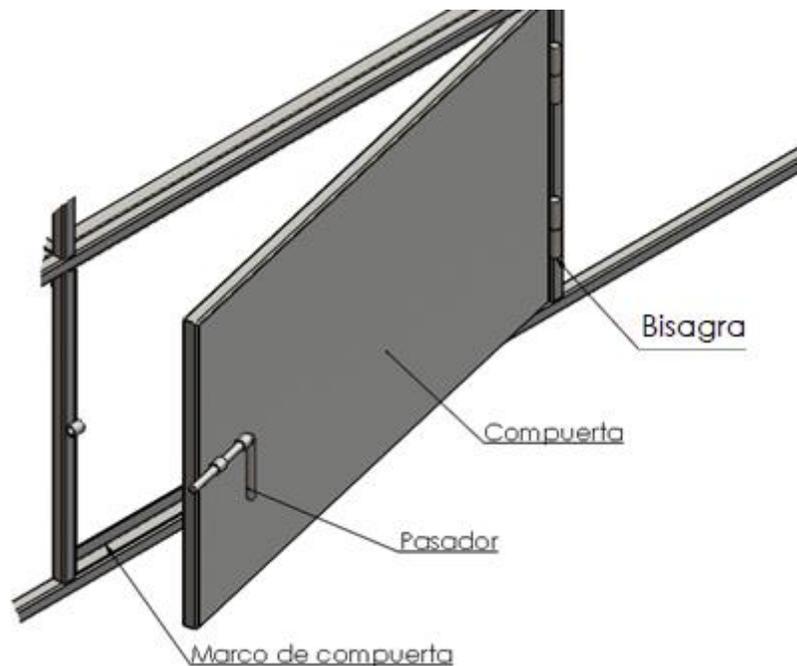


Figura 53. Elementos de compuerta de acceso a plenum de cama de secado (2017). [Figura]. Fuente grupo investigador.

- **Compuertas para descargar el café**

Se diseñó una compuerta que sea de fácil acceso, así como de fácil uso, es decir, que requiera del mínimo esfuerzo del operario, el tamaño de la bandeja de descarga se adecuó para el facilitar el llenado de sacos. Se dispusieron 7 compuertas de descarga distribuidas por las paredes laterales de la cama de secado de tal manera que el café pueda ser retirado más rápido por varios operarios, en la figura 54 se muestran los componentes de la compuerta de

descarga, así como su funcionamiento, para ver detalles de medidas refiérase a los planos constructivos (Anexo A11).

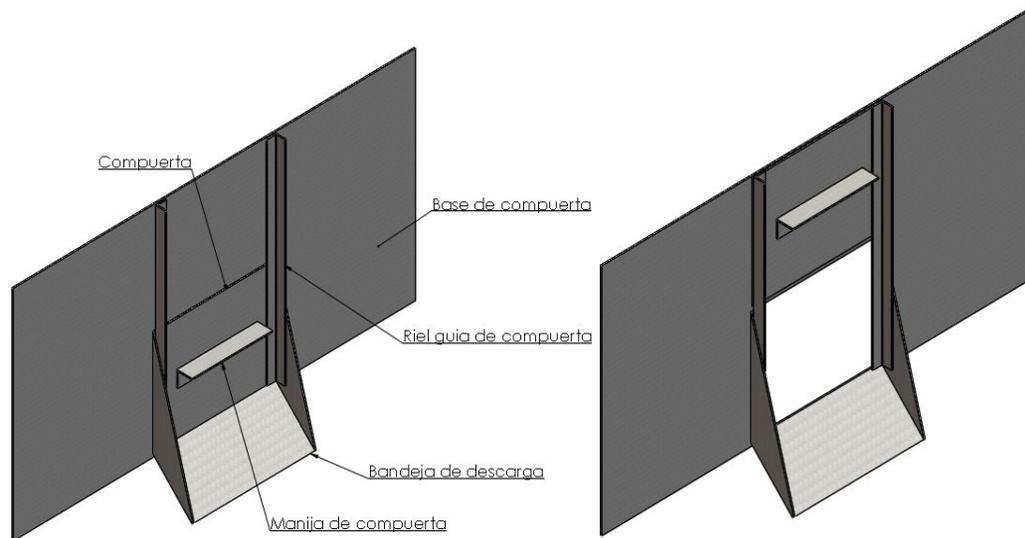


Figura 54. Elementos de compuerta de descarga de café seco, a la izquierda la compuerta cerrada y a la derecha la compuerta abierta (2017). [Figura]. Fuente grupo investigador.

En la figura 55 se muestra la distribución de las compuertas instaladas sobre la cama de secado.

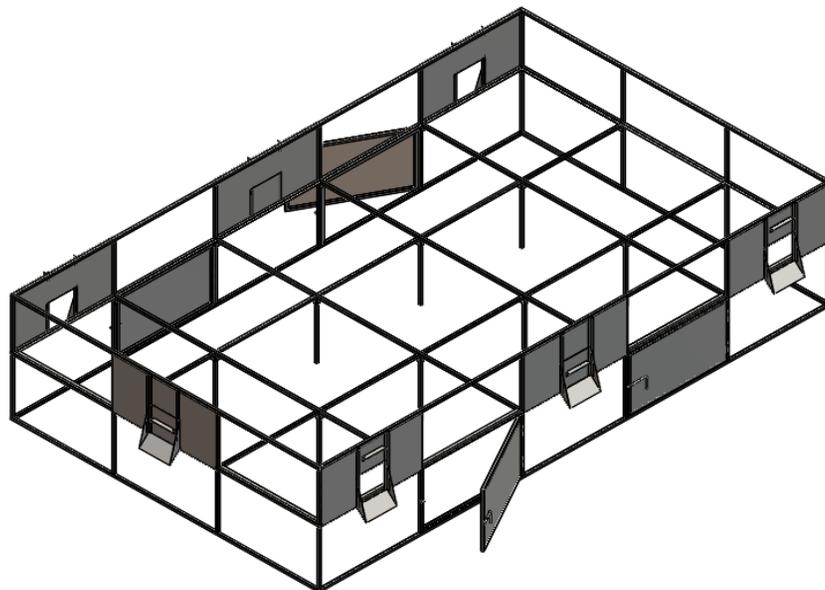


Figura 55. Distribución de compuertas para la operación de la cama de secado (2017). [Figura]. Fuente grupo investigador.

5.7 Análisis para selección de lámina periférica y lámina perforada de la cama de secado

En la literatura sobre diseño estructural existen teorías que describen el comportamiento de placas rectangulares sometidas a carga distribuida sobre estas las cuales dependen de las condiciones de sujeción de la placa sin embargo, no existe teoría para el caso particular de la lámina perforada utilizada para la cama de secado ya que los concentradores de esfuerzos que representan los agujeros no son considerados, es por ello que se recurrió a determinar el espesor adecuado mediante el análisis de elementos finitos con software, se tomaron en cuenta los siguientes criterios para el análisis.

- La masa de café a secar se comporta como una carga uniformemente distribuida.
- La masa de café se comporta como carga estática debido a que la variación del peso por la remoción de humedad es relativamente lenta.
- La carga estática máxima a la que se somete la lámina perforada corresponde al estado inicial de la masa de café (lavado y escurrido).
- Se seleccionó una porción de 1mx1m correspondiente de la lámina perforada de la cama de secado a la cual se le aplicó la condición de empotramiento en sus caras periféricas (flechas rosadas en la figura 56) y se le aplicó la porción correspondiente de carga de masa de café de 2,200 N uniformemente distribuidos (flechas rojas).
- El material de la lámina perforada es de acero A-36 galvanizado.

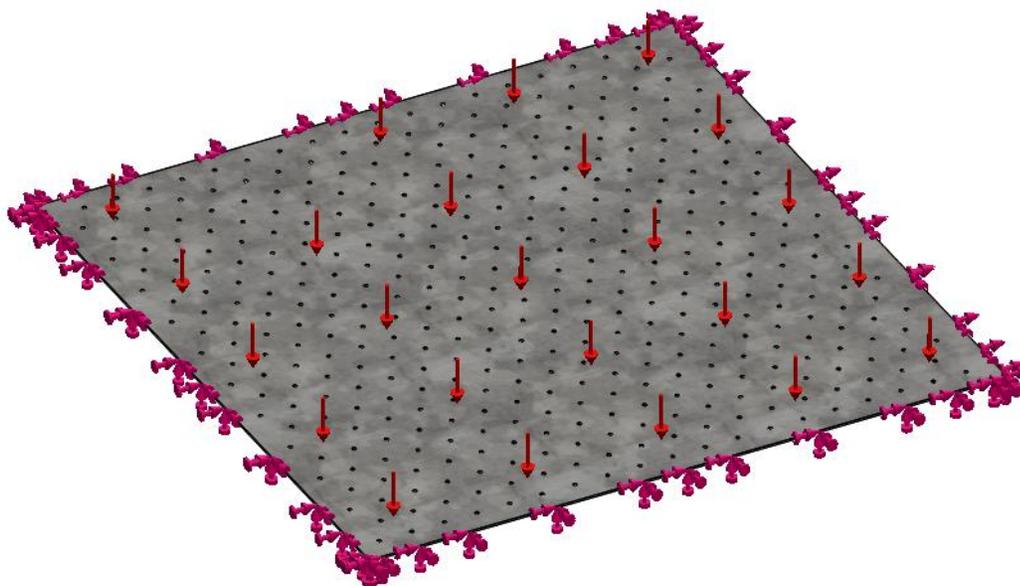


Figura 56. Condiciones de fuerzas aplicadas a la lámina perforada, las flechas en rosado representan una condición de geometría fija y las flechas en rojo representan la carga estática correspondiente a la porción de masa de café (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

Después de evaluar distintos escenarios se llegó a la conclusión de que se debe de colocar lámina perforada con 10% de área perforada, 1/8" de espesor y galvanizada en caliente, en la figura 57 se muestra los esfuerzos resultantes según el criterio de Von Mises, en la figura 58 se muestra la resultante de las deformaciones y en la figura 59 se muestra detalladamente que el máximo esfuerzo generado en la lámina es donde existen concentradores de esfuerzos.

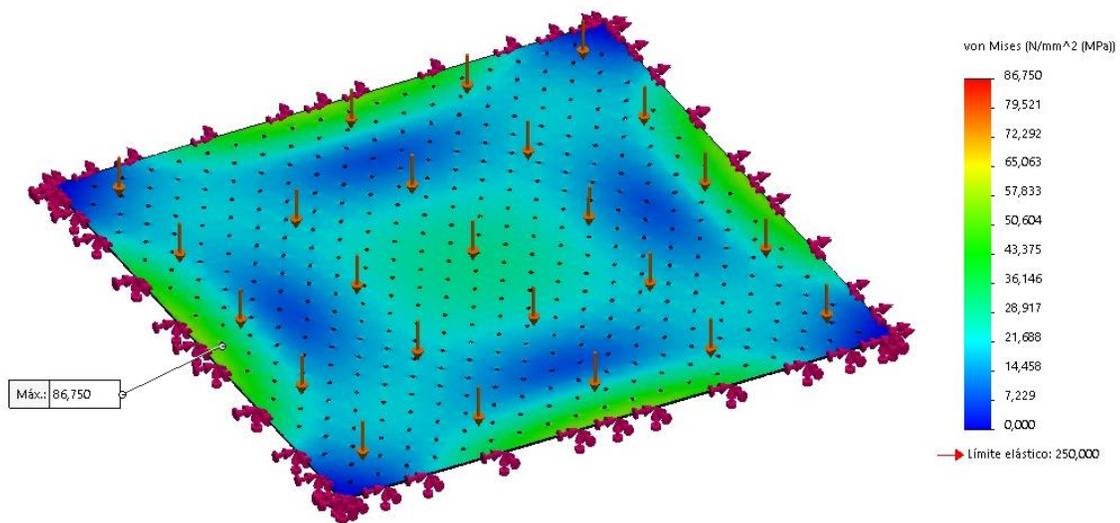


Figura 57. Esfuerzos resultantes de Von Mises para una fracción de lámina perforada de 1mx1m (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

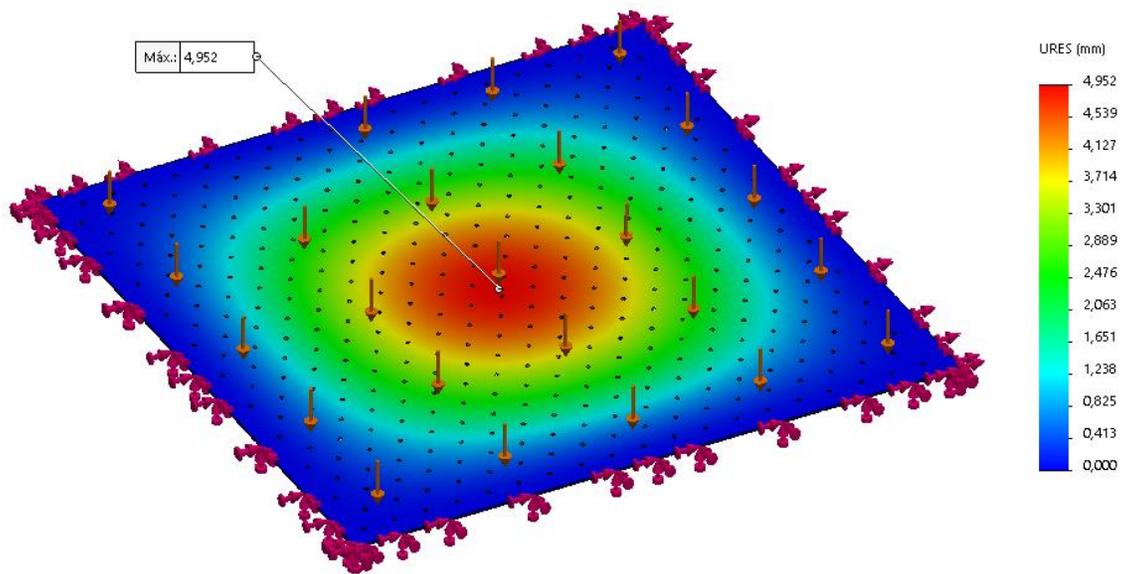


Figura 58. Deformaciones resultantes para una fracción de lámina perforada de 1mx1m (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

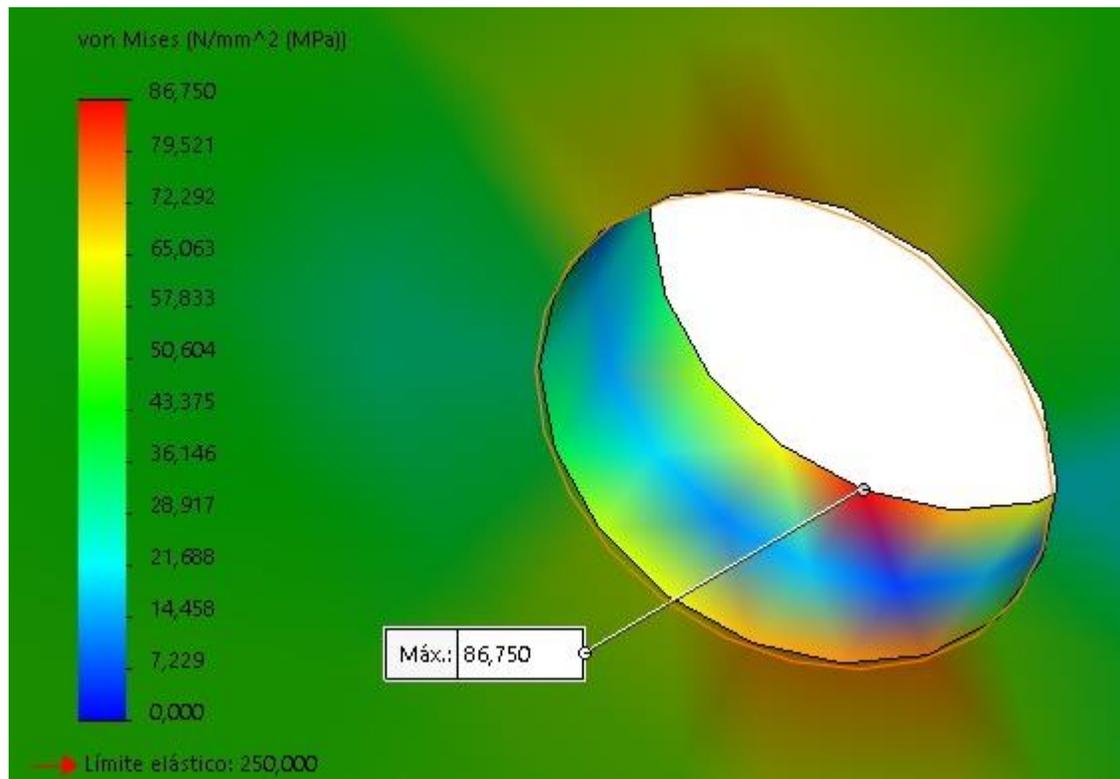


Figura 59. Detalle de esfuerzos resultantes de Von Mises para una fracción de lámina perforada de 1mx1m, observe que el máximo valor de esfuerzo ocurre en las cercanías del concentrador de esfuerzos (agujero) (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

Mediante un procedimiento similar se determinó un espesor adecuado para las láminas periféricas de la cama de secado las cuales deben de contener la masa de café, se tomaron las siguientes consideraciones para el análisis de elementos finitos:

- La masa de café se comporta como carga estática en la cama de secado debido a la variación relativamente mente de su masa debido a la remoción de humedad.
- La masa de café en el estado de lavado y escurrido es considerada como un fluido el cual ejerce una presión estática directamente proporcional a la

densidad del café, en la figura 60 se muestra la distribución de presión que ejerce la masa de café sobre las láminas periféricas.

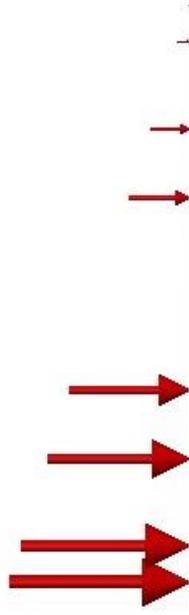


Figura 60. Distribución de la presión hidrostática ejercida por la masa de café sobre la lámina periférica de la cama de secado según el modelo formulado, observe que la presión máxima se encuentra en el fono de la cama de secado y es igual al producto del peso específico del café por el espesor de capa de este (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

- En el modelo computacional a los agujeros por los cuales se sujeta la lámina a la estructura de la cama de secado se les considera como una geometría fija (figura 61).

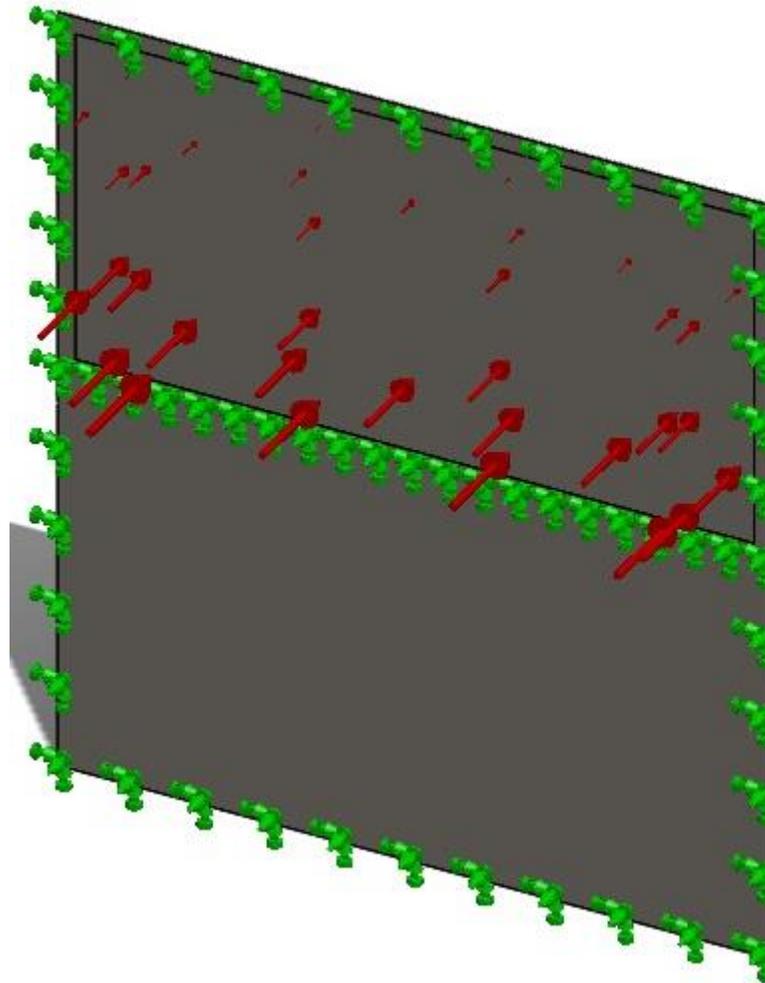


Figura 61. Condiciones impuestas al modelo computacional para el análisis mediante elementos finitos, las flechas en verde indican las zonas en donde la geometría está fijada a la estructura de la cama de secado y las flechas en rojo representan la distribución de la presión ejercida por la masa de café sobre la lámina (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

Los resultados obtenidos mediante la simulación computacional con elementos finitos se muestran en la figura 62 y en la figura 63, se observa que el esfuerzo máximo se presenta en el fondo de la cama de secado ya que es donde existe mayor presión ejercida por la masa de café, específicamente en los

agujeros por los cuales se une la lámina con la estructura de la cama de secado con los respectivos tornillos.

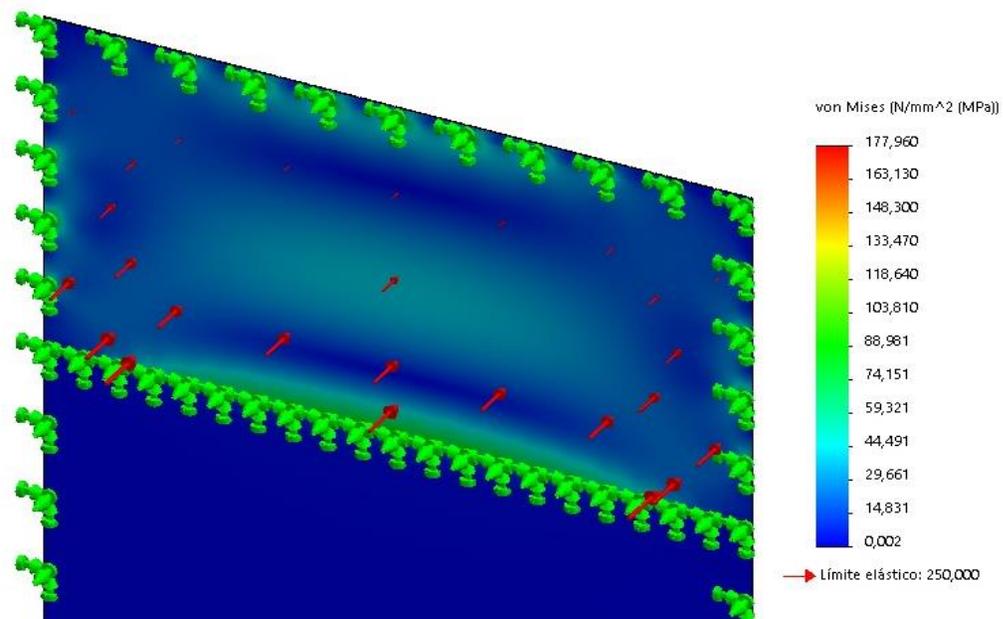


Figura 62. Distribución de los esfuerzos resultantes de Von Mises sobre una lámina periférica de la cama de secado, observe que el esfuerzo máximo ocurre en las cercanías de los agujeros de los tornillos que la sostiene sobre la estructura (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

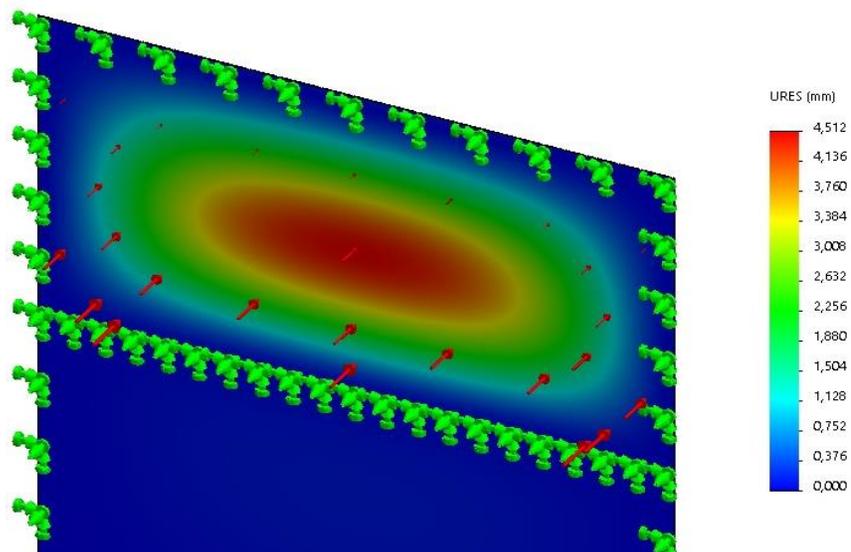


Figura 63. Deformaciones resultantes sobre el modelo de la lámina periférica de la cama de secado debido a la acción de la presión de la masa de café. (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

5.8 Diseño de ductos para transporte de aire de secado

5.8.1 Trazado de ducto de transporte de aire de secado

El trazado del ducto de transporte de aire de secado es fundamental para el proceso de diseño debido a que el recorrido de este influye en el dimensionamiento del intercambiador de calor debido a las pérdidas de calor, además de influir en las pérdidas de presión que se traducen en presión estática para el elemento impulsor del aire (ventilador).

Para efectuar el trazado del ducto de transporte de aire de secado se trabajó en base a un plano arquitectónico de la localidad donde será instalado el sistema secador, en el cual se muestra el trazado de la tubería de acarreo de fluido geotérmico donde se instalará el intercambiador de calor, también se incluyen las elevaciones del terreno, entre otros detalles, se hacen las siguientes restricciones para asegurar la correcta instalación del sistema secador:

- Se dispone únicamente de un espacio de tubería de acarreo de fluido geotérmico formada por 3 soportes (patines) para el calentamiento del aire, es decir 20 m.
- Será inevitable que el intercambiador de calor se instale sobre uno de los soportes de la tubería por lo que se debe de dejar un espacio mínimo de 0.5 m entre los soportes y el intercambiador de calor debido a que la tubería se encuentra en constante expansión y contracción debido a cargas térmicas.
- Se debe de respetar una altura mínima de 5 m en el tramo que pasa sobre el acceso vecinal de la localidad.

Algunos criterios para efectuar el correcto trazado del ducto, así como la óptima operación del sistema secador:

- Utilizar tramos rectos siempre que sea posible para minimizar las pérdidas de presión por accesorios (codos).
- Efectuar el trazado que produzca la menor longitud lineal posible para minimizar las pérdidas de presión por rozamiento con el ducto.
- Efectuar el trazado que no requiera desviar el ducto debido a interferencias de la localidad como por ejemplo árboles.

Se presenta el trazado del ducto más favorable para la localidad donde será instalado el sistema secador (figura 64).

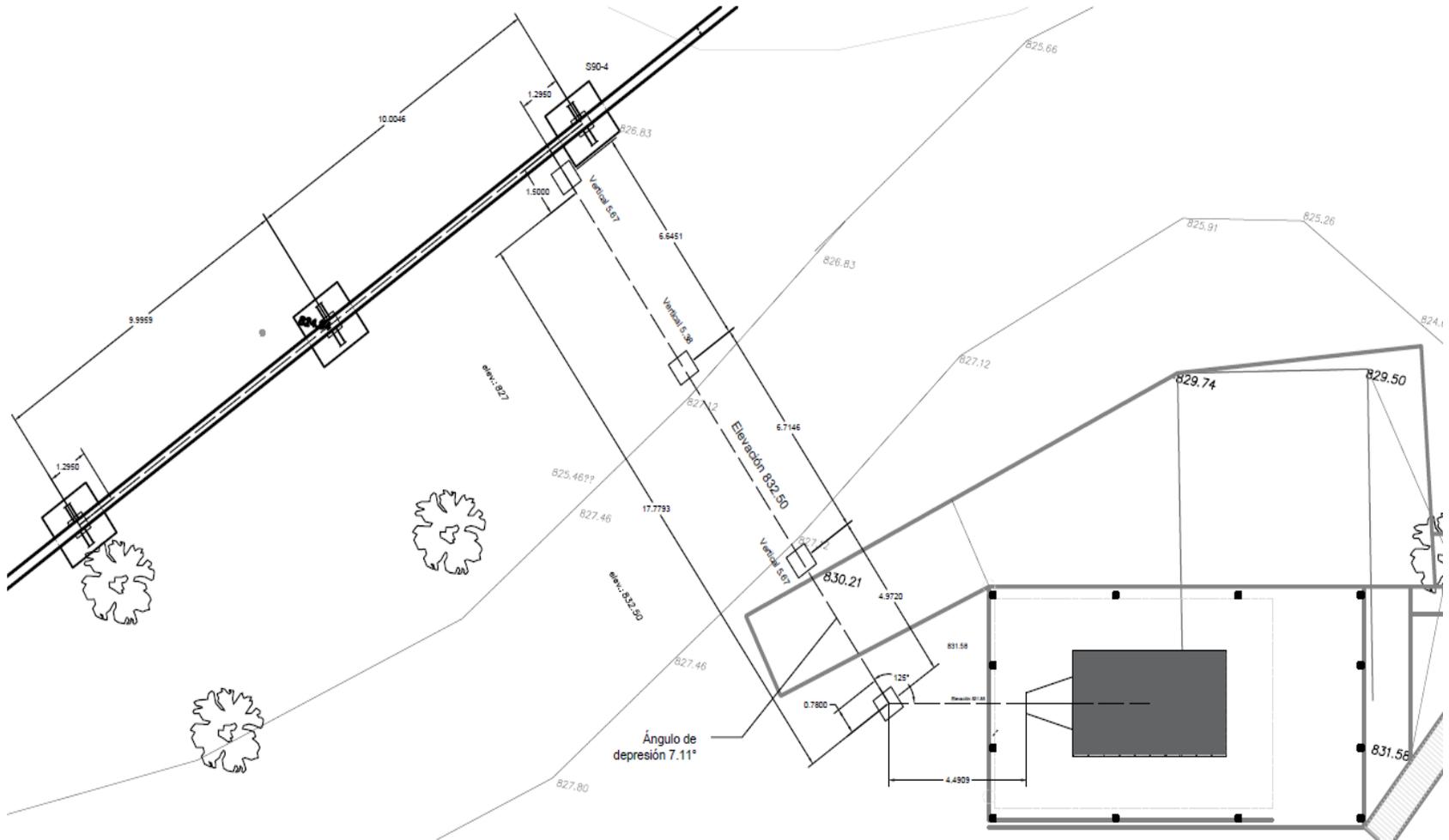


Figura 64. Distribución en planta de los patios de secado de FundaGeo y de la tubería de acarreo de fluido geotérmico, se muestra el espacio disponible para utilizar con el intercambiador de calor sobre la tubería, la línea discontinua representa el trazado del ducto de transporte de aire secado (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.

5.8.2 Dimensionamiento de ducto y accesorios

Una vez definida la trayectoria del ducto de transporte de aire de secado se procedió al dimensionamiento del ducto, codos y elementos de unión, el proceso consiste en determinar la geometría y área de la sección transversal al flujo, los criterios que se tomaron en cuenta para dimensionar los ductos de transporte de aire de secado fueron:

- Minimizar las pérdidas de presión debido al rozamiento del aire con las paredes del ducto (primarias).
- Minimizar las pérdidas de presión en los codos (secundarias).
- Reducir la cantidad de materia prima para la fabricación de los ductos de transporte de aire de secado.

Con estos criterios se definieron las siguientes condiciones para la determinación de las dimensiones de los ductos de transporte de aire de secado:

- La geometría de la sección transversal se define como circular ya que es la configuración que ocasiona las menores pérdidas de presión debido al rozamiento con las paredes internas del ducto.
- Los ductos se fabricarán con láminas de acero galvanizado por su uso en intemperie.
- Como una primera aproximación se asume que el sistema secador de granos de café es un sistema de baja presión o clase I hasta 90 mm c.a. (“Manual de aire acondicionado de Carrier”, Capítulo 2 “Proyectos de ductos de aire”, 1980).

Por lo tanto, el criterio para la determinación del diámetro interno de los ductos de transporte de aire de secado se basó en las pérdidas de presión por

efecto de la fricción, para ello se recurrió a la ecuación de Darcy (ecuación 5.15) y el factor de fricción mediante la expresión de S.E. Halaand (ecuación 5.16).

$$\Delta P_{f_{ducto}} = f \frac{L_{ducto}}{D_{ducto}} \frac{c_{ma}^2}{2} \rho_a \quad (Ec. 5.15)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon / D_{ducto}}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad (Ec. 5.16)$$

Donde:

- $\Delta P_{f_{ducto}}$: pérdida de presión por fricción del aire con las paredes del ducto.
- L_{ducto} : longitud lineal de ducto de transporte de aire de secado, para determinar las dimensiones del ducto se toma como base 30 m según el trazado sobre la vista de planta.
- c_{ma}^2 : velocidad media del flujo de aire de secado en el interior del ducto.
- ρ_a : densidad del aire a las condiciones de secado (1.068 kg/m³)
- f : factor de fricción de Darcy.
- Re : número de Reynolds.
- ε : rugosidad absoluta del material del ducto (0.15mm para acero galvanizado).
- D_{ducto} : Diámetro del ducto que en este caso en particular corresponde al diámetro interno del ducto.

Se conjugaron las dos ecuaciones anteriores 5.15 y 5.16 con los datos de diseño para obtener una ecuación que represente las pérdidas de presión en función del diámetro interno del ducto (ecuación 5.17), además por medio de la definición de pérdida secundaria (ecuación 5.18) y con la conjugación de los

parámetros de diseño se obtuvo la ecuación que predice la pérdida de presión en accesorios en función del diámetro.

$$\Delta P_{f_{ducto}} = \frac{21.87}{D_{ducto}^5 \left\{ -1.8 \log \left[0.00003465 D_{ducto} + \left(\frac{0.00004054}{D_{ducto}} \right)^{1.11} \right] \right\}^2} \quad (Ec. 5.17)$$

$$\Delta P_{s_{ducto}} = K \frac{c_{ma}^2}{2} \rho_a \quad (Ec. 5.18)$$

Donde:

- $\Delta P_{s_{ducto}}$: pérdida secundaria en los accesorios.
- K : factor de pérdida de accesorio obtenida en pruebas de laboratorio.

En la figura 65 se muestra la representación gráfica de ambas ecuaciones de pérdidas en función del diámetro del ducto, se asume que el factor de pérdidas en accesorios es uno para generalizar, se observa que al disminuir el diámetro las pérdidas de presión se incrementan exponencialmente además se observa que incrementar el diámetro del ducto por encima de 1 m no vale la pena ya que los costos de inversión e instalación no se compensan con el ahorro en pérdidas de presión, por lo tanto se eligió utilizar un diámetro de 60 cm ya que se logra un equilibrio entre costos de inversión e instalación con pérdidas de presión baja.

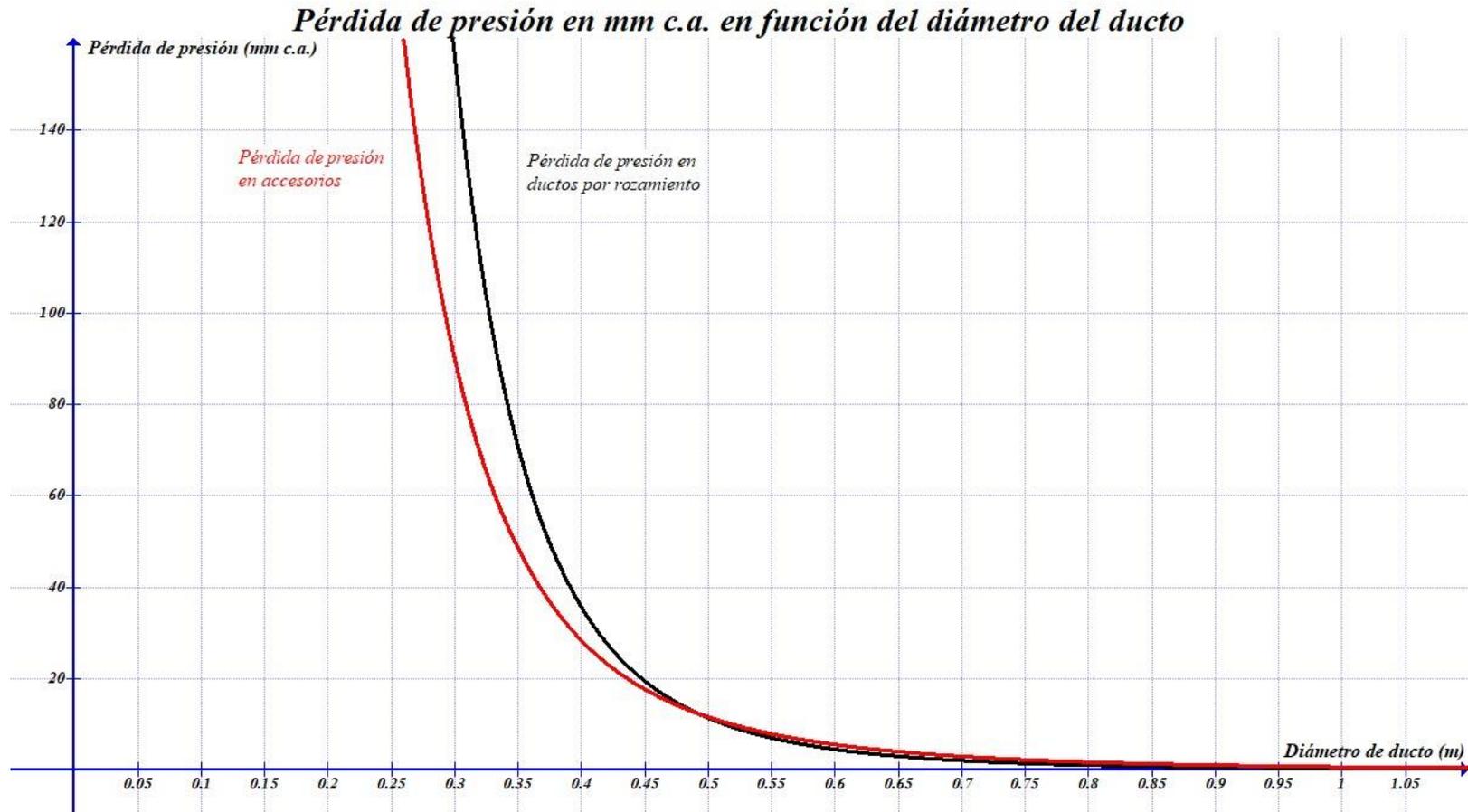


Figura 65. Gráficas de pérdidas de presión para las condiciones de diseño, la curva en rojo representa la pérdida de presión en accesorios para un coeficiente de accesorio $k=1$ en función del diámetro de ducto y la curva en negro representa la pérdida de presión por rozamiento en ducto en función del diámetro (2017). [Grafico]. Fuente Grupo investigador.

5.8.3 Fabricación de ductos de aire

Para diseñar los ductos de aire fue necesario investigar las dimensiones y espesores de lámina galvanizada existente en el mercado, se procedió a determinar el perímetro del ducto como se muestra en la ecuación 5.19.

$$p_{ducto} = \pi D_{ducto} \quad (Ec. 5.19)$$

Donde:

- p_{ducto} : perímetro del ducto.
- D_{ducto} : diámetro del ducto con un valor de 0.6 m.

Sustituyendo los valores se obtiene:

$$p_{ducto} = 1.885 \text{ m}$$

Se decidió utilizar lámina galvanizada de 2x1 m con un espesor de 1mm, la lámina debe de ser galvanizada ya que estará expuesta a condiciones ambientes y debe de ser resistente a la corrosión, el ducto será construido por secciones de 2 m formado por dos láminas y el espesor se escogió de 1mm, según valores recomendados por el “Manual de aire acondicionado de Carrier”, Cap. 2 “Proyectos de ductos de aire”, 1980. En la figura 66 se muestra el mecanismo de unión de las láminas para la construcción del ducto

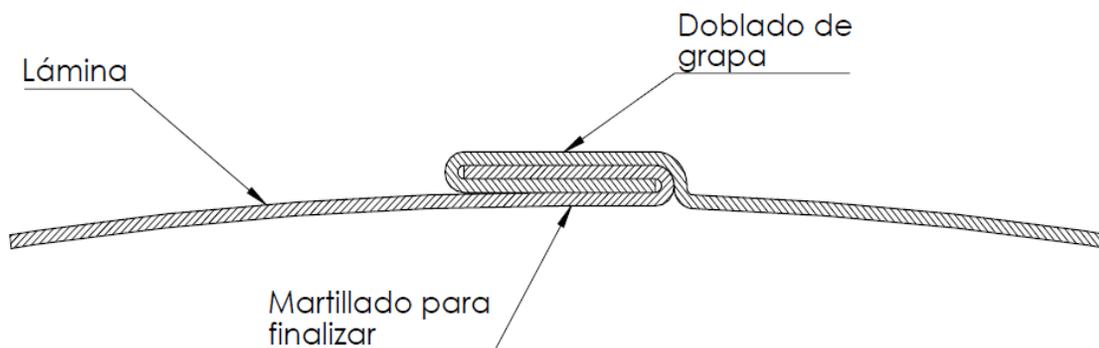


Figura 66. Junta de grapa para la fabricación de ducto conformado por dos láminas, para más detalles consulte los planos constructivos al final de este documento (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador

5.8.4 Diseño de unión de ducto

Como se mencionó en el apartado anterior, se fabricarán porciones de ducto de 2 m siempre que sea posible de lo contrario se fabricarán a la medida necesaria (menores a 2 m), por lo cual fue necesario diseñar un mecanismo para juntar los tramos de ducto que conforman toda la línea de transporte de aire de secado, los siguientes criterios fueron considerados para el diseño:

- Garantizar el sellado de las juntas, para evitar pérdidas de flujo de aire.
- Posibilidad de desmontaje, para efectuar labores de mantenimiento, reemplazos de tramos y facilitar el montaje.
- Aportar rigidez al ensamble de la línea de transporte de aire de secado ya que únicamente la lámina rolada ofrece poca resistencia a posibles impactos o cargas de viento anormales.

Considerando los aspectos anteriores y además de considerar las limitaciones de procesos de fabricación se determinó que el mecanismo de unión para los tramos de ducto sea por medio de bridas fabricadas con el mismo material base, pero de espesor de 3/32", el proceso de fabricación para obtener

la brida consiste en rolar un trozo de lámina rectangular para obtener un perfil angular con la curvatura necesaria para encajar sobre el ducto (figura 67).

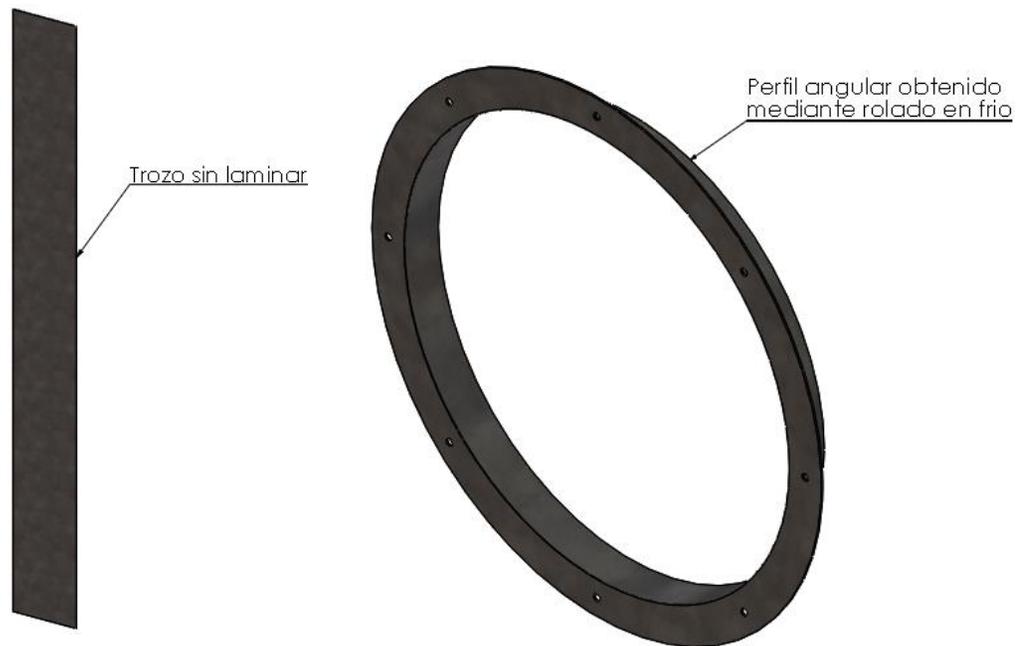


Figura 67. Junta de brida para la unión de tramos de ducto, a la izquierda el trozo de lámina sin rolar, a la derecha brida obtenida mediante rolado en frío (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

Para asegurar la estanqueidad del aire en el interior del ducto los extremos del ducto deben ser doblados hacia afuera con martillo de tal manera que adopten la forma de la brida (figura 68), además se debe de agregar sellante para ducto, la unión se mantiene fija mediante la colocación de pernos (figura 69).

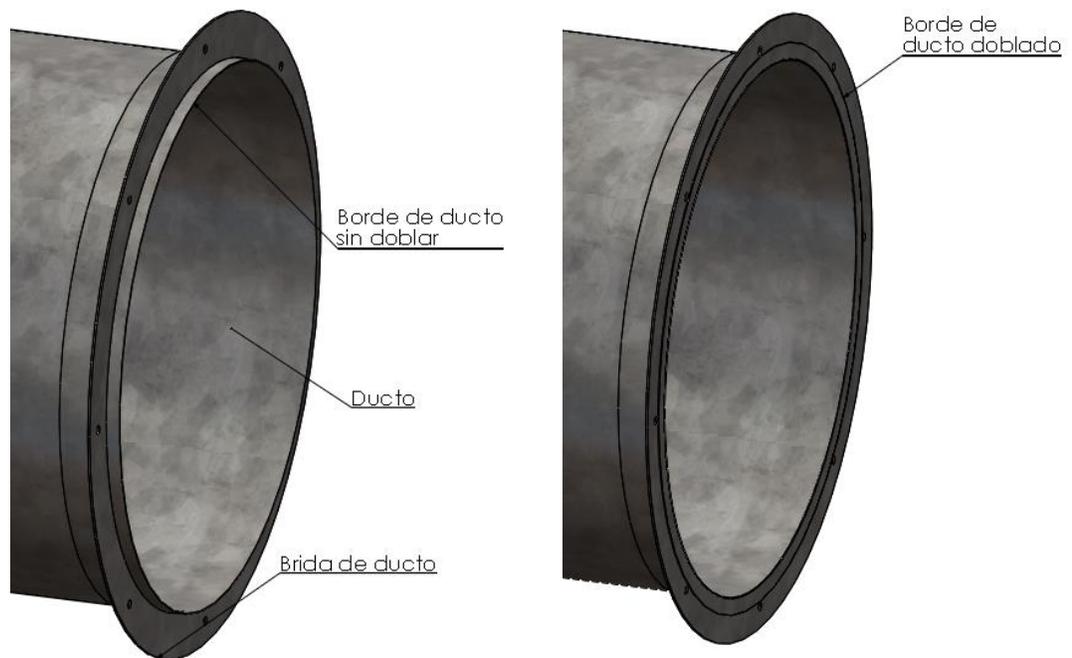


Figura 68. Instalación de brida para ducto de transporte de aire de secado, a la izquierda la colocación de la brida y a la derecha el borde del ducto doblado mediante deformación con martillo (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.

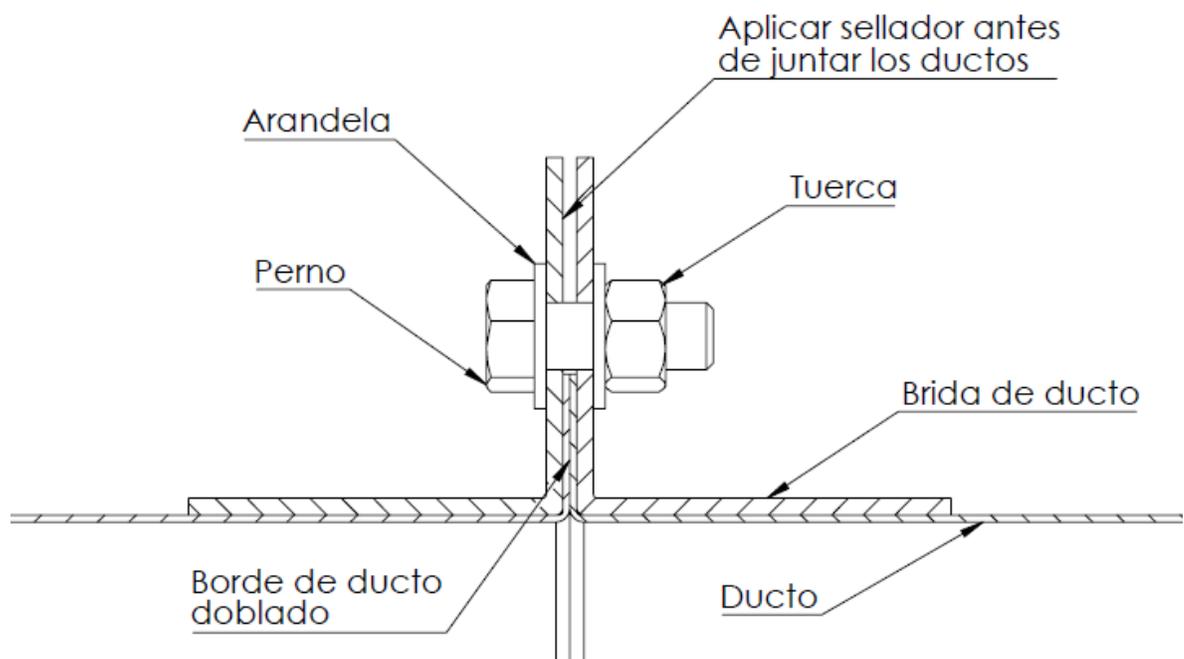


Figura 69. Junta de ductos mediante brida fabricada de lámina, se debe de aplicar sellador alrededor de uno de los bordes de un ducto doblado antes de efectuar la unión (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.

5.8.5 Diseño de accesorios

Para determinar los accesorios necesarios del sistema de transporte de aire de secado fue necesario utilizar el trazado mostrado al principio de esta sección, se tomó la línea base del trazado y se dibujó el ducto con el diámetro de 60 cm, en la figura 70 se muestran los accesorios que conectan al intercambiador de calor con la cama de secado y en la figura 71 se muestran los elementos que conectan al ventilador con el intercambiador de calor.

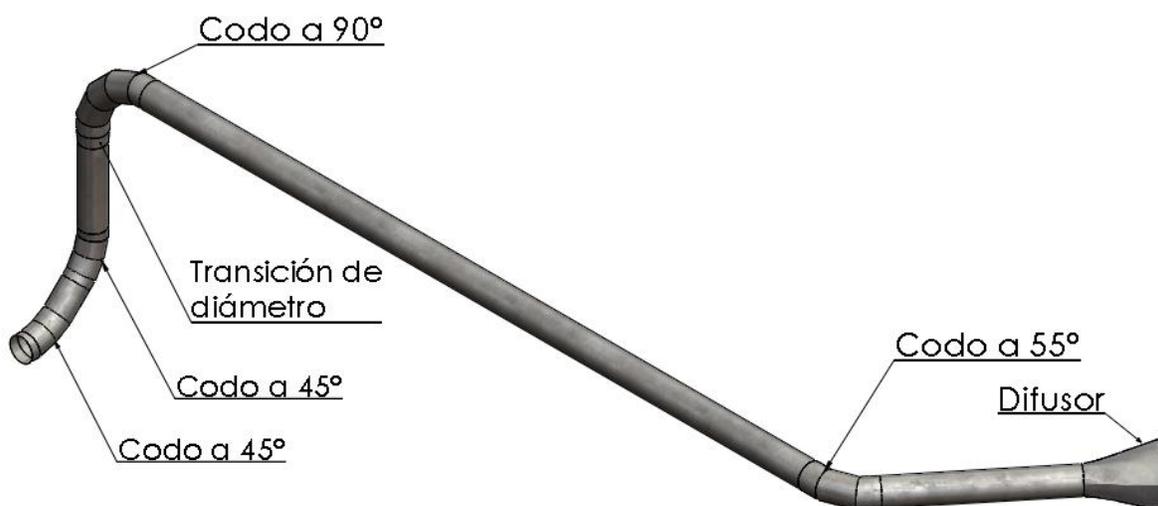


Figura 70. Trazado de ducto de transporte de aire de secado para determinar los accesorios necesarios para la operación del equipo secador de granos de café (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

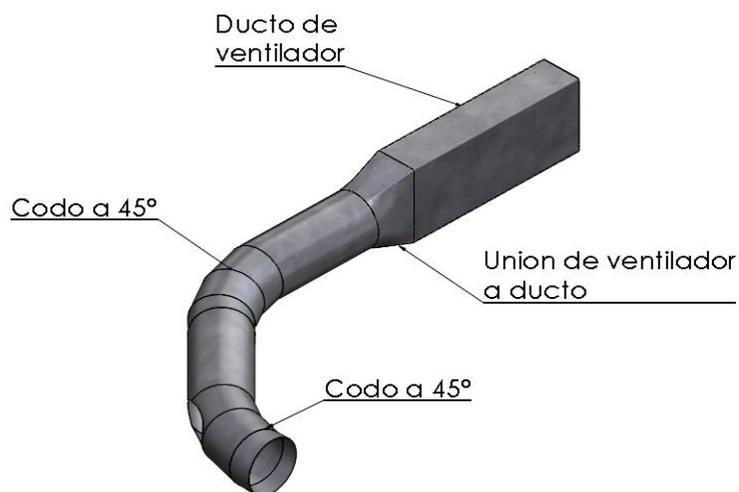


Figura 71. Trazado de ducto que conecta el ventilador con el intercambiador de calor, observe que el tramo cuadrado que se conecta con la boca de descarga del ventilador se ha extendido lo suficiente para permitir que el flujo se desarrolle completamente con la finalidad de reducir pérdida de presión por efecto del sistema (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

Los siguientes modelos son necesarios para conectar el sistema de transporte de aire de secado:

- **Codo a 45°**

Formados por cuatro gajos de lámina galvanizada, dos de estos codos deben de tener un agujero que permita el paso de la tubería de transporte de fluido geotérmico (figura 72), el radio de curvatura se seleccionó de 1.5 para efectuar una transición suave, el mecanismo de unión entre ducto y accesorio es el mismo descrito en uno de los apartados anteriores como se muestra en la figura 73.



Figura 72. Codo a 45° formado por 4 gajos de lámina galvanizada de 1 mm de espesor, observe el agujero para el paso de la tubería utilizada para el calentamiento del aire de secado (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

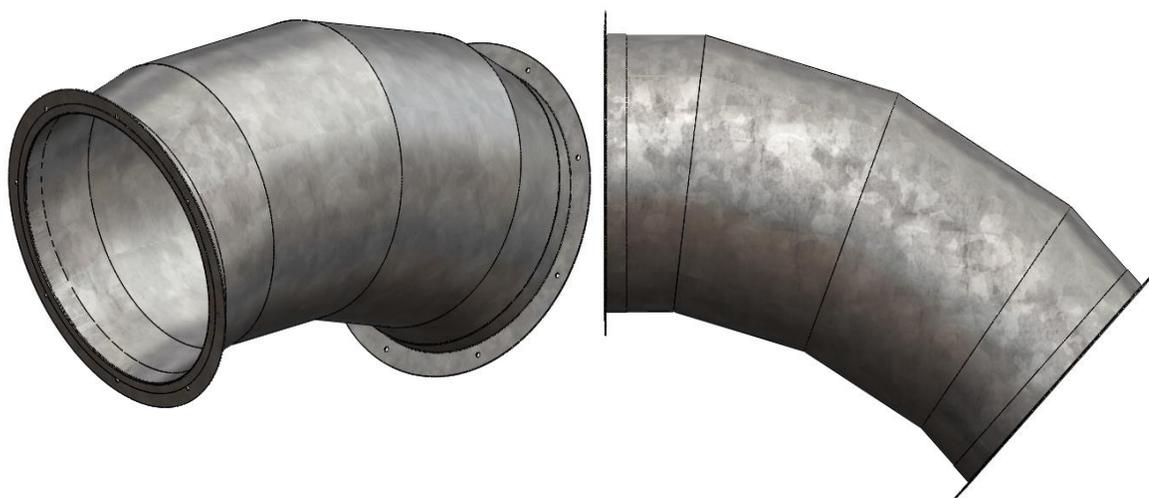


Figura 73. Codo a 45° formado por 4 gajos de lámina galvanizada de 1 mm de espesor, observe que el mecanismo de unión con el ducto es mediante bridas (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

- **Codo a 55°**

Formado por tres gajos de lámina galvanizada utilizado para conectar el ducto de transporte de aire de secado con el tramo que conecta con el difusor de aire (figura 74).

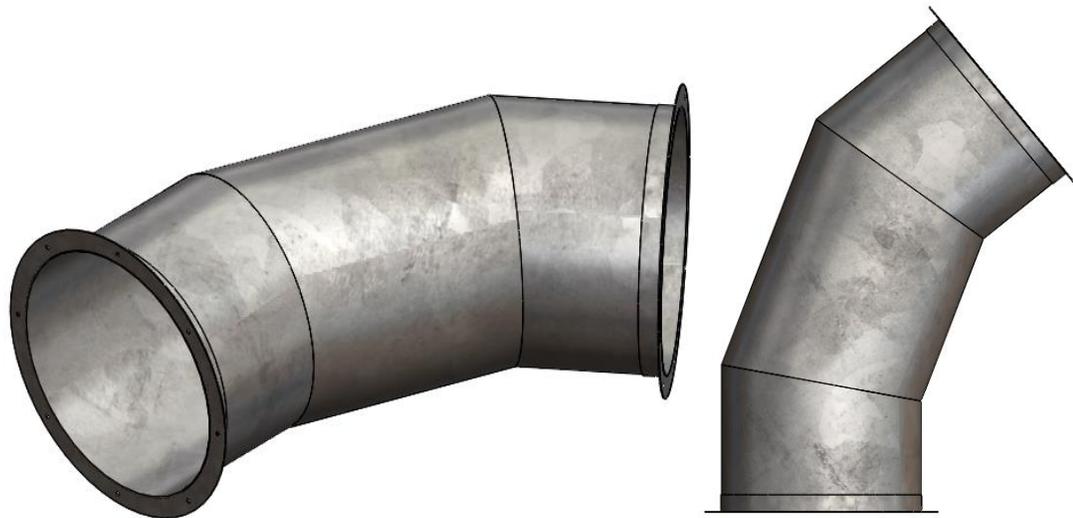


Figura 74. Codo a 55° formado por 3 gajos de lámina galvanizada de 1mm de espesor, el mecanismo de unión con el ducto es por medio de bridas (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

- **Codo a 90°**

Formado por 5 gajos de lámina galvanizada, la unión al ducto de transporte de aire de secado se efectúa mediante bridas (figura 75).

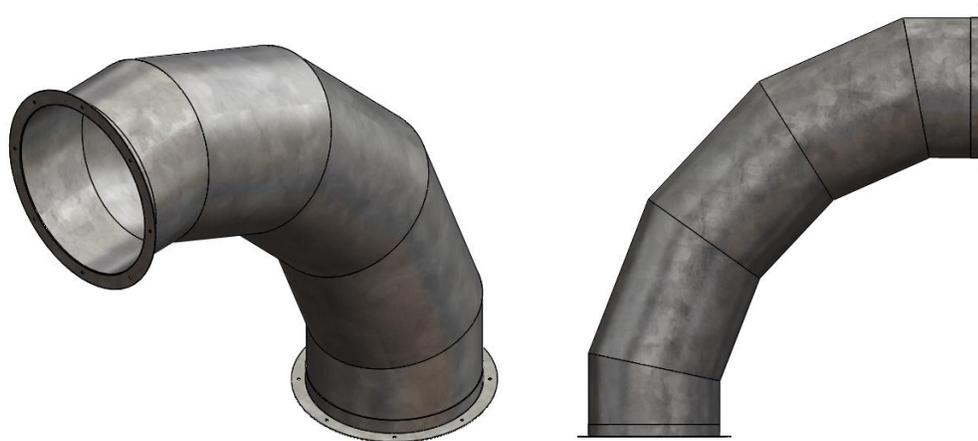


Figura 75. Codo a 90° formado por 5 gajos de lámina galvanizada de 1mm de espesor, el mecanismo de unión con el ducto es por medio de bridas (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

- **Unión de transición de ducto**

Formado a partir de un rectángulo de lámina galvanizada y utilizado para efectuar la transición de diámetro de intercambiador de calor con diámetro de ducto (figura 76).



Figura 76. Unión de transición de ducto fabricado con lámina galvanizada de 1mm de espesor, el mecanismo de unión con el ducto es por medio de bridas (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

- **Difusor de aire**

Fabricado a partir de una serie de dobleces de una lámina galvanizada, el método para conectar con el ducto y la cama de secado es por medio de brida, este difusor es utilizado para desacelerar el flujo de aire de secado para garantizar una distribución más uniforme (figura 77).

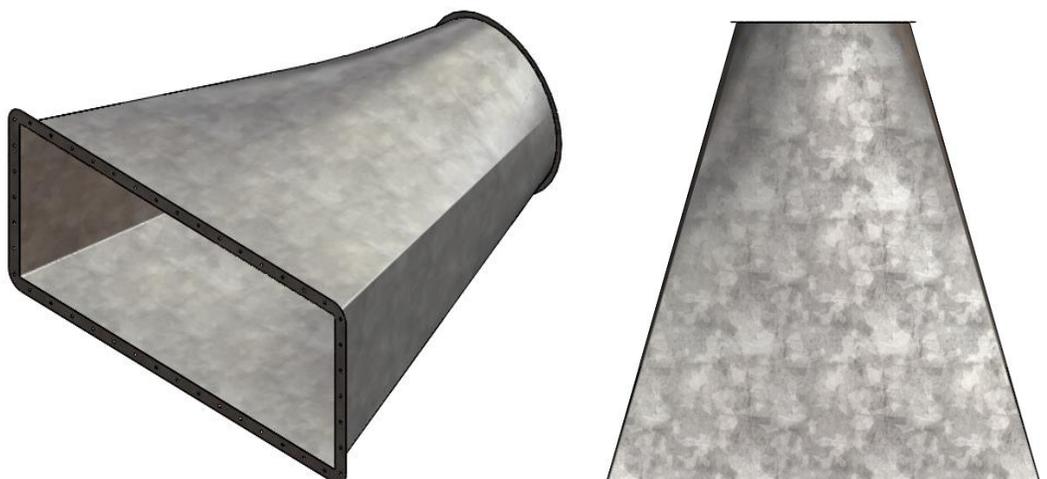


Figura 77. Difusor de aire, su función es unir el ducto de transporte de aire con la cama de secado además de asegurar una distribución uniforme del flujo de aire (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

- **Unión de transición de ventilador a ducto**

Fabricado mediante dobleces sobre una lámina de acero galvanizado, su función es adaptar la boca de descarga del ventilador con el sistema de ducto, éste debe de ser instalado lo más lejano del ventilador para permitir que el flujo se desarrolle por completo (figura 78).

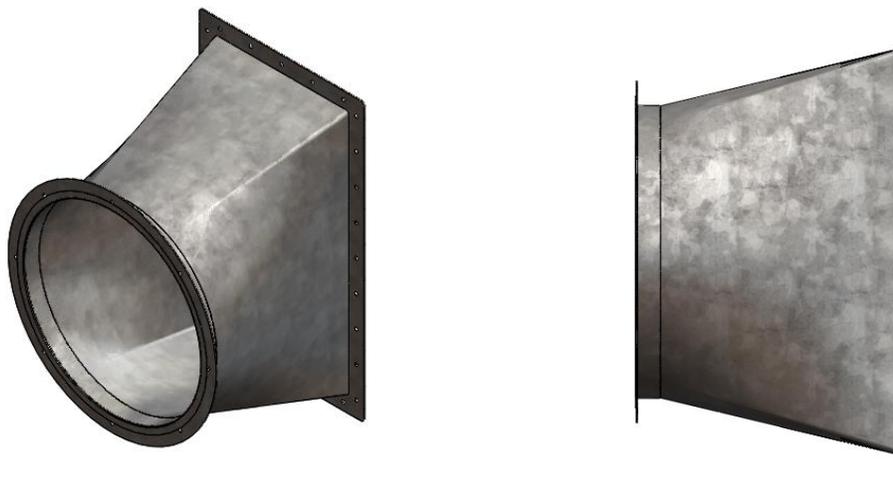


Figura 78. Unión de transición de ventilador a intercambiador de calor, la unión con el ventilador y con el ducto se efectúa mediante bridas, observe que debe de instalarse lo suficientemente lejos del ventilador para permitir que el flujo de aire se desarrolle (2017). [Esquema]. Fuente Grupo investigador.

5.8.6 Dimensionamiento y selección del aislante térmico para ductos de ventilación

Para el análisis del dimensionamiento del aislante térmico se debe encontrar el radio crítico de aislamiento, por lo que se asumió que del flujo de calor total en los ductos solo un 20% de este flujo se perdería por transferencia, partiendo de un análisis de ductos sin aislante; el aire que fluye por el interior del ducto tiene un valor de 50 °C; y el valor de la temperatura ambiente es de 24 °C.

En la determinación del espesor de aislante, se realizó un análisis por convección natural, esto con el objetivo de poder calcular el coeficiente convectivo del aire circundante al ducto para ello se detallan los siguientes parámetros:

Parámetros del aire a la presión de 1 atm (anexo A4) y a una temperatura media de 37 °C:

- $k_{@ 37^{\circ}\text{C}}$: Conductividad térmica, (0.02640 W/m * K).
- $\nu_{@ 37^{\circ}\text{C}}$: Viscosidad cinemática, (1.674×10^{-5} m/s²).
- $Pr_{@ 37^{\circ}\text{C}}$: Numero de Prandtl, (0.7263).
- $\beta_{@ 37^{\circ}\text{C}}$: Coeficiente de expansión volumétrica, $\beta_{@ 37^{\circ}\text{C}} = 1/T$ donde la temperatura es la absoluta a 37 °C, (0.003226).

Con los parámetros detallados anteriormente se calculó el número de Rayleigh con la ecuación 5.20:

$$Ra_{ducto} = \frac{g\beta_{@ 37^{\circ}\text{C}}(T_s - T_{ambiente})\ell_c^3}{\nu_{@ 37^{\circ}\text{C}}^2} Pr_{@ 37^{\circ}\text{C}} \quad (\text{Ec. 5.20})$$

Donde:

- Ra_{ducto} : número de Rayleigh para el aire circundante al ducto.
- g : Aceleración gravitacional (9.81 m/s²).

- T_s : Temperatura de la superficie (50 °C).
- $T_{ambiente}$: Temperatura ambiente (24 °C).
- $\ell_{c ducto}$: Longitud característica de la configuración geométrica (Diámetro externo del ducto 0.6 m).

Al hacer las sustituciones correspondientes en la ecuación 5.20 se tiene:

$$Ra_{ducto} = 636.2 \times 10^6$$

Calculado el valor del número de Rayleigh, se calculó el número de Nusselt para el aire circundante al ducto ($Nu_{aire ext ducto}$) en convección natural con la ecuación 5.21:

$$Nu_{aire ext ducto} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr_{@ 37^\circ C})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (Ec. 5.21)$$

Haciendo las sustituciones necesarias de cada uno de los parámetros, el número de Nusselt es:

$$Nu_{aire ext ducto} = 100.76$$

Se procedió al cálculo del coeficiente convectivo del aire circundante al ducto con la ecuación 5.22.

$$h_{ambiente ducto} = \frac{k_{@ 37^\circ C}}{D_{ducto}} Nu_{aire ext ducto} \quad (Ec. 5.22)$$

Donde:

- $h_{ambiente\ ducto}$: Coeficiente convectivo del aire circundante al ducto transporte de aire.
- D_{ducto} : Diámetro externo del ducto (0.6 m)
- $k_{@37^{\circ}C}$: Conductividad térmica del aire a 37 °C

Al realizar las sustituciones debidas se obtuvo como resultado:

$$h_{ambiente\ ducto} = 4.43 \text{ W/m}^2 * K$$

Otro parámetro importante a considerar fue el coeficiente convectivo del aire al interior del ducto. Por lo que se calcula el número de Nusselt para el aire que circula al interior del ducto ($Nu_{aire\ int\ ducto}$), con la correlación de Gnielinki la cual se describe a continuación (ecuación 5.23):

$$Nu_{aire\ int\ ducto} = \left[\frac{(f_{ducto}/8)(Re_{ducto} - 1000)Pr_{@50}}{1 + 12.7(f_{ducto}/8)^{0.5}(Pr_{@50}^{2/3} - 1)} \right] \quad (Ec. 5.23)$$

Donde:

- $Nu_{aire\ int\ ducto}$: número de Nusselt.
- $Pr_{@50}$: número de Prandtl a 50 °C (0.7228).
- f_{ducto} : factor de fricción del ducto (0.01625).
- Re_{ducto} : número de Reynolds al interior del ducto de transporte de aire (339,377.10).

Sustituyendo los valores correspondientes se tiene:

$$Nu_{aire\ int\ ducto} = 559.07$$

Se calculó el coeficiente convectivo del aire al interior del ducto con la ecuación 5.24.

$$h_{int\ ducto} = \frac{Nu_{aire\ int\ ducto} k_{@ 50^{\circ}C}}{\ell_c\ ducto} \quad (Ec. 5.24)$$

Donde:

- $h_{int\ ducto}$: coeficiente convectivo del aire al interior del ducto.
- $\ell_c\ ducto$: Longitud característica de la configuración geométrica (Diámetro externo del ducto 0.6 m)
- $k_{@ 50^{\circ}C}$: Conductividad Termica del aire a 50 °C (0.02735 W/m * K)

Al sustituir estos valores se tiene:

$$h_{int\ ducto} = 25.48\ W/m^2 * K$$

Teniendo definidos los coeficientes de convección tanto del aire externo que circula sobre el ducto y el coeficiente convectivo del aire que circula al interior del ducto, se calculó el flujo de calor que estaría transfiriendo el ducto por medio de su superficie externa (la cual se mantiene a una temperatura de 50 °C), a través de la ecuación de enfriamiento de Newton (Ecuación 4.6).

$$\dot{Q}_{conv\ ducto} = h_{ambiente\ ducto} A_{sducto} (T_{sducto} - T_{ambiente})$$

Donde:

- $\dot{Q}_{conv\ ducto}$: flujo de calor del ducto sin aislamiento.
- $h_{ambiente}$: coeficiente convectivo (4.43 W/m² * K).

- A_{sducto} : área superficial del ducto (57.28 m^2).
- T_{sducto} : temperatura de la superficie del ducto ($50 \text{ }^\circ\text{C}$).
- $T_{ambiente}$: temperatura ambiente ($24 \text{ }^\circ\text{C}$).

Al realizar las sustituciones se obtiene el valor siguiente:

$$\dot{Q}_{conv ducto} = 6,597.51 \text{ W}$$

Ya que el análisis se centró que del total del flujo de calor transferido por el ducto sin aislante solo un 20% se perdería al ambiente, por lo que del total del flujo de calor ($6,597.51 \text{ W}$), solo $1,319.5 \text{ W}$ es lo que se estaría perdiendo en el total del flujo de calor transferido por el ducto.

Para el cálculo del espesor de aislante térmico necesario, se recurrió a la ecuación 5.25 (Manrique Valadez, 2001); el material aislante que se utilizó para el cálculo es en base a fibra de vidrio, la cual tiene una conductividad térmica de $0.04 \text{ W/m} \cdot \text{K}$.

$$\dot{Q}_{conv ducto} = \left[\frac{T_{aire int duct} - T_{ambiente}}{\frac{1}{h_{int ducto} \pi d_{ext duct}} + \frac{\left(\ln \frac{d_{ext aislante}}{d_{ext ducto}} \right)}{2\pi k_{aislante}} + \frac{1}{h_{ambiente ducto} \pi d_{ext aislante}}} \right] * L_{ducto} \quad \text{Ec. 5.25}$$

Donde:

- $h_{int ducto}$: Coeficiente convectivo del aire que circula al interior del ducto ($25.48 \text{ W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C}$).
- $k_{aislante}$: Coeficiente conductivo de la Fibra de Vidrio ($0.04 \text{ W/m} \cdot \text{K}$).
- $T_{aire int ducto}$: Temperatura del aire al interior del ducto ($50 \text{ }^\circ\text{C}$).
- $d_{ext ducto}$: Diámetro externo del ducto (0.6 m).

- L_{ducto} : Longitud del ducto (30 m).
- $d_{ext\ aislante}$: Diámetro externo del aislante (este concéntrico al diámetro externo del ducto de acarreo).

Al realizar las sustituciones necesarias y resolver, se obtuvo como resultado el valor del diámetro hasta el exterior del aislante ($d_{ext\ aislante}$).

$$d_{ext\ aislante} = 0.674\ m$$

El espesor del aislante para el ducto (e_{ducto}) se obtuvo de la ecuación 5.26, haciendo la diferencia del diámetro externo del aislante externo y el diámetro externo del ducto divididos entre dos:

$$e_{ducto} = \frac{d_{ext\ aislante} - d_{ext\ ducto}}{2} \quad (Ec. 5.26)$$

Sustituyendo se tiene:

$$e_{ducto} = 0.037\ m = 3.7\ cm$$

Para poder conservar el 80% del total del flujo de calor transferido por el ducto es necesario colocar un espesor de Fibra de Vidrio de 3.7 cm.

5.9 Potencia calorífica necesaria para calentar el aire de secado

La energía térmica necesaria para el calentamiento del aire de secado fue tomada de las líneas de reinyección en caliente que se dirigen hacia los pozos geotérmicos, por lo que fue necesario determinar el flujo de calor que se necesita para llevar el aire de la localidad (aire ambiente) que se encuentra con las condiciones descritas en la tabla 8 hasta las condiciones de secado (aire a 50°C).

Se aplicó la primera ley de la termodinámica a la corriente de aire que fluye por el intercambiador de calor agua geotérmica-aire para determinar la potencia de calentamiento requerida (ecuación 5.27):

$$\dot{Q}_{cal-aire} = \dot{m}_a(h_{a\ 50^{\circ}C} - h_{a\ 24^{\circ}C}) \quad (Ec. 5.27)$$

Donde:

- $\dot{Q}_{cal-aire}$: Potencia calorífica de calentamiento del aire.
- \dot{m}_a : Flujo másico de aire de secado obtenido por el método de Cenicafé (3.07 kg/s).
- $h_{a\ 50^{\circ}C} - h_{a\ 24^{\circ}C}$: diferencias de entalpías del aire a temperaturas de $50^{\circ}C$ y $24^{\circ}C$ respectivamente.

Por lo que se tiene:

$$\dot{Q}_{cal-aire} = 82.28\text{ kW}$$

La potencia extraída de las líneas de reinyección para calentar el aire de $24^{\circ}C$ a $50^{\circ}C$ es de 82.28 kW .

5.10 Diseño de intercambiador de calor agua geotérmica – aire

Durante el proceso de diseño del intercambiador de calor a utilizar para calentar el aire ambiente hasta las condiciones de secado se evaluaron diferentes configuraciones, se decidió utilizar la configuración que presentó las características más favorables en cuanto a pérdidas de presión mínimas y menor uso de longitud de tubería de transporte de fluido geotérmico, el modelo consiste en construir un ducto sobre la tubería de transporte de fluido geotérmico de tal forma que ambos sean concéntricos, el aire a calentar circula por el espacio anular que se genera con esta configuración (Figura 79), siendo en ambos casos la superficie exterior de la tubería geotérmica el elemento calefactor.

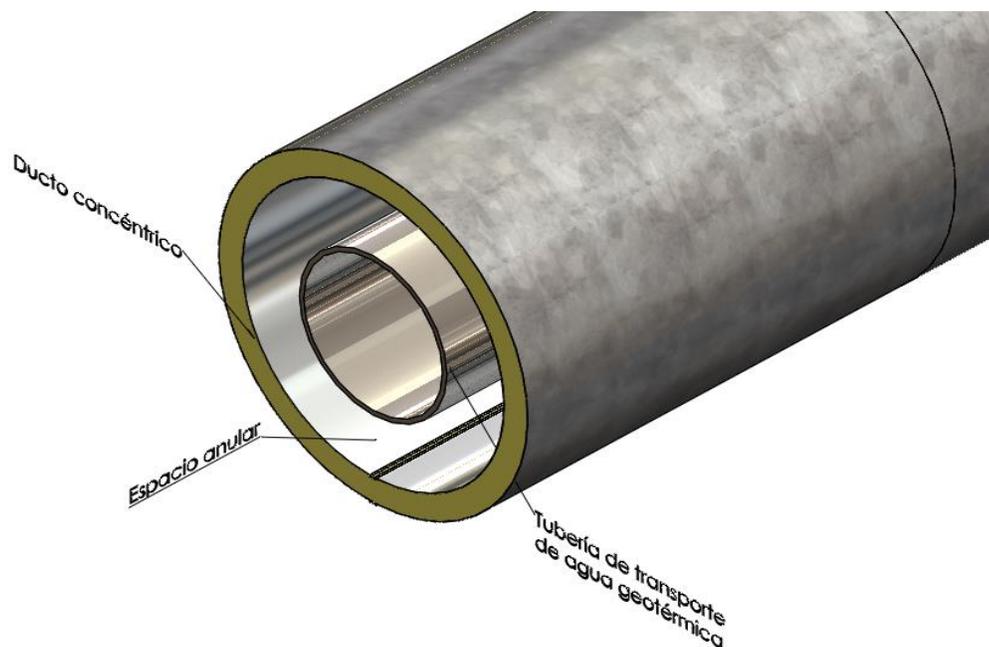


Figura 79. Intercambiador de calor agua geotérmica-aire, corte de la sección transversal para visualizar el interior (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.

Se optó por diseñar el intercambiador de calor con una configuración anular ya que presenta mejores características como menores dimensiones (que se traduce en menos materiales), menores pérdidas de presión (capacidad de motor de ventilador menor, menor costo de operación) y facilidad para la construcción del mismo, en la siguiente sección se resume el proceso de diseño del intercambiador de calor.

5.10.1 Dimensionamiento de intercambiador de calor

El análisis consistió en determinar la longitud de tubería de transporte de fluido geotérmico necesaria para calentar el aire desde la condición ambiente hasta las condiciones de secado, en el procedimiento de cálculo se presentan las ecuaciones con los parámetros más favorables para la instalación sobre la

tubería de transporte de fluido geotérmico sin embargo para obtener estos datos se efectuó un proceso iterativo en el cual una variable fue manipulada (espacio anular) para optimizar dos variables dependientes (longitud de calentamiento y pérdida de presión).

- **Determinación de las propiedades termodinámicas del aire**

Debido que durante todo el dimensionamiento del intercambiador de calor agua geotérmica-aire se utilizan varias propiedades del aire repetidas veces es conveniente presentarlas de forma resumida, en la tabla 9 se muestran las propiedades del aire utilizadas.

Tabla 9. Propiedades Termodinámicas utilizadas durante el proceso de diseño, todas las propiedades del aire fueron determinadas a la temperatura media de la entrada y salida del intercambiador de calor. Fuente: Grupo investigador.

Propiedad	Valor
Temperatura ambiente T_a	24 °C
Temperatura de secado T_s	50 °C
Temperatura promedio T_m	37 °C
Conductividad térmica k	0.026398 $W/m \cdot ^\circ C$
Viscosidad cinemática ν	1.6738x10 ⁻⁵ m^2/s
Número de Prandtl Pr	0.72628
Densidad ρ_a	1.1378 kg/m^3

Obtenido de tablas de propiedades del aire a 1 atm (anexo A4), Transferencia de calor y masa, Yunus A. Cengel, tercera edición.

- **Cálculo de la velocidad media del flujo de aire en el espacio anular**

Este dato es utilizado para determinar el régimen de flujo, en la ecuación 5.28 se muestra la relación de continuidad simplificada para determinar la velocidad del flujo de aire.

$$C_{ma} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a A_{st}} \quad (\text{Ec. 5.28})$$

Donde:

- C_{ma} : Velocidad media del aire de secado.
- \dot{m}_a : Flujo másico del aire de secado.
- ρ_a : Densidad del aire evaluada a la temperatura media de la entrada y salida del intercambiador de calor.
- A_{st} : Área de la sección transversal del intercambiador de calor.

En la figura 80 se muestra la sección transversal donde se detallan las dimensiones utilizadas para el cálculo, el espacio anular fue determinado mediante un proceso iterativo de tal manera que se optimiza la longitud de calentamiento y se reducen las pérdidas de presión.

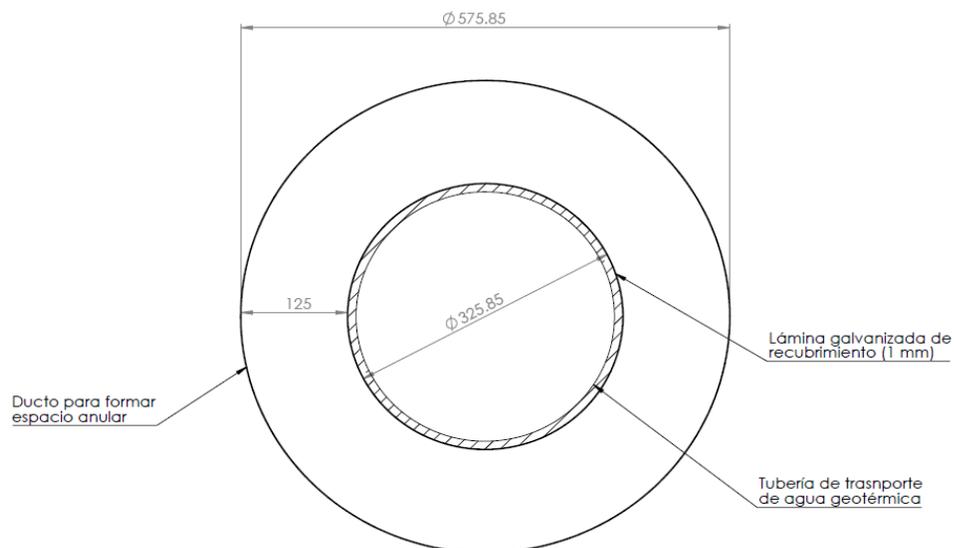


Figura 80. Sección transversal de intercambiador de calor para determinar el área de flujo y diámetro hidráulico. Cotas en milímetros (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.

El área de circulación del flujo de aire se determinó mediante la resta del área del diámetro exterior de la tubería de transporte de fluido geotérmico menos el área del diámetro interior de la coraza del intercambiador de calor como se muestra en la ecuación 5.29.

$$A_{st} = \frac{\pi}{4} (D_{ext}^2 - D_{int}^2) \quad (Ec. 5.29)$$

Sustituyendo los valores correspondientes de la tabla 9 y de la figura 72 en las ecuaciones 5.29 y 5.28 se obtuvieron los siguientes resultados:

$$A_{st} = 0.177 \text{ m}^2$$

$$C_{ma} = 15.24 \text{ m/s}$$

En donde el área de sección transversal y la velocidad del flujo de aire en el intercambiador de calor son 0.177 m^2 y 15.24 m/s respectivamente.

- **Cálculo de régimen de flujo (Número de Reynolds)**

Es necesario determinar el régimen del flujo del aire al interior del intercambiador de calor, ya que la correlación empírica a utilizar depende de este dato, en la ecuación 5.30 se muestra el número de Reynolds para determinar si el flujo es laminar, transición o turbulento.

$$R_e = \frac{C_{ma} \ell_c}{\nu} \quad (\text{Ec. 5.30})$$

Donde:

- R_e : Número de Reynolds.
- C_{ma} : Velocidad media del aire de secado.
- ℓ_c : Longitud característica del arreglo (la longitud característica para un intercambiador de calor anular corresponde a la diferencia entre diámetro externo de la tubería de transporte de fluido geotérmico y el diámetro interno de la coraza del intercambiador de calor).
- ν : Viscosidad cinemática del aire.

Sustituyendo los valores correspondientes se obtuvo el siguiente resultado:

$$R_e = 227,623.41$$

El flujo es turbulento, por lo cual las ecuaciones empíricas utilizadas son para flujo interno en tuberías con un diámetro interno igual a la longitud característica.

- **Cálculo de factor de fricción**

Fue necesario determinar el coeficiente de fricción para determinar el número adimensional Nusselt, además también se necesitó para calcular las pérdidas de

presión primaria del intercambiador de calor, como el régimen de flujo es turbulento se puede utilizar el diagrama de Moody pero presenta inexactitud al momento de leer el gráfico, también se puede utilizar la ecuación de Colebrook pero es compleja de resolver, por lo cual se decidió utilizar la ecuación de S.E.E Haaland (Ec. 5.20) la cual presenta un máximo de 2% de variación con respecto a la ecuación de Colebrook.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/D_h}{3.7} \right)^{1.11} \right]$$

Donde:

- f : factor de fricción.
- ε : rugosidad absoluta del material del intercambiador de calor (0.15mm para acero galvanizado).
- Re : número de Reynolds.
- D_h : diámetro hidráulico.

Sustituyendo los valores respectivos se obtiene el siguiente resultado.

$$f = 0.01896$$

- **Cálculo de número de Nusselt**

Conociendo el número de Reynolds y el factor de fricción se procedió a seleccionar una correlación empírica para calcular el coeficiente de película que se acople a la configuración geométrica del intercambiador de calor anular, normalmente se deberían de utilizar las correlaciones ya establecidas en la teoría sobre este tipo de intercambiadores, además de que la dirección de los flujos

debería de tomarse en cuenta, la temperatura del fluido geotérmico en la tubería es reducida muy por debajo de 1°C debido al calentamiento del aire, por lo que la superficie externa de la tubería puede considerarse como una superficie a temperatura constante, es por eso que se decidió utilizar la correlación de Gnielinki (Ec. 5.31) la cual es un poco más compleja que la correlación de Colburn pero se obtienen resultados más precisos (hasta 10% de error).

$$N_u = \left[\frac{\left(\frac{f}{8}\right) (R_e - 1000) P_r}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} (p_r^{2/3} - 1)} \right] \quad (\text{Ec. 5.31})$$

Donde:

- N_u : número de Nusselt.
- P_r número de Prandtl.
- f : factor de fricción.
- R_e : número de Reynolds.

Sustituyendo los valores correspondientes se obtuvo el número de Nusselt.

$$N_u = 442.719$$

- **Cálculo de coeficiente de película**

Una vez obtenido el número de Nusselt se determinó el coeficiente de película promedio para el calentamiento de aire, recordando que el número de Nusselt representa la razón de transferencia de calor por convección con la transferencia de calor únicamente por conducción (Ec. 5.32).

$$N_u = \frac{h \ell_c}{k} \quad (\text{Ec. 5.32})$$

Al sustituir los valores que anteriormente se han resumido se obtuvo el siguiente coeficiente de transferencia de calor por convección.

$$h = 46.748 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

- **Cálculo de la longitud de calentamiento**

Conociendo el coeficiente de película para el aire de secado se efectuaron las siguientes asunciones:

- La transferencia de calor por radiación es despreciable en comparación al mecanismo de convección forzada.
- La pared externa del intercambiador de calor es adiabática, por lo tanto, al aplicar la primera ley de la termodinámica al flujo de aire en estado estable se obtiene la siguiente ecuación (Ec. 5.33).

$$\dot{Q}_{cal} = hA_s(LMTD) \quad (Ec. 5.33)$$

Donde:

- A_s : Área de transferencia de calor correspondiente al área envolvente de un cilindro, $A_s = \pi D_{int} L_{cal}$.
- $LMTD$: diferencia media logarítmica de temperatura.

Como ya se definió en la teoría, para calcular la diferencia logarítmica se deben de sustituir la temperatura de entrada y salida del intercambiador de calor, así como la temperatura de la superficie de calefacción resultando lo siguiente:

$$LMTD = 132.57\text{°C}$$

Al sustituir el valor de la diferencia media logarítmica, el área de transferencia de calor y la potencia de calentamiento en la ecuación 5.33 se obtuvo la longitud de calentamiento correspondiente al tramo de tubería de fluido geotérmico.

$$L_{cal} = \frac{\dot{Q}_{cal}}{h(LMTD)\pi D_{int}}$$

$$L_{cal} = 12.967 \text{ m}$$

Debido a que es impráctico fabricar un prototipo de intercambiador para comprobar que se obtienen las condiciones necesarias para el aire de secado se recurrió a utilizar software de simulación, con el objetivo de probar el diseño con las condiciones más realistas.

5.10.2 Elementos para la instalación y operación del intercambiador de calor

Para determinar la longitud de tubería de transporte de fluido geotérmico para el calentamiento del aire de secado se efectuaron una serie de simplificaciones para efectuar el análisis de transferencia de calor, se suprimieron elementos los cuales sin ellos en la realidad no se podría construir y operar el equipo pero para simplificar el análisis y la simulaciones no se consideran, estos elementos son:

- Estructuras que soporten el ducto concéntrico a la tubería de transporte de fluido geotérmico para formar el espacio anular.
- Conector de ducto concéntrico que debe esquivar el soporte de la tubería de transporte de fluido geotérmico (patín).

- Codos de entrada y salida al intercambiador de calor que garanticen una suave transición para el flujo de aire (se muestran en el apartado de diseño de ducto para transporte de aire).
- Aislamiento del intercambiador de calor para evitar pérdidas de calor con el ambiente y para evitar accidentes por quemadura al desplazarse cerca de la instalación.

En la figura 81 se detallan los elementos necesarios para la construcción y operación del intercambiador de calor.

En la figura 82 se detalla la forma e instalación de las estructuras de soportes que forman el espacio anular en conjunto con el ducto fabricado de lámina de acero galvanizado de 1 mm de espesor, además se detalla el mecanismo de unión de la lámina para conformar el ducto anular. Para detalles de fabricación consulte los planos constructivos (Anexo A11).

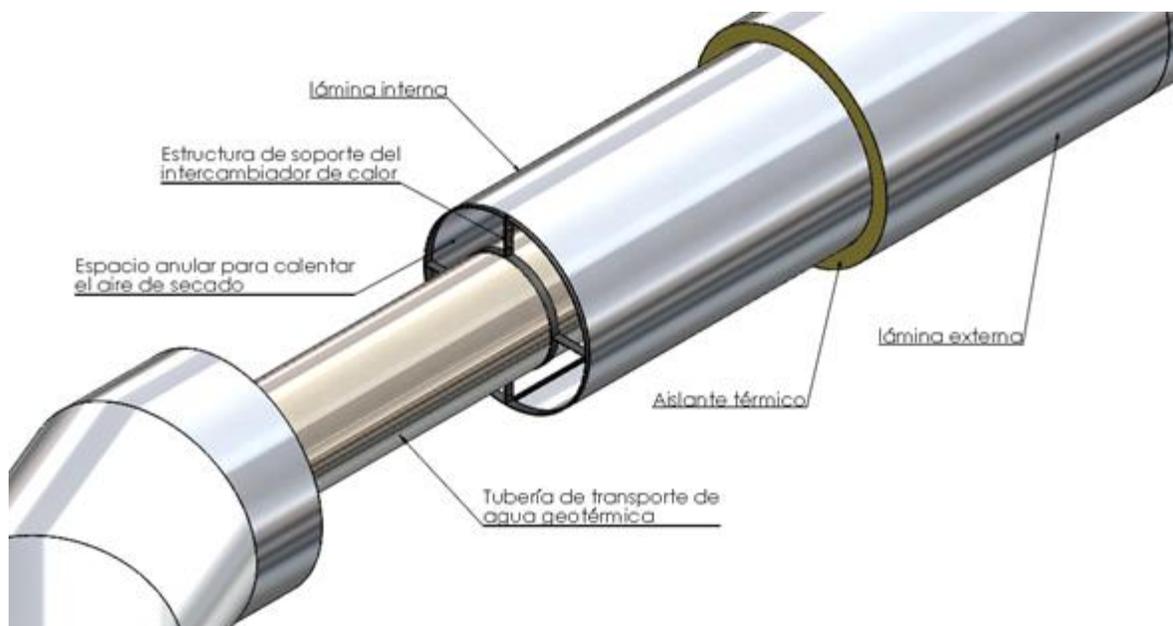


Figura 81. Intercambiador de calor anular, de izquierda a derecha la sección desnuda es el área de calentamiento, la segunda es la estructura que forma el espacio anular y la tercera es la capa de aislante y protección del aislante de las condiciones ambiente (2017). [Esquema]. Grupo investigador.

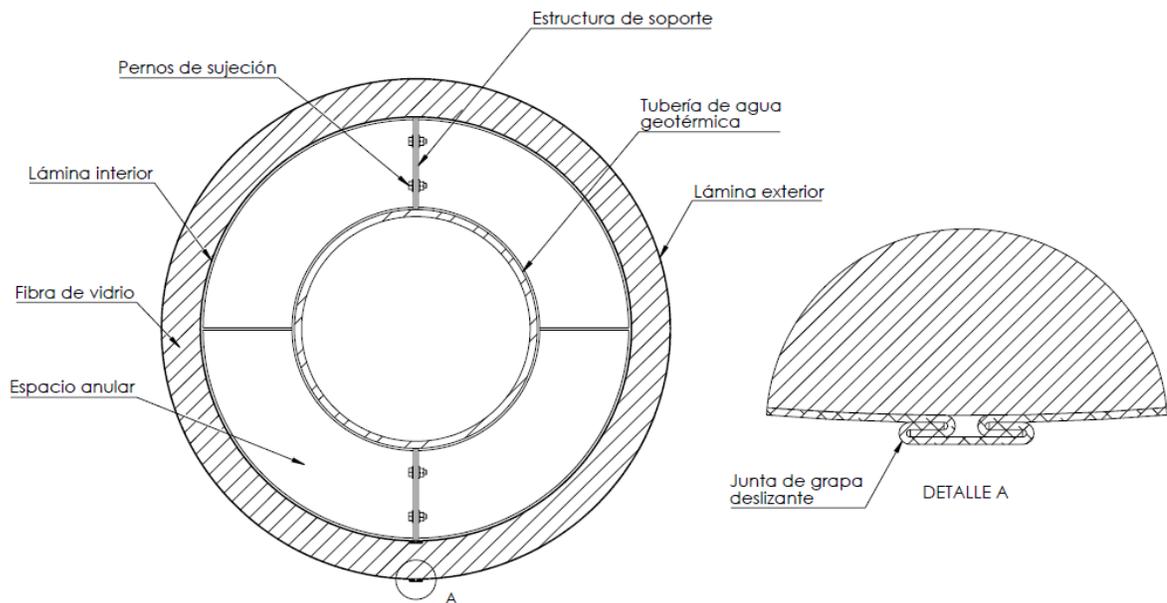


Figura 82. Vista de corte transversal de intercambiador de calor anular, observe que la estructura de soporte actúa como una superficie extendida incrementando la transferencia de calor, en el detalle se muestra el tipo de junta a utilizar para la fabricación de los ductos (2017). [Esquema]. Grupo investigador.

En la figura 83 se muestra la forma que debe de tener la sección del ducto de transporte de aire de secado que debe de pasar sobre el soporte de la tubería de transporte de fluido geotérmico.

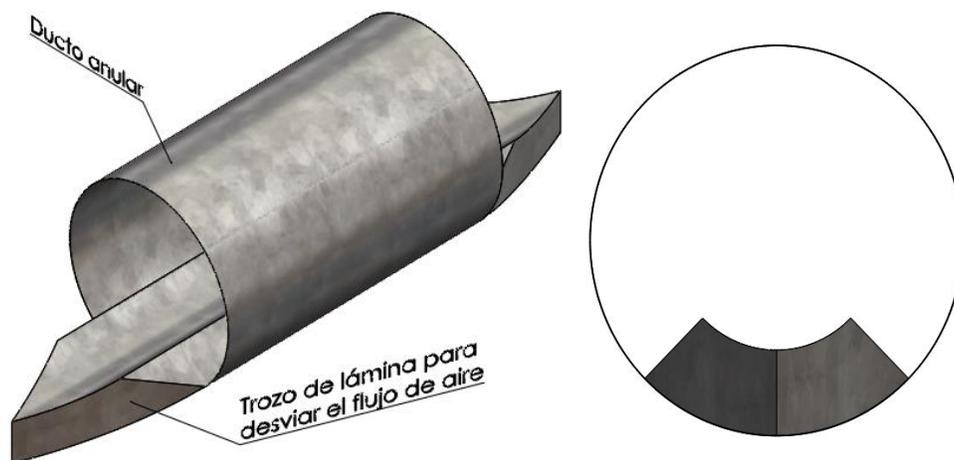


Figura 83. Sección de ducto que pasa sobre soporte de tubería, observe la figura de la derecha que la sección transversal para el flujo del aire es reducida en esta sección (2017). [Esquema]. Grupo investigador.

5.10.3 Simulación del flujo dentro del intercambiador de calor

Mediante dinámica computacional de fluidos (CFD) y con las condiciones definidas para el flujo de aire y del fluido geotérmico se procedió a verificar los resultados obtenidos en el proceso de cálculo, en la figura 84 se muestra la temperatura del aire a lo largo del paso en el intercambiador de calor y en la figura 85 se muestra la evolución de la temperatura del fluido geotérmico debido al calentamiento del aire de secado.

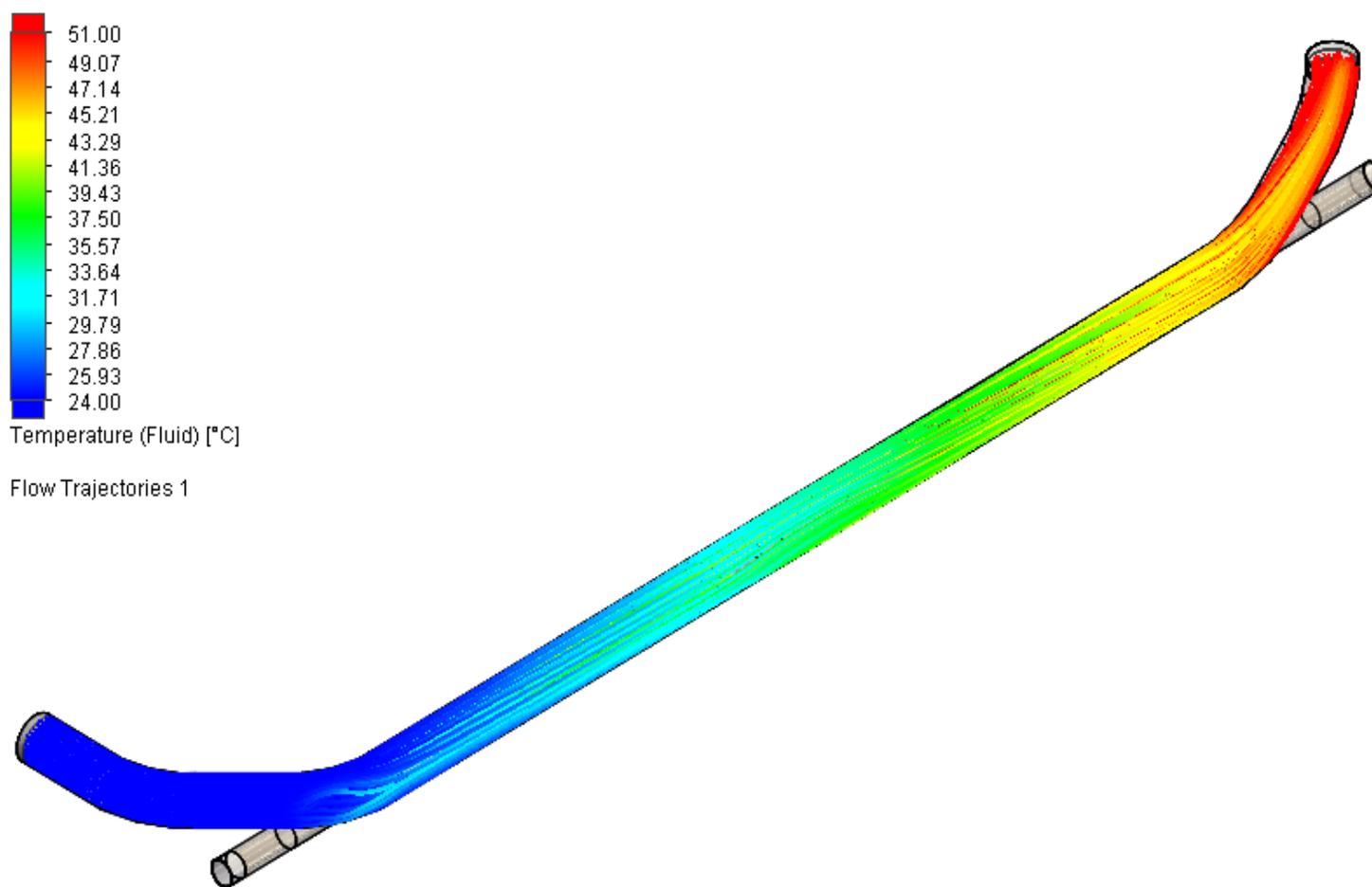


Figura 84. Líneas del flujo de aire de secado, observe como el aire incrementa su temperatura por el paso en el espacio anular para una condición de pared externa adiabática, la temperatura promedio a la salida del intercambiador de calor es de 51.3 °C (2017). [Esquema]. Grupo investigador.

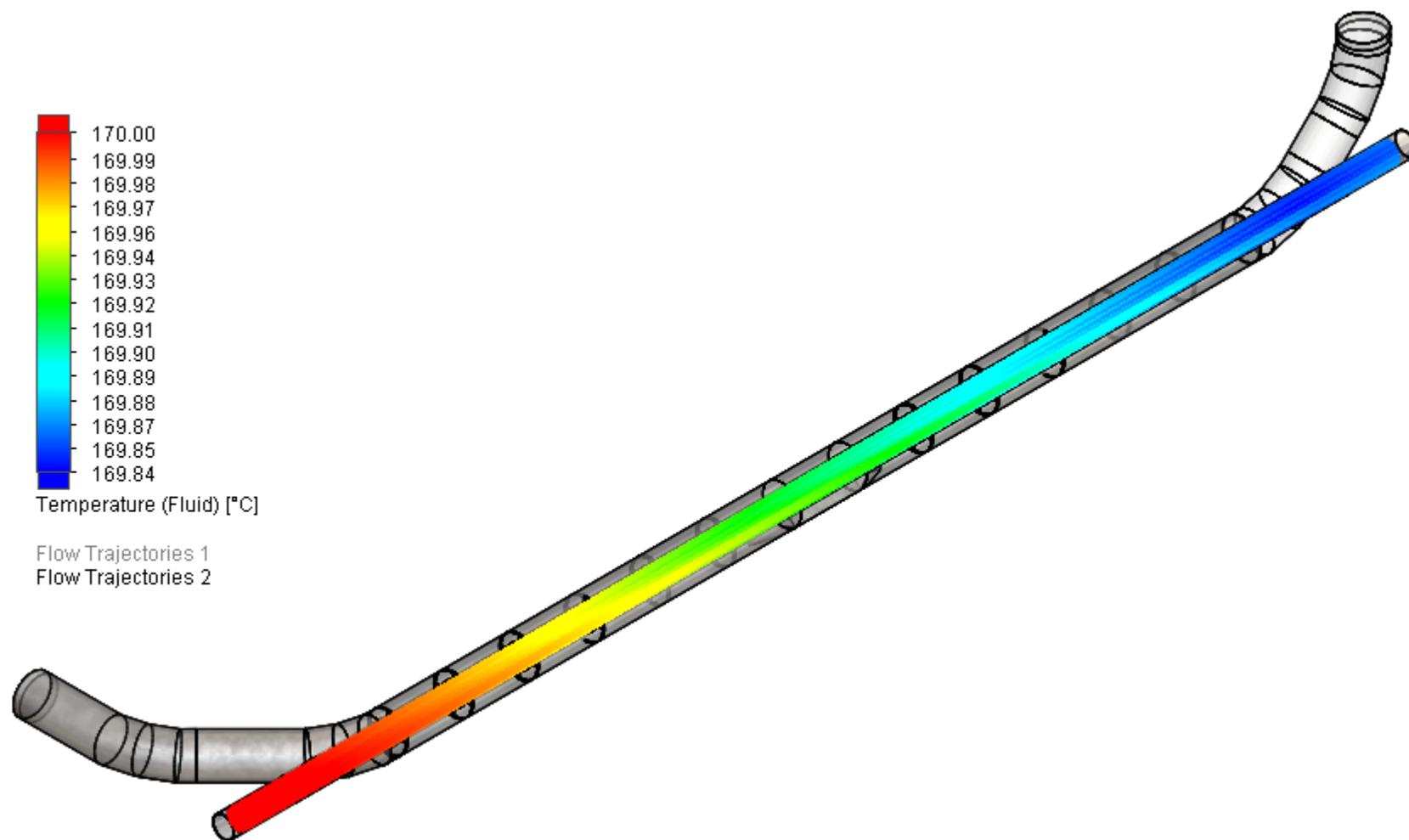


Figura 85. Líneas del flujo de agua geotérmica observe como se disminuye la temperatura debido al calentamiento del aire, la reducción de temperatura es de alrededor de $0.16\text{ }^{\circ}\text{C}$ (2017). [Esquema]. Grupo investigador.

5.10.4 Dimensionamiento y selección del aislante para intercambiador de calor

Para encontrar el radio crítico de aislamiento se asumió que el flujo de calor transferido por el intercambiador de calor disminuiría solo un 25% del total del flujo de calor transferido por las paredes del intercambiador de calor hacia el ambiente partiendo de un análisis sin aislante; la superficie externa del intercambiador de calor se asumió que estaría a 50 °C, idealizando que la superficie tendría la misma temperatura del aire que fluye por el interior del intercambiador de calor; y el valor de la temperatura ambiente de 24 °C.

En la determinación del espesor de aislante que se necesita, se hizo un análisis por convección natural, esto con el objetivo de poder calcular el coeficiente convectivo del aire circundante al intercambiador y el flujo de calor que se transmite al ambiente, para ello se detallan los siguientes parámetros:

Parámetros obtenidos para el aire a una presión de 1 atm (anexo A4) y una temperatura media de 37 °C:

- Conductividad térmica: $k = 0.02640 \text{ W/m} \cdot \text{K}$.
- Viscosidad cinemática: $\nu = 1.674 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.
- Número de Prandtl: $Pr = 0.7263$.
- Coeficiente de expansión volumétrica: $\beta = 1/T$, donde la temperatura es la absoluta de 37 °C, $\beta = 0.003226$.

Con los parámetros detallados anteriormente se calculó el número de Rayleigh con la siguiente ecuación 5.34:

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_{ambiente})L_C^3}{\nu^2} Pr \quad (Ec. 5.34)$$

Donde:

- g : Aceleración gravitacional (9.81 m/s^2).
- T_s : Temperatura de la superficie del intercambiador de calor ($50 \text{ }^\circ\text{C}$).
- $T_{ambiente}$: Temperatura ambiente ($24 \text{ }^\circ\text{C}$).
- L_c : Longitud característica de la configuración geométrica (Diámetro externo del intercambiador de calor 0.52 m).

Los demás parámetros se han definido anteriormente al inicio de este apartado.

Al hacer las sustituciones correspondientes en la ecuación 5.38 se tiene:

$$Ra_D = 306.6 \times 10^6$$

Obtenido el valor del número de Rayleigh, se calculó el número de Nusselt en convección natural con la ecuación 5.35.

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (Ec. 5.35)$$

Haciendo las sustituciones necesarias de cada uno de los parámetros se tiene:

$$Nu = 80.23$$

Con el valor del número de Nusselt obtenido, se procedió al cálculo del coeficiente convectivo del aire circundante al intercambiador de calor con la ecuación 5.36.

$$h_{ambiente} = \frac{k}{D_{intercambiador}} Nu \quad (Ec. 5.36)$$

Donde:

- $D_{intercambiador}$: diámetro externo del intercambiador de calor (0.52 m).
- k : conductividad térmica del aire.
- Nu : número de Nusselt.

Al realizar las sustituciones debidas con valores anteriormente calculados se tiene:

$$h_{ambiente} = 4.04 \text{ W/m}^2 * K$$

A continuación, se calculó el flujo de calor que estaría transfiriendo el intercambiador de calor por medio de su superficie externa (la cual se mantiene a una temperatura de 50 °C), a través de la ecuación de enfriamiento de Newton (Ecuación 4.6).

$$\dot{Q}_{conv} = h_{ambiente} A_s (T_s - T_{ambiente})$$

Donde:

- $h_{ambiente}$: coeficiente convectivo (4.04 W/m² * K)
- A_s : área superficial del intercambiador de calor (21.24 m²)
- T_s : temperatura de la superficie externa del intercambiador de calor (50 °C).
- $T_{ambiente}$: temperatura ambiente (24 °C).

Al realizar las sustituciones se tiene:

$$\dot{Q}_{conv} = 2,231.05 \text{ W}$$

Como el análisis se centró en permitir que solo un 25% del total del flujo de calor transferido por el intercambiador de calor sin aislante, se tiene que el flujo de calor que transfiere solo es de 557.76 W.

Para cálculo del espesor de aislante necesario, se recurrió a la ecuación 5.37 (Manrique Valadez, 2001); el material aislante que se plantea es Fibra de Vidrio, el cual tiene una conductividad térmica de $0.04 \text{ W/m} \cdot \text{K}$.

$$\dot{Q}_{conv itc} = \left[\frac{T_{intercambiador} - T_{ambiente}}{\frac{1}{h_1 \pi d_1} + \frac{\ln(d_2/d_1)}{2\pi k_{aislante}} + \frac{1}{h_{ambiente} \pi d_2}} \right] * L_{intercambiador} \quad (Ec. 5.37)$$

Donde:

- h_1 : Coeficiente convectivo del aire que fluye dentro del intercambiador ($54.108 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$)
- $k_{aislante}$: Coeficiente conductivo de la Fibra de Vidrio ($0.04 \text{ W/m} \cdot \text{K}$).
- $T_{intercambiador}$: Temperatura del aire al interior del intercambiador de calor (50 °C).
- d_1 : Diámetro externo del intercambiador de calor (0.52 m).
- $L_{intercambiador}$: Longitud del intercambiador de calor (13 m).

Al realizar las sustituciones necesarias y resolver se tiene como resultado el valor del diámetro hasta el exterior del aislante (d_2).

$$d_2 = 0.584 \text{ m}$$

El espesor del aislante se obtuvo a partir de resolver la ecuación 5.37 determinando el diámetro externo, haciendo la diferencia de los diámetros internos y externos del intercambiador de calor divididos entre dos:

$$e = \frac{d_2 - d_1}{2} \quad (\text{Ec. 5.38})$$

$$e = 0.032 \text{ m} = 3.2 \text{ cm}$$

Para permitir transferir solo un 25% del flujo de calor total es necesario colocar aislante de Fibra de Vidrio con un espesor de 3.2 cm.

5.11 Calculo de pérdidas de presión en el flujo de aire

Cada elemento del sistema secador de granos de café tiene su comportamiento propio respecto a la pérdida de presión en el sistema. Para el diseño del sistema secador de granos de café los siguientes elementos son fuente de pérdidas de presión y por lo tanto agregan presión estática al elemento impulsor:

- Intercambiador de calor (fricción del aire con las paredes).
- Codos de entrada y salida en el intercambiador de calor (cambios de dirección del flujo y reducción de la sección transversal al flujo).
- Ductos de transporte de aire (fricción del flujo de aire con las paredes del ducto).
- Codos del sistema de ductos (cambio de dirección del flujo).
- Difusor (aumento de área).
- Lámina perforada (reducción del área).
- Capa de café.

Se realizó el cálculo de pérdidas de presión para cada uno de estos elementos antes mencionados, los cuales al final se suman para obtener el valor de pérdida de presión total en el sistema secador para poder seleccionar el elemento impulsor que cumpla con los requerimientos de operación.

- **Perdidas de presión en intercambiador de calor (agua geotérmica-aire)**

En el apartado de diseño de intercambiador de calor de agua geotérmica-aire se mencionó que este puede ser analizado como del tipo flujo interno forzado en un cilindro redondo de diámetro equivalente al diámetro hidráulico, las pérdidas en el intercambiador de calor son pérdidas primarias, es decir, que provienen de la fricción del flujo del aire con las paredes del intercambiador de calor, por lo tanto, se puede utilizar la ecuación de Darcy-Weisbach (ecuación 5.38).

$$\Delta P_{itc} = f \frac{L_{itc}}{D_h} \frac{c_{m,itc}^2 \rho_a}{2} \quad (Ec. 5.39)$$

Donde:

- ΔP_{itc} : Pérdida de presión por rozamiento en intercambiador de calor.
- f : factor de fricción, 0.01896.
- L_{itc} : longitud del cilindro (intercambiador de calor), 13 m.
- D_h : diámetro hidráulico, 0.25 m.
- $c_{m,itc}$: velocidad media del fluido dentro del intercambiador de calor, 15.24 m/s.
- ρ_a : densidad del aire, 1.1378 kg/m³.

Sustituyendo los valores obtenidos para las variables de la ecuación 5.43 se obtiene la pérdida de presión por fricción en el intercambiador de calor.

$$\Delta P_{itc} = 130.27 \text{ Pa} = 13.28 \text{ mm c. a.}$$

- **Pérdida de presión en ductos de transporte de aire de secado**

Las pérdidas de presión en el ducto son debidas a la fricción del flujo del aire con las paredes del mismo, por lo tanto, se aplicó el mismo análisis que para las pérdidas de presión en el intercambiador de calor, pero con la diferencia que en este caso el diámetro hidráulico corresponde al diámetro interno del ducto por lo tanto difieren los valores de la velocidad media del flujo de aire, número de Reynolds y factor de fricción como se muestra a continuación:

- **Velocidad media del flujo de aire:**

$$C_{m,ducto} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a A_{st,ducto}} \quad (\text{Ec. 5.40})$$

$$C_{m,ducto} = 10.17 \text{ m/s}$$

- **Numero de Reynolds:**

$$R_{e,ducto} = \frac{C_{m,ducto} \ell_c}{\nu} \quad (\text{Ec. 5.41})$$

$$R_{e,ducto} = 339,377.09$$

- **Factor de fricción:**

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/D_h}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad (\text{Ec. 5.42})$$

$$f = 0.01625$$

Por lo tanto, las pérdidas de presión en el ducto por rozamiento del flujo del aire con las paredes son de:

$$\Delta P_{ducto} = f \frac{L_{ducto}}{D_{ducto}} \frac{c_m^2 \rho_a}{2} \quad (\text{Ec. 5.43})$$

$$\Delta P_{ducto} = 44.87 Pa = 4.57 mm \text{ c. a.}$$

- **Perdidas de presión en accesorios en el ducto**

Para el cálculo de pérdidas de presión en accesorios se enlistan los mostrados en el apartado de diseño de ductos, los cuales son:

Tabla 10. accesorios que aportan perdidas de presión al sistema secador. Fuente: Grupo investigador.

Cantidad	Accesorio
1	Codo a 90°
4	Codo a 45°
1	Codo a 55°
1	Ensanchamiento sección redonda-redonda
1	Estrechamiento sección cuadrada-redonda
1	Difusor

Al conjugar variables de diseño se tiene para la ecuación 5.22 una expresión que define las pérdidas de presión en accesorios en términos de su coeficiente de pérdida y el diámetro del ducto en mm c.a:

$$\Delta P_{sducto} = K \frac{c_{ma}^2}{2} \rho_a \quad (Ec. 5.22)$$

$$\Delta P_{accesorio} = \frac{0.7292}{D_{ducto}^4} \quad (Ec. 5.44)$$

- **Perdidas de presión en codo a 90°**

El codo está formado de 5 gajos donde su valor de relación radio de curvatura entre diámetro de ducto (R/D) es 1.5 en donde su coeficiente de pérdida es 0.13 (Anexo A5), por lo tanto, se tiene:

$$\Delta P_{codo\ 90^\circ} = K \frac{0.7292}{D_{ducto}^4} \quad (Ec. 5.45)$$

$$\Delta P_{codo\ 90^\circ} = 0.73 = mm\ c. a$$

- **Perdidas de presión en codo a 45°**

Los 4 codos están formados por 4 gajos, donde la relación R/D es de 1.5 y donde su coeficiente de pérdida es 0.08 (Anexo A5), por lo que se tiene:

$$\Delta P_{codo\ 45^\circ} = K \frac{0.7292}{D_{ducto}^4} \quad (Ec. 5.46)$$

$$\Delta P_{codo\ 45^\circ} = 1.8\ mm\ c. a$$

- **Perdida de presión en codo a 55°**

Cuando existen codos con ángulos que se no se encuentran en tablas de coeficientes de pérdidas, existe una relación que permite conocer el coeficiente de pérdida en base a un codo de 90° como se muestra a continuación:

$$K_{\alpha} = \frac{\alpha}{90^{\circ}} * K_{90^{\circ}} \quad (\text{Ec. 5.47})$$

Donde:

- K_{α} : Coeficiente de pérdida en accesorio.
- α : Ángulo de apertura del codo.
- $K_{90^{\circ}}$: Coeficiente de pérdida en accesorio para codo de 90°.

Por lo que para un codo de 55° con 3 gajos y $R/D=1.5$ se tiene un valor de pérdida de presión de:

$$K_{\alpha} = \frac{\alpha}{90^{\circ}} * K_{90^{\circ}}$$

$$K_{\alpha} = 0.207$$

$$\Delta P_{\text{codo } 55^{\circ}} = K \frac{0.7292}{D_{\text{ducto}}^4} \quad (\text{Ec. 5.48})$$

$$\Delta P_{\text{codo } 55^{\circ}} = 1.16 \text{ mm c. a}$$

- **Perdida de presión en ensanchamiento sección redonda-redonda**

Esta sección es la que conecta el intercambiador de calor con el ducto de transporte de aire de secado, en la cual sus diámetros son $D_0 = 575.85 \text{ mm}$ y $D_1 = 600 \text{ mm}$, su ángulo de apertura es de $\theta = 10^{\circ}$ por lo que su relación A_0/A_1 es de 0.92 con un valor de coeficiente de pérdida de 0.0176 (Anexo A5), para el cálculo de la perdida de presión en este accesorio se tiene la siguiente expresión:

$$\Delta P_{\text{ensanchamiento}} = K \frac{c_{m,\text{ducto}}^2 \rho_a}{2} \quad (\text{Ec. 5.49})$$

$$\Delta P_{\text{ensanchamiento}} = 0.972 \text{ Pa} = 0.0991 \text{ mm c. a}$$

- **Perdida de presión estrechamiento sección cuadrada-redonda**

Esta sección conecta el elemento impulsor con el intercambiador de calor el cual sus cotas son $D_0 = 575.85 \text{ mm}$, $H_1 = 780 \text{ mm}$ y $W_1 = 500 \text{ mm}$, su ángulo de apertura es de $\theta = 15^\circ$ por lo que su relación A_0/A_1 es de 0.06 con un valor de coeficiente de pérdida de 0.54 (Anexo A5), para la pérdida de presión en este accesorio se obtuvo el siguiente valor:

$$\Delta P_{\text{estrechamiento}} = K \frac{c_{m,\text{ducto}}^2 \rho_a}{2} \quad (\text{Ec. 5.50})$$

$$\Delta P_{\text{estrechamiento}} = 29.82 \text{ Pa} = 3.04 \text{ mm c. a}$$

- **Perdida de presión en difusor**

Esta sección empalma el ducto de transporte de aire con la cama de secado a su plenum, en el cual sus cotas son $D_0 = 600 \text{ mm}$, $H_1 = 600 \text{ mm}$ y $W_1 = 1,500 \text{ mm}$, su ángulo de apertura es de $\theta = 35^\circ$ por lo que su relación A_0/A_1 es de $3.18 \approx 4$ y $\frac{L}{D_0} = 2.5 \approx 3$ por lo que su valor de coeficiente de pérdida es de 0.10 (Anexo A5), para la pérdida de presión este accesorio se obtuvo el siguiente valor:

$$\Delta P_{\text{difusor}} = K \frac{c_m^2 \rho_a}{2} \quad (\text{Ec. 5.51})$$

$$\Delta P_{\text{difusor}} = 5.52 \text{ Pa} = 0.5627 \text{ mm c. a}$$

El total de pérdidas de presión en accesorios de ducto de transporte de aire de secado es de 7.3918 mm c. a .

- **Perdida de presión estática en lámina perforada**

Otro elemento que produce una pérdida de presión en la corriente de aire de secado corresponde a la lámina perforada, para determinar este valor se recurrió a consultar a un fabricante de láminas perforadas, el fabricante ofrece una gráfica (Figura 86) que ha sido construido mediante pruebas de laboratorio para flujos de aire uniforme que inciden de forma perpendicular a la lámina perforada, para la determinación de las pérdidas de presión es necesario conocer el porcentaje de área perforada y la velocidad de impacto del aire.

La velocidad con la que el aire de secado impacta sobre la lámina perforada se relaciona con el flujo másico de $\dot{m}_a = 3.07 \text{ kg/s}$, el área del agujero en la lámina perforada y el tamaño de la cama de secado (15 m^2). Por lo que dicha velocidad para un porcentaje de área perforada de 10% es de 34.65 ft/min y como puede observarse la velocidad de impacto es tan pequeña que las pérdidas podrían considerarse despreciables, Sin embargo, se tomó un valor de 0.25 pulg. de c.a, lo que es igual a 6.35 mm de c.a ya que es un valor mínimo en la gráfica.

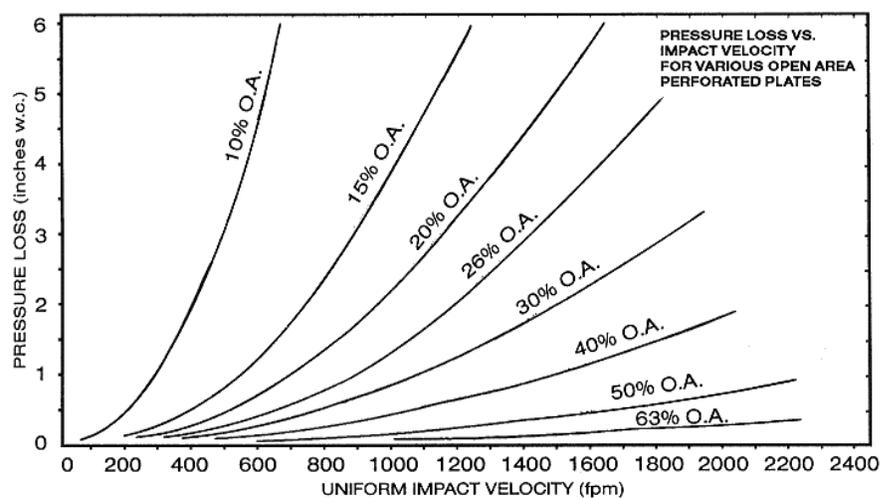


Figura 86. Pérdidas de presión del aire que fluye a través de lámina perforada para distintos porcentajes de área perforada, expresada en pulgadas de columna de agua. [Figura]. Recuperada de manual de láminas perforadas de Quality Perforating Inc.

- **Perdida de presión estática en la capa de café**

La capa de café presente en la cama de secado representa un obstáculo más a vencer por el aire de secado, el cual encuentra resistencia en su libre circulación por el sistema, sin embargo, CENICAFÉ presenta un método (Oliverio y Roa), para calcular la pérdida de presión del aire de secado al paso de este por la masa de café, para lo cual desarrollaron la siguiente ecuación:

$$\frac{\Delta P_{cafe}}{z} = \left[\frac{\dot{V}_{ar}/A_{cs}}{9.523 - 0.0476M} \right]^{1.4793} \quad (Ec. 5.52)$$

Donde:

- ΔP_{cafe} : pérdida de presión en cm de columna de agua.
- \dot{V}_{ar} : Caudal de aire en el sistema secador, $172.50 \text{ m}^3/\text{min}$.
- A_{cs} : Area de la cama de secado, 15 m^2 .
- M : Humedad del grano en base humedad (café lavado y escurrido).

$$M = 50\%$$

- z : Altura de la capa de café en metros.

$$z = \frac{\text{masa total de café (lavado y escurrido)}}{x * y * \text{densidad del café (lavado y escurrido)}} \quad (Ec. 5.53)$$

Donde:

- x : Largo de la cama de secado.
- y : Ancho de la cama de secado.
- $\text{masa total de café}$: $3,329.25 \text{ kg}$.
- $\text{densidad del café (lavado y escurrido)} = 698.20 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

Por lo que para la altura de la cama de secado se obtuvo un valor de 0.32 m, pero el análisis se realizó para una altura de 0.4 m, esto permite tener un factor de seguridad de 1.25.

Para obtener las pérdidas de presión en la capa de café se sustituyeron las variables antes determinadas en la ecuación 5.52:

$$\Delta P_{cafe} = 0.81 \text{ cm c. a} = 8.1 \text{ mm c. a}$$

Para el total de pérdida de presión estática del sistema secador de granos de café se sumó cada una de las pérdidas de los elementos anteriormente calculados, obteniendo un valor de: 39.69 milímetros de columna de agua.

5.11.1 Simulación de dinámica computacional de fluidos para valores de pérdidas de presión en sistema secador de granos de café

El valor de pérdidas de presión en el flujo de aire para el sistema secador de granos de café sirvió de base como una primera aproximación, sin embargo, existen ciertos elementos que no fueron considerados durante el análisis debido a la falta de información experimental que caracterice la pérdida de presión en función del caudal, estos elementos son los codos a 45° utilizados para hacer ingresar y expulsar el aire del intercambiador de calor debido a que la sección transversal al flujo no es constante en todo el elemento (una boca es atravesada por la tubería de fluido geotérmico), además de las estructuras de soporte para el intercambiador de calor que actúan como obstáculo para el flujo de aire y por último la conexión entre ductos de intercambiador de calor que debe de pasar por uno de los soportes de la tubería de transporte de fluido geotérmico (patín), es

por ello que se recurrió a modelar todo el sistema mediante software CFD para obtener un valor de pérdida de presión más realista.

En la figura 87 se muestra el resultado obtenido después de simular todo el sistema secador de granos de café, el modelo fue simplificado para involucrar únicamente los elementos que producen pérdidas de presión.

La pérdida de presión obtenida mediante la simulación computacional fue de 71.14 mm c.a. este valor será utilizado para la selección del elemento impulsor (ventilador).

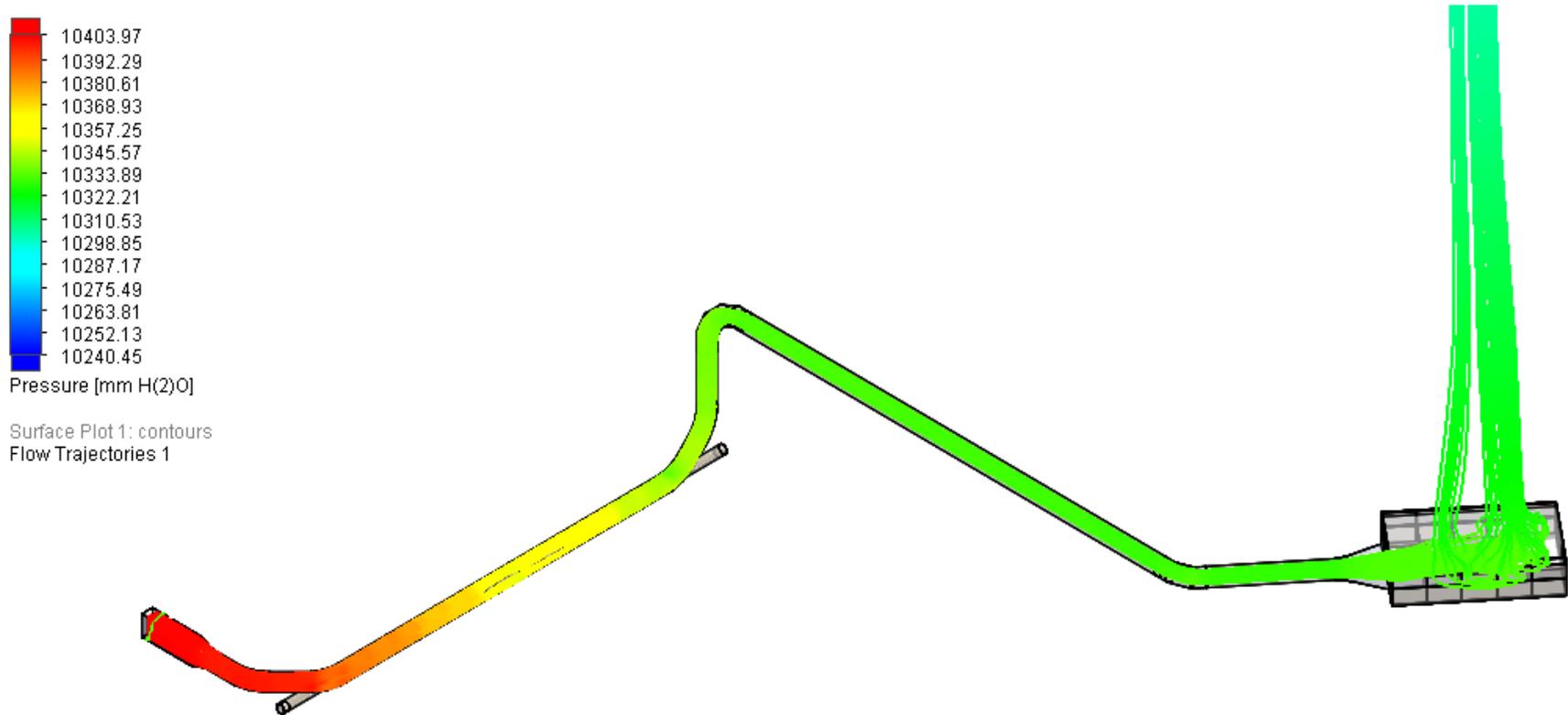


Figura 87. Simulación de la pérdida de presión del sistema secador de granos de café (CFD), se observa la evolución que tiene la presión total del flujo de aire por el paso en cada elemento, observe que la mayor parte de la pérdida de presión se experimenta en el intercambiador de calor el cual difiere con el valor calculado ya que en el modelo computacional se incluyeron los elementos obviados, por otra parte se verifica que la pérdida de presión en el resto de los elementos que conforman al sistema son bastante apegados a los valores calculados. Nota: la presión atmosférica del modelo computacional es de 10332.2745 mm c.a. Fuente: Grupo investigador.

5.12 Selección del ventilador

Para la selección del ventilador que impulsa el aire de secado a través de todo el sistema secador es necesario determinar la presión estática impuesta por todos los elementos que conforman el sistema secador, además del caudal de aire en la boca de aspiración del ventilador, estos datos ya han sido calculados en las secciones anteriores, el caudal corresponde a $9,500 \text{ m}^3/h$ y la presión estática de 71.14 mm c.a. Debido al caudal y la presión estática requerida (sistema de baja presión) se decidió por utilizar un ventilador centrífugo ya que cumplen con los requisitos de caudal y presión estática además de ser recomendado para secado mecánico de café de capa estática.

El proceso de selección consistió en trazar sobre la curva característica de distintos modelos de ventilador el punto de diseño del sistema y se escoge el modelo que opere con la máxima eficiencia, además, para el proyecto se decidió consultar el catálogo de ventiladores de la empresa Soler & Palau en su línea CM ya que es de los pocos fabricantes que comercializan ventiladores de estas dimensiones, el ventilador debe de ser del tipo centrífugo ya debido al requerimiento de presión estática elevada impuesta por el transporte del aire desde el intercambiador de calor hasta la cama de secado.

En la figura 88 se muestra la curva característica de la serie CMD para el modelo 450, se trazó el punto de operación, y se determinó que el ventilador operará con una eficiencia cercana al 74% además de requerir una potencia sobre el eje del impulsor de aproximadamente de 3.5 bhp y una velocidad de giro de 1500 rpm .

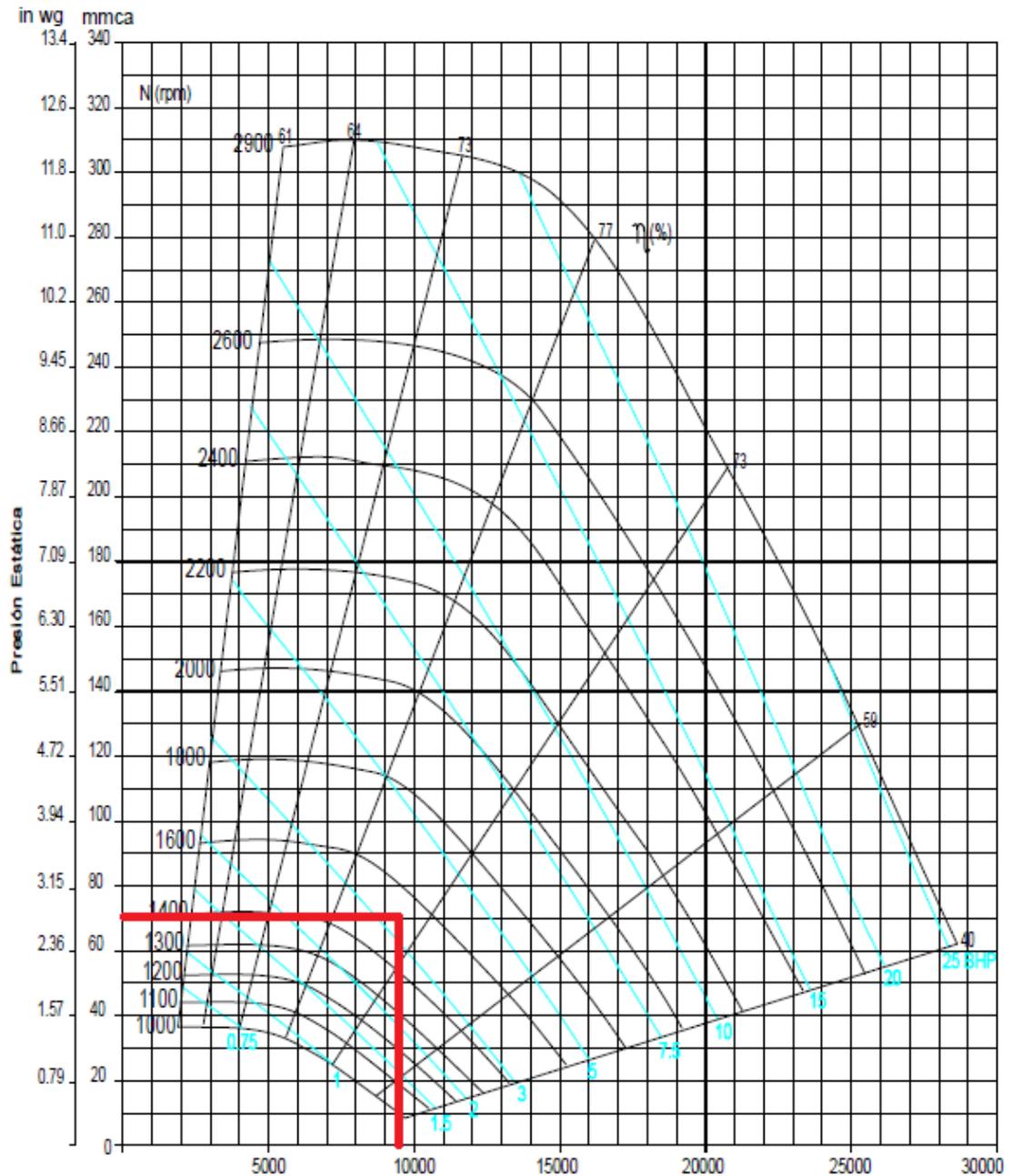


Figura 88. Punto de operación del sistema sobre curva característica del ventilador CMD 450. (2017). [Gráfico]. Soler & Palau.

Las curvas características proporcionadas por el fabricante han sido determinadas para condiciones ambiente estándar (0 m.s.n.m y 20°C) y en el lugar de la instalación del equipo secador se tiene una altura sobre el nivel del mar que está alrededor de los 850 m.s.n.m y una temperatura ambiente

promedio de 24°C, es por ello que se aplicó un factor de corrección proporcionado por el fabricante como se muestra en la tabla 11.

Tabla 11. Factores de corrección por altura sobre el nivel del mar y por temperatura ambiente (2017). [Tabla]. Soler & Palau.

Altitud (metros snm)	Temperatura (°Centígrados)						
	21	30	38	65	93	149	204
0	1.000	0.971	0.946	0.876	0.803	0.697	0.616
305	0.964	0.936	0.912	0.844	0.774	0.672	0.594
610	0.930	0.903	0.880	0.815	0.747	0.648	0.573
914	0.896	0.870	0.848	0.785	0.720	0.624	0.552
1219	0.864	0.839	0.818	0.757	0.694	0.604	0.532
1524	0.832	0.808	0.787	0.729	0.668	0.580	0.513
1829	0.801	0.778	0.758	0.702	0.643	0.558	0.493
2134	0.772	0.750	0.73	0.676	0.620	0.538	0.476
2438	0.743	0.722	0.703	0.651	0.596	0.518	0.458
2743	0.714	0.694	0.676	0.626	0.573	0.498	0.440
3048	0.688	0.668	0.651	0.602	0.552	0.480	0.424
4572	0.564	0.548	0.534	0.494	0.453	0.393	0.347
6096	0.460	0.447	0.435	0.403	0.369	0.321	0.283

El punto de diseño no está directamente en los valores de la tabla 11 por lo que se procedió a interpolar, se obtuvo un factor de corrección de 0.894, el factor se aplica a la pérdida de presión al dividir el valor obtenido en cálculos entre el factor de corrección y para el valor de potencia en el eje se multiplica por el factor de corrección por lo cual el ventilador operará con una presión estática de 79.57 mm c.a. y con una potencia en el eje de 3.129, sin embargo se debe de aplicar un factor por pérdidas de potencia en la transmisión entre el eje del impulsor y el eje del motor ya que es accionado mediante banda y poleas, el fabricante recomienda utilizar el gráfico mostrado en la figura 89 para determinar este factor.

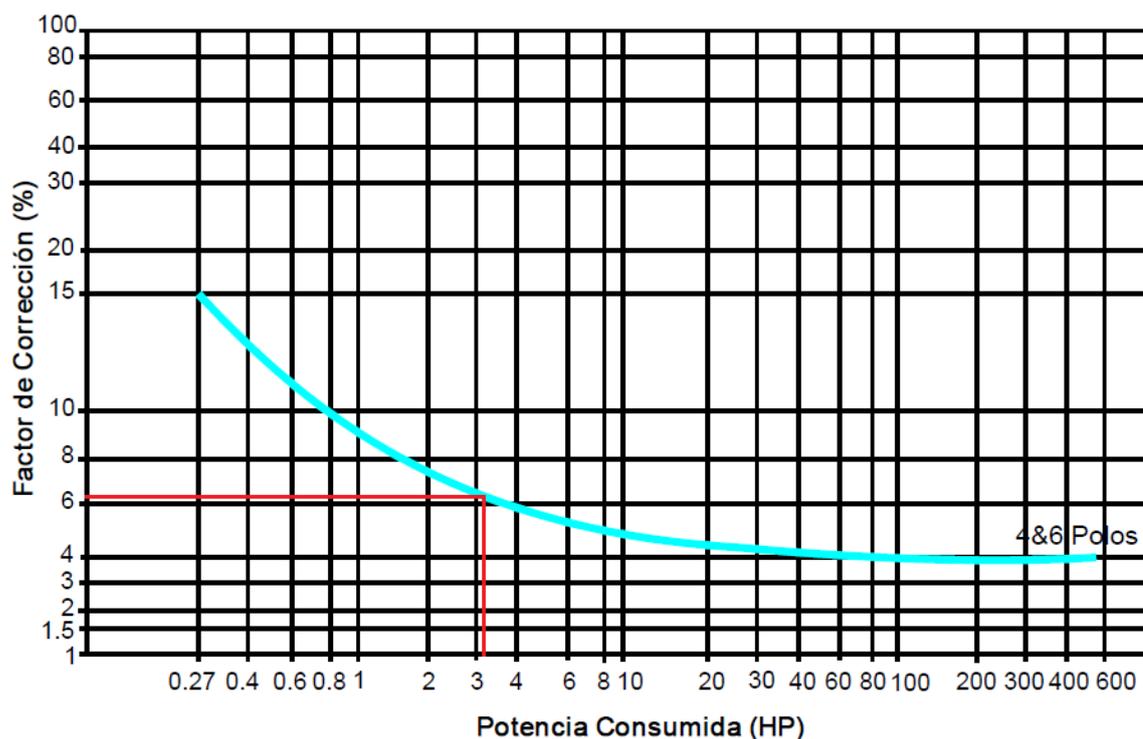


Figura 89. Factores de corrección para la selección del motor para accionar el ventilador, las líneas en rojo representan las condiciones de operación. (2017). [Gráfico]. Soler & Palau.

Se observa que el factor de corrección por pérdidas de transmisión es de alrededor de 6.1% por lo tanto la potencia requerida en el eje del motor es de 3.32 hp. Para dimensiones del ventilador ver Anexo A6.

5.13 Control de temperatura

Los cálculos efectuados durante el diseño del secador de granos de café se efectuaron asumiendo que las condiciones ambientales de la localidad donde será instalado permanecen constantes, es decir que la temperatura ambiente se mantendrá en 24°C durante todo el día y la humedad relativa en 74% aproximadamente, lo cual no es cierto ya que ambos valores varían durante todo el día, es por ello que fue necesario implementar un sistema de control que mantenga la temperatura del aire de secado en 50°C para asegurar un secado uniforme en el menor tiempo posible.

La solución idónea consiste en mantener el flujo másico y la temperatura de aire de secado constantes durante el periodo de secado, el

sistema de calentamiento del equipo secador de granos de café por su naturaleza depende de la temperatura y humedad relativa del aire ambiente, en las horas de la noche y la madrugada se necesita extraer más energía de los fluidos geotérmicos y en las horas del día y la tarde se necesita menos energía para calentar el aire de secado, debido a que la longitud de calentamiento es una variable que no se puede modificar dependiendo de los requerimientos energéticos del flujo de aire de secado se recurrió a variar el flujo másico del aire mediante la variación de la velocidad de operación del ventilador.

El control de temperatura funcionara de la siguiente manera:

- Durante los periodos en que la temperatura ambiente este por debajo de la temperatura ambiente de diseño se reduce el flujo de aire para lograr la temperatura de secado deseada.
- En los periodos en que la temperatura ambiente este por encima de la temperatura ambiente de diseño se incrementa el flujo de aire para lograr la temperatura de secado deseada.

5.13.1 Elementos para el control de temperatura

El control de temperatura se llevará a cabo mediante la regulación del flujo másico proporcionado por el ventilador y para ello se necesitan los 3 siguientes elementos fundamentales: Medición, procesador de señales y actuador como se describen a continuación.

- **Medición:** Es el elemento que permite determinar el valor actual de la variable de proceso (transductor), permite convertir una variable física en un valor eléctrico en base al cual opera el control.

- **Procesador de señales:** Es el elemento encargado de recibir las señales del transductor, el cual es programado para mandar las señales al actuador para cambiar el valor medido de proceso hasta el valor deseado.
- **Actuador:** Es el elemento que recibe instrucciones del procesador de señales para cambiar el valor de proceso medido hasta el valor deseado.

Los elementos fundamentales que se requieren para el control de temperatura son enlistados a continuación:

- RTD PT100 con cabezal tipo DIN C.



Figura 90. Sensor de temperatura PT100 con cabezal tipo DIN C. (2017). [Fotografía]. Fuente: RS pro

- SIEMENS LOGO! 8.



Figura 91. Modulo LOGO 8. (2017). [Fotografía]. Fuente: SIEMENS

- SIEMENS LOGO! AM2 RTD.



Figura 92. Módulo de expansión AM2 RTD. (2017). [Fotografía]. Fuente: SIEMENS

- SIEMENS AM2 AQ



Figura 93. Módulo de expansión AM2 AQ. (2017). [Fotografía]. Fuente: SIEMENS

- LOGO! TDE.



Figura 94. Módulo LOGO TDE. (2017). [Fotografía].
Fuente: SIEMENS

- LOGO power 24V.



Figura 95. Módulo LOGO power 24V. (2017). [Fotografía]. Fuente: SIEMENS

- VFD MICROMASTER 420.



Figura 96. VFD MICROMASTER 420. (2017). [Fotografía]. Fuente: SIEMENS

5.13.2 Funcionamiento del sistema de control

La variable de proceso (temperatura de secado), es medida mediante la sonda PT100 que se ubica al centro de la cama de secado para medir la temperatura promedio, la señal eléctrica generada por la PT100 es recibida en el módulo de expansión AM2 RTD donde convierte la señal análoga a digital que luego es enviada al módulo de procesamiento LOGO 8, mediante programación de este se establece la temperatura de secado deseada (50°C), compara el valor medido con el valor deseado y envía datos digitales del valor de frecuencia necesario para variar la velocidad del motor del ventilador mediante el módulo AM2 AQ el cual se encarga de convertir la información digital del valor de frecuencia en un valor analógico de voltaje de 0 a 10V, este valor es recibido por el variador de frecuencia MICROMASTER 420 el cual se encarga de manejar la velocidad del ventilador según el cambio necesario a aplicar al valor de temperatura medido, el valor deseado de temperatura, el valor medido de temperatura y el tiempo actual de secado se muestra de forma gráfica en el módulo LOGO TDE.

CAPÍTULO VI. ANÁLISIS ECONÓMICO DEL DISEÑO

6.1 Ingeniería del proyecto

El proyecto se ha llevado a cabo con la ayuda de tres personas, las cuales han sido las encargadas de la investigación y diseño del proyecto; además de eso se ha recurrido al apoyo de un consultor, quien es el que ha estado apoyando todas las etapas del proyecto. Este apartado no se considera para cálculos económicos y financieros, por la razón de carácter social que tiene la Universidad de El Salvador en este tipo de proyectos.

A continuación, se muestra la tabla 12 en donde se presentan los salarios de cada una de las personas involucradas en las actividades del proyecto.

Tabla 12. Salarios de personal para ingeniería del proyecto. Fuente: Grupo investigador.

Descripción	Número de personas	Salario base	Total salarios
Consultor	1	\$1,100	\$1,100
Investigadores, diseñadores y ejecutores del proyecto	3	\$1,400	\$4,200
total	4		\$5,300

6.2 Costos

6.2.1 Costos de fabricación de equipo

En base a los planos constructivos del diseño de secador de granos de café se estimó el costo de la materia prima, insumos y equipo, además durante el proceso de diseño se determinó la cantidad de operarios necesarios para efectuar la construcción del equipo, así como las herramientas y equipo necesario para ello, en la tabla 13 se resumen estos costos.

Tabla 13. Resumen de costos de fabricación e instalación equipo secador de granos de café

Tipo de costo	Costo
Costo de materiales	\$ 13,524.33
Costo de mano de obra	\$ 1,800.00
Costo de alquiler de equipo	\$ 600.00
total	\$ 15,924.33

6.2.2 Costo de operación

Los costos de operación son los que se deben de retribuir durante la operación del equipo, en el caso particular del secador de granos de café con fluidos geotérmicos de desecho solo se presenta el costo por consumo de energía, el costo de mantenimiento y el costo del salario de los operarios del equipo, estos fueron calculador mensualmente para utilizar este dato en el siguiente apartado en la tabla 14 se resumen estos costos.

Tabla 14. Resumen de costos de operación del equipo secador de granos de café.

Tipo de costo	Costo
Costo de energía eléctrica	\$ 97.30
Salario de operarios	\$ 545.50
Costo de mantenimiento	\$ 111.02
total	\$ 753.82

6.3 Ingresos por servicio de secado

En el apartado 6.2.2 se mostraron los costos de operación y mantenimiento respectivamente, teniendo un monto por costos de operación

así como en el apartado 6.2.1 se mostraron los costos de fabricación e instalación del equipo secador de granos de café, en la tabla 15 se muestran estos costos además del costo por saco secado, este valor representa la cantidad mínima que FundaGeo debería de cobrar por el servicio de secado (sin pérdida ni ganancia), sin embargo si se desea que el proyecto sea remunerable se puede incrementar el precio del servicio y así se reduce el tiempo de recuperación de la inversión.

Tabla 15. Resumen de costo de servicio de secado por saco de café

Tipo de costo	Costo
Costo de operación	\$ 753.82
Cantidad de sacos por secados por mes	120
Costo por servicio de secado (mínimo)	\$ 6.28

CAPÍTULO VII. CARACTERIZACIÓN DE PROTOTIPO SECADOR DE GRANOS DE CAFÉ

7.1 Características principales del prototipo secador de granos de café

7.1.1 Parámetros de diseño del prototipo

La tabla 16 resume los parámetros obtenidos para el aire de secado durante el proceso de diseño para el prototipo secador de granos de café.

Tabla 16. Resumen de parámetros para el aire de secado del prototipo secador de granos de café. Fuente: Grupo investigador.

Propiedades del aire de secado	
Humedad relativa del ambiente	$HR_a = 74\%$
Temperatura ambiente	$T_a = 24^\circ C$
Temperatura de secado	$T_s = 50^\circ C$
Temperatura promedio	$T_m = 37^\circ C$
Conductividad térmica	$k = 0.026398 W/m^\circ C$
Viscosidad cinemática media	$\nu = 1.6738 \times 10^{-5} m^2/s$
Número de Prandtl medio	$Pr = 0.72628$
Propiedades del aire de secado	
Densidad medio	$\rho_m = 1.1378 kg/m^3$
Potencia calorífica extraída	$\dot{Q}_{cal} = 11.83 kW$
Flujo másico de aire	$\dot{m}_a = 0.4415 kg/s$
Diferencia media logarítmica	$LMDT = 132.58^\circ C$
Temperatura superficial de tubería	$T_t = 170^\circ C$
Entalpía ambiente	$h_a = 59.55 kJ/kg$
Entalpía a temperatura de secado	$h_s = 86.35 kJ/kg$

7.1.2 Dimensiones del prototipo, Cantidad de café y tiempo de secado

La capacidad de secado del prototipo fue determinada para satisfacer cierta cantidad de demanda propuesta por la contraparte, así como también para tener una muestra representativa de la cantidad de café total a secar (30 qq oro), en la tabla 17 se resumen las dimensiones del prototipo la cantidad de café y el tiempo de secado.

Tabla 17. Dimensiones de la cama de secado. Fuente: grupo investigador

Dimensiones de cama de secado	
Largo de cama de secado	2 m
Ancho de cama de secado	1 m
Altura de cama de secado (sección que contiene el café)	50 cm
Dimensiones de intercambiador de calor	
Diámetro interno de intercambiador	325.85 mm
Diámetro externo de intercambiador	425.85 mm
Espacio anular	50 mm
Cantidades de café	
Masa de café lavado y escurrido	488.74 kg
Volumen de café lavado y escurrido	0.7 m ³

Altura de capa de café lavado y escurrido	0.35 m
Tiempo de secado	
Periodo constante	33.95 h
Velocidad decreciente	11.37 h
Periodo de secado (continuo)	45.32 h

7.1.3 Esquema de prototipo secador de granos de café

La figura 97 muestra el esquema del prototipo secador de granos de café, donde se representan: el elemento impulsor (ventilador centrífugo), la

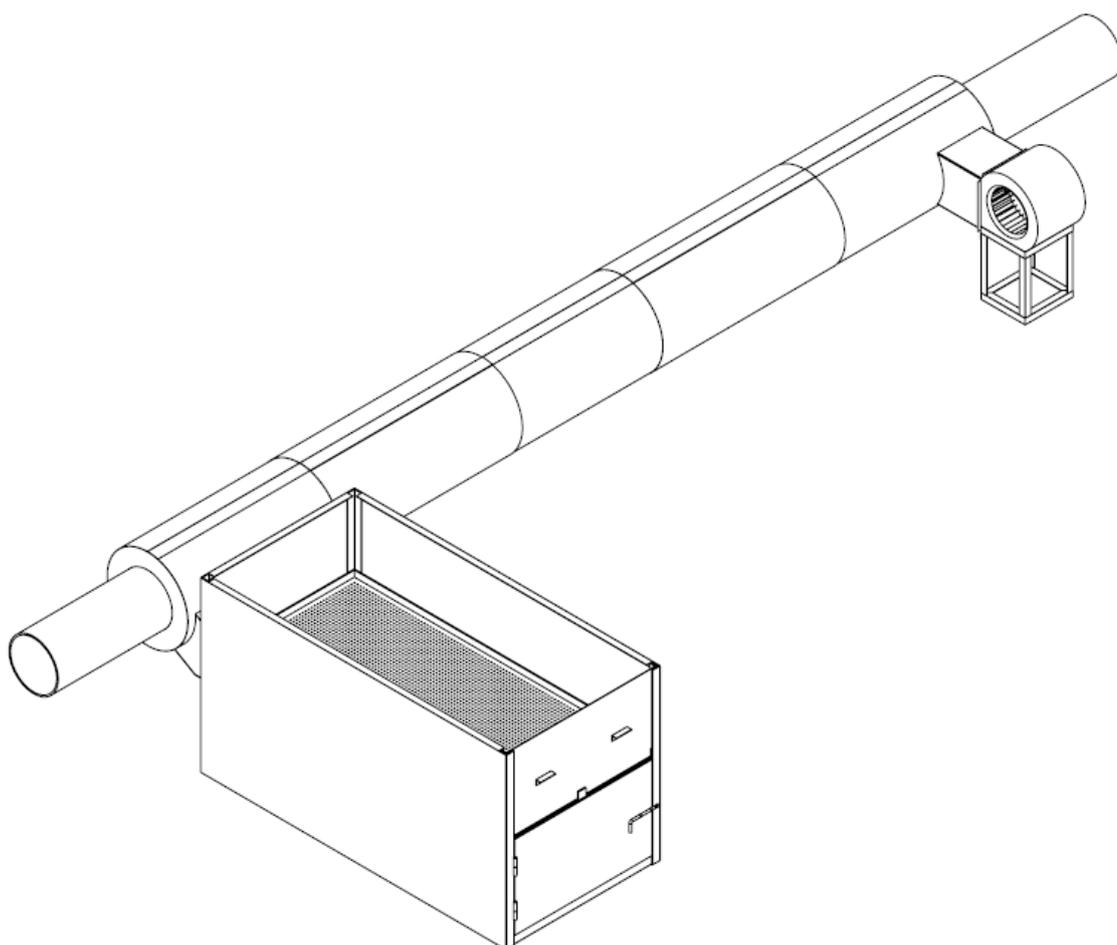


Figura 97. Esquema que muestra el prototipo secador de granos de café montado sobre la tubería de transporte de fluido geotérmico (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.

tubería de fluido geotérmico, el intercambiador de calor anular y la cama de secado. En el anexo A9, se puede ver la parte constructiva del prototipo secador de granos de café.

7.2 Elementos para el funcionamiento del prototipo secador de granos de café

El funcionamiento del prototipo fue basado propiamente en el diseño principal del secador de granos de café, los elementos para la operación del prototipo fueron escalados desde los seleccionados y diseñados en el capítulo V para el diseño principal los cuales son:

- El ventilador centrífugo.
- El intercambiador de calor del tipo anular.
- Tubería de fluido geotérmico.
- Ductos de transporte de aire de secado.
- Cama de secado.
- Rastrillo para mezclar el café (ver anexo A10)

7.2.1 Variables medidas en la operación del prototipo secador de granos de café

En las pruebas de secado de granos de café realizadas por el prototipo se midieron ciertas propiedades con las cuales se pretendió conocer como estas en conjunto benefician y degradan el proceso de secado de granos de café. Las propiedades medidas son:

- Temperatura del aire de secado.
- Temperatura del aire ambiente.
- Humedad relativa.
- Humedad del café.
- Tiempo de secado.

7.2.2 Tabulación de datos de variables medidas

Datos generales en la prueba de secado con el prototipo:

- Fecha de inicio: 8/11/2017.
- Hora de inicio: 12:30 pm.
- Condición de los granos de café: Lavado y escurrido.
- Masa inicial del lote: 283.5 kg (625 lb).
- Humedad inicial de los granos de café: 50% bh.
- Altura de la capa de café: 20 cm.
- Caudal de aire de secado: $0.495 \text{ m}^3/\text{s}$ (0.53 kg/s).
- Fecha de finalización: 9/11/2017.
- Hora de finalización: 5:30 pm.
- Condición de los granos de café: pergamino seco.
- Masa final del lote: 141.97 kg (313 lb).
- Humedad final de los granos de café: 11.8% bh

Se elaboró la tabla 18 para presentar los datos recolectados en la prueba de secado continuo para los granos de café, la toma de datos se realizó cada hora en la cual se mezclaba el café para garantizar su homogeneidad, en las primeras horas se muestra "FR" (Fuera de Rango) para valores de humedad del café ya que el instrumento utilizado para la medición de humedad tenía un rango limitado hasta 44%BH ya que la condición inicial de humedad de los granos era aproximadamente de 50% BH.

Tabla 18. tabulación de datos de variables medidas. Fuente: Grupo investigador.

Hora	Tiempo de secado (h)	Humedad de café (%)	Temperatura de aire de secado (°C)	Temperatura del aire ambiente (°C)	Humedad relativa ambiente (%)
12:30 pm	0	50	50.5	32.0	47
1:30 pm	1	FR	50.0	33.6	59
2:30 pm	2	FR	49.9	33.3	59
3:30 pm	3	FR	47.8	30.8	59
4:30 pm	4	FR	47.4	28.7	50
5:30 pm	5	FR	46.6	27.0	51
6:30 pm	6	40.2	44.4	24.1	57
7:30 pm	7	39.8	44.7	24.0	67
8:30 pm	8	38.2	44.2	22.8	67
9:30 pm	9	37.8	42.7	21.9	67
10:30 pm	10	36.2	42.3	20.9	68
11:30 pm	11	34.8	41.6	20.4	67
12:30 am	12	33.6	40.8	18.9	68
1:30 am	13	33.4	40.1	17.5	72

Hora	Tiempo de secado (h)	Humedad de café (%)	Temperatura de aire de secado (°C)	Temperatura del aire ambiente (°C)	Humedad relativa ambiente (%)
2:30 am	14	31.4	39.3	17.7	72
3:30 am	15	30.6	40.8	18.6	71
4:30 am	16	29.6	40.7	19.1	70
5:30 am	17	28.7	40.9	19.5	68
6:30 am	18	28.6	40.1	19.8	72
7:30 am	19	27.3	40.1	19.2	71
8:30 am	20	25.6	41.5	20.2	56
9:30 am	21	24.4	44.9	25.8	46
10:30 am	22	23.8	47.1	30.9	45
11:30 am	23	23.4	49.5	32.8	45
12:30 pm	24	22.4	49.9	33.6	43
1:30 pm	25	19.2	50.4	35.4	41
2:30 pm	26	17.8	49.8	34.4	45
3:30 pm	27	15.6	49.7	33.1	45
4:30 pm	28	14.8	47.9	31.8	50
5:30 pm	29	11.8	47.1	29.1	55

A partir de los datos medidos en la prueba de secado se elaboró la tabla 19 que muestra los parámetros de diseño del prototipo y los parámetros medidos durante la prueba de secado con el prototipo, esto con el fin de ver que tan alejados estas estos valores de lo calculado para el diseño y poder así tener comparativas reales de las variables medidas respecto a las diseñadas.

Tabla 19. Comparativa de variables diseñadas y medidas en prototipo. Fuente: Grupo investigador.

Variable	Diseño	Medido
Caudal de aire	0.413 m ³ /s	0.495 m ³ /s
Capa de café	0.35 m	0.20 m
Tiempo de secado	45.3 horas	29 horas
Temperatura de aire de secado	50 °C	39.3 °C - 50.5 °C
Temperatura ambiente	24 °C	17.7 °C – 34.4 °C
Masa de café	488.74 kg	283.5 kg

7.3 Construcción de gráfico “Humedad del café vs Tiempo de secado”

La figura 98 muestra los datos de humedad del café (% BH) y el tiempo de secado (horas) con su respectiva grafica de tendencia exponencial.

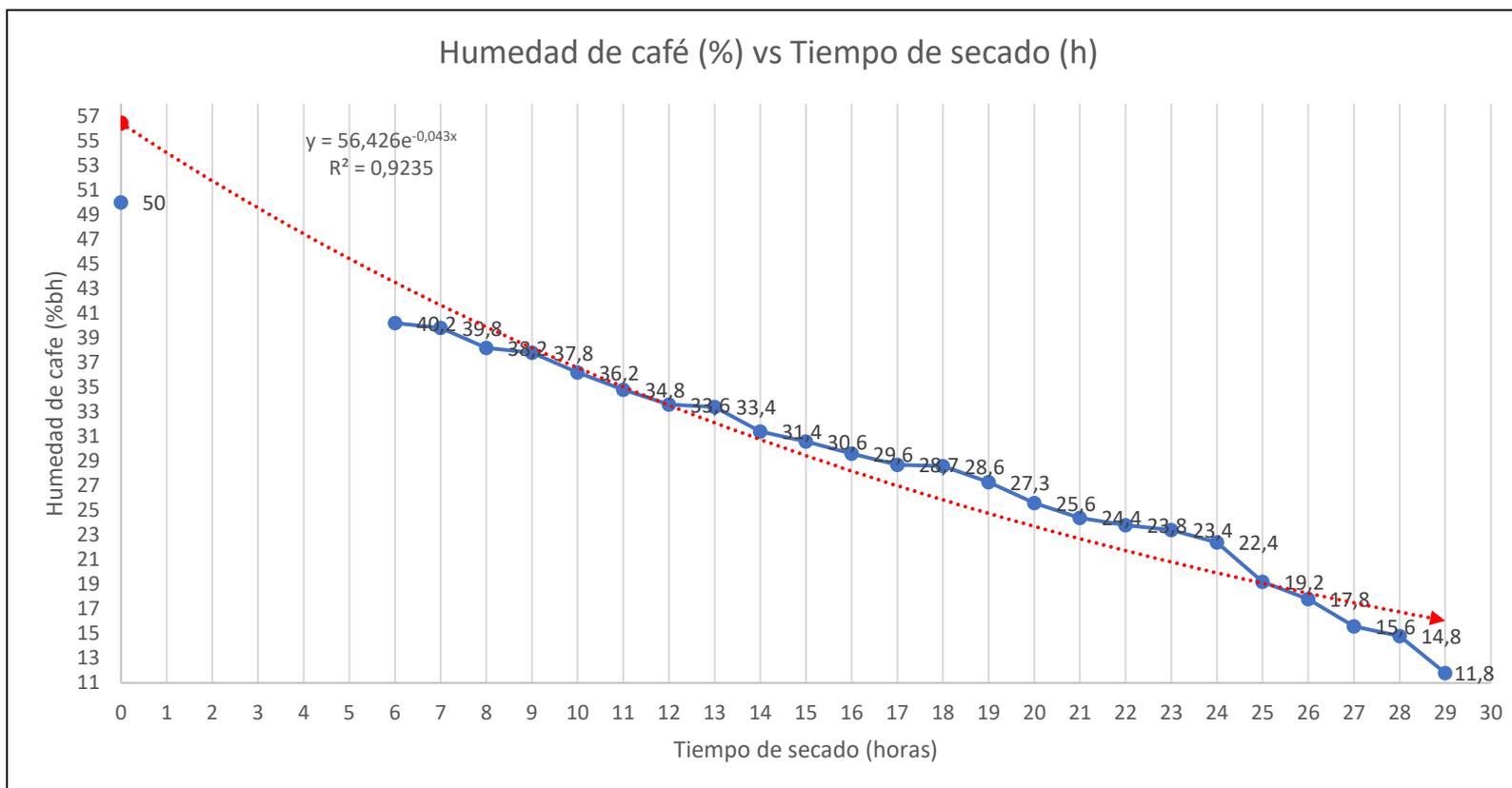


Figura 98. Representación gráfica de datos recolectados de humedad y tiempo en la prueba de secado. [Grafico]. Fuente: Grupo investigador

7.3.1 Interpretación del gráfico “Humedad del café vs Tiempo de secado” y otras variables

La figura 90, donde se representa de forma gráfica la humedad del café (%) contra el tiempo de secado (horas) tiene una curva en azul que muestra los valores de humedad del café a lo largo del tiempo de secado y una curva tendencia que siguieron los datos de humedad durante toda la prueba de secado. El café ingreso al secador con una humedad de aproximadamente 50% BH (aproximadamente) y fue llevado hasta 11.8% de humedad BH, los valores entre 50% y 40.2% no fue posible medirlos debido a que el equipo de medición de humedad su escala iba desde 0% hasta 44%. A partir de la sexta hasta la vigésima cuarta hora de secado se observó que la tendencia que se sigue es lineal aproximadamente, disminuyendo 1% de humedad por hora transcurrida (en este periodo la humedad disminuyo desde 40.2% hasta 22.4%); al visualizar el tramo restante que va desde la vigésima cuarta hasta la vigésima novena hora, se nota que la humedad sigue un patrón decreciente no lineal (en este periodo la humedad disminuyo desde 22.4% hasta 11.8%). Cabe destacar que donde se da el punto de inflexión en la curva de secado se lee el valor de la humedad critica, para nuestro caso seria 22.4% el cual representa una complejidad intrínseca del grano poder evacuar el agua en su interior debido a factores propios de su estructura molecular.

La curva de tendencia (roja) en la gráfica indica una curva de aproximación a todos los valores de humedad recolectados durante las 29 horas que duró la prueba, al extrapolar los datos se observa que posiblemente el café ingreso con una humedad aproximada del 56% BH, debido a que como se mencionó anteriormente no fue posible medir la humedad de entrada del café al secador.

7.4 Conclusiones sobre el prototipo secador de granos de café

El tiempo total de secado fue de 29 horas, con temperatura de aire de secado que vario desde los 39.3 °C hasta 50.5 °C.

La temperatura del aire de secado se ve afectada por la temperatura del aire ambiente y por la humedad relativa, es por eso que se da la variabilidad en este parámetro.

La humedad de entrada del café no fue posible obtenerla, así como también en las primeras seis horas de la prueba, esto se debió a que la escala del equipo de medición tenía hasta un máximo de lectura de humedad del 44% BH.

El tiempo de secado se vio reducido comparado con el de diseño porque la masa de café lavado y escurrido fue menor.

La capa de café que se colocó al prototipo secador fue de 0.20 m, debido que si se le colocaba un valor mayor se dificultaría la movilidad del café durante la prueba.

La extracción de humedad de los granos de café, también se vio favorecida en las horas donde el secador se exponía a rayos solares (11:00 am a 2:00 pm).

Las lecturas de datos recopilados se hicieron cada hora, a la vez que se mezclaba todo el café para dar homogeneidad en el secado de los granos.

Se recomienda que LaGeo efectúe un estudio de contaminación de los granos de café secados en el prototipo instalado en una plataforma de producción debido a las altas concentraciones de azufre en el aire ambiente de la zona, además por el mismo riesgo de intoxicación al consumir productos procesados en este prototipo el equipo investigador recomienda que este debe de ser desmontado y si se quiere utilizar este debe de ser instalado en zonas lejanas a pozos de reinyección o a pozos productores, por ejemplo puede ser instalado en

las cercanías de alguna tubería de reinyección como se propuso en el diseño original.

7.5 Recomendaciones para el equipo diseñado basado en el funcionamiento del prototipo

Se debe de hacer movimiento de café cada hora desde que comience la operación del secado, esto con el fin de uniformizar el secado en toda la masa de café.

No colocar una capa mayor a los 0.20 m, debido a que si se coloca una cantidad mayor se dificultara el movimiento del café.

Verificar que todos los elementos que componen el secador de café estén conectados e instalados correctamente.

Realizar mediciones de humedad hora a hora para garantizar que se esta cumpliendo el objetivo de remoción de humedad de los granos.

Realizar mediciones de humedad en diferentes puntos de la cama de secado, esto con el fin de ver la homogeneidad que se esta teniendo.

Cuando se tenga el café con el porcentaje de humedad requerido colocarlo en depósitos que eviten el contacto directo con el ambiente para que este no gane humedad.

Aproximada la humedad a valores de 15%BH se deben realizar mediciones más periódicas para evitar quemar los granos de café al alcanzar el porcentaje de humedad de 11%BH.

GLOSARIO

Autógama: La autogamia puede ser obligada o facultativa. Las semillas producidas por una planta autógama obligada provienen solamente de la autopolinización y autofecundación.

Batch: Lote.

Café pergamino: Cuando ya se tiene el café seco, se le denomina café pergamino, puesto que al grano lo cubre una capa amarilla opaca llamada pergamino.

Despulpadora: Es una máquina que se encarga de la extracción de la pulpa de las frutas, vegetales y hortalizas.

FundaGeo: Es una fundación sin fines de lucro con el propósito de administrar y canalizar los esfuerzos de inversión social; su gestión se basa en una Política de Responsabilidad Social Empresarial, que busca potenciar y fortalecer las habilidades y capacidades de desarrollo autosostenible, mediante la ejecución de planes y programas de capacitación y educación, salud y medio ambiente, desarrollo productivo e infraestructura social básica.

Fluido geotérmico: Fluidos provenientes del interior de la tierra, ya sea en forma de vapor, agua o la combinación de estos con altos valores energéticos.

Fluido caloportador: Es el fluido que transporta, por conducciones, calor de un lugar a otro. El caloportador se calienta (se le aporta calor) en una parte de la instalación y lo cede en otra.

Flujos concurrentes: Este sistema permite que el grano situado en el costado por donde ingresa el aire caliente descienda más rápidamente que el grano situado en el costado opuesto, con el fin de asegurar un secado más homogéneo.

Incrustación: Capa de residuos minerales que se forma en la superficie de algunos cuerpos.

LaGeo: Es una empresa del Grupo CEL, dedicada a la producción de energía eléctrica utilizando los recursos geotérmicos en El Salvador.

Líneas de acarreo: Tuberías o ductos por donde circula al algún fluido para ser llevado a algún proceso productivo.

Mucilago: Sustancia orgánica de textura viscosa, semejante a la goma, que contienen algunos vegetales.

Plenum: Es un espacio cerrado en donde existen aire u otros gases a bajas velocidades y presiones ligeramente superiores a la atmosférica, como resultado de la acción de un ventilador o soplador mecánico.

Psicrometría: Es una rama de la ciencia dedicada al estudio de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y al efecto de la humedad atmosférica en los materiales y en el confort humano.

Roya: Hongo parásito con aspecto de polvo amarillento que se cría en los cereales y en otras plantas.

Serpentín de calentamiento: Se denomina serpentín o serpentina a un tubo de forma frecuentemente espiral, utilizado comúnmente para enfriar vapores provenientes de la destilación en un calderín y así condensarlos en forma líquida. Suele ser de cobre u otro material que conduzca el calor fácilmente.

Sistema termodinámico: Un sistema termodinámico es una parte del Universo que se aísla para su estudio. Este aislamiento se puede llevar a cabo de una manera real, en el campo experimental cuando se trata de abordar un estudio teórico.

Bibliografía

- Amaya Rivas, I. E., Ayala Gálvez, D. A., & Estrada Hernandez, L. d. (2015). PLAN DE COMERCIALIZACION DEL CAFÉ TOSTADO Y MOLIDO, A NIVEL. En I. E. Amaya Rivas, D. A. Ayala Gálvez, & L. d. Estrada Hernandez. San Salvador.
- Anacafé. (s.f.). *Anacafé*. Obtenido de https://www.anacafe.org/glifos/index.php?title=BeneficioHumedo_BeneficioSeco
- Arias Rodriguez, N. (6 de Octubre de 2012). *El café*. Obtenido de <http://cafecooludec.blogspot.com/2012/10/clima-y-suelo-para-el-cafe.html>
- Besora Magem, J. (s.f.). *Informe técnico para la construcción de un secador solar de café*.
- Carta González, J. A., Calero Pérez, R., Colmenar Santos, A., & Castro Gil, M. A. (2009). *Centrales de energías renovables: Generación eléctrica con energías renovables*. Madrid: Pearson Educación.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2011). *Termodinámica 7ma Edición*. México: McGraw Hill.
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa 4ta Edición*. México D. F.: McGraw Hill.
- Consejo Salvadoreño del Café, CSC. (2012). El cultivo de café en El Salvador. *El Cultivo de cafe en El Salvador*, 3.
- Dalpasquale, V. A., Marques Pereira, D. A., Sinicio, R., & Oliveira Filho, D. (1991). *Secado de granos a altas temperaturas, FAO*. Santiago, Chile. Obtenido de <http://www.fao.org/docrep/x5059s/x5059S03.htm#A>. Secadores estacionarios
- GARCIA, R. K. (20 de octubre de 2009). *El café*. Obtenido de <http://ecocafesal.blogspot.com>
- Gutiérrez Flórez, J. M., & Copete López, H. (2009). Hacia la mejora del secado mecánico del café en Colombia. *Tecnologicas*, 109-132.
- Herdez, O. (8 de octubre de 2012). *Hablemos del café*. Obtenido de <http://hablemosdelcafe.blogspot.com>
- LaGeo S.A de C.V. (s.f.). *LaGeo, grupo CEL*. Obtenido de <http://www.lageo.com.sv/index.php?cat=8&title=Centrales&lang=es>
- Lee Laverde, J. F., & Delgado Agudelo, C. A. (2013). *Modelamiento y diseño de un secador estatico de café pergamino (Silo de café)*. Pereira.
- Llopis Trillo, G., & Rodrigo Angulo, V. (s.f.). *Guía de la energía geotérmica*.
- Manrique Valadez, J. A. (2001). *Termodinamica*. México D.F: AlfaOmega.
- Misterio de Turismo y CORSATUR. (Noviembre de 2016). *Ruta del café*. Obtenido de <http://elsalvador.travel/es/tipos/ruta-del-cafe/>

Monsalve, y. (18 de Julio de 2013). *Riquezas colombianas*. Obtenido de <http://riquezascolombiana.blogspot.com/>

Ospina Machado, J. E. (2001). *Características físico mecánicas y análisis de calidad de granos*. Bogotá D.C.

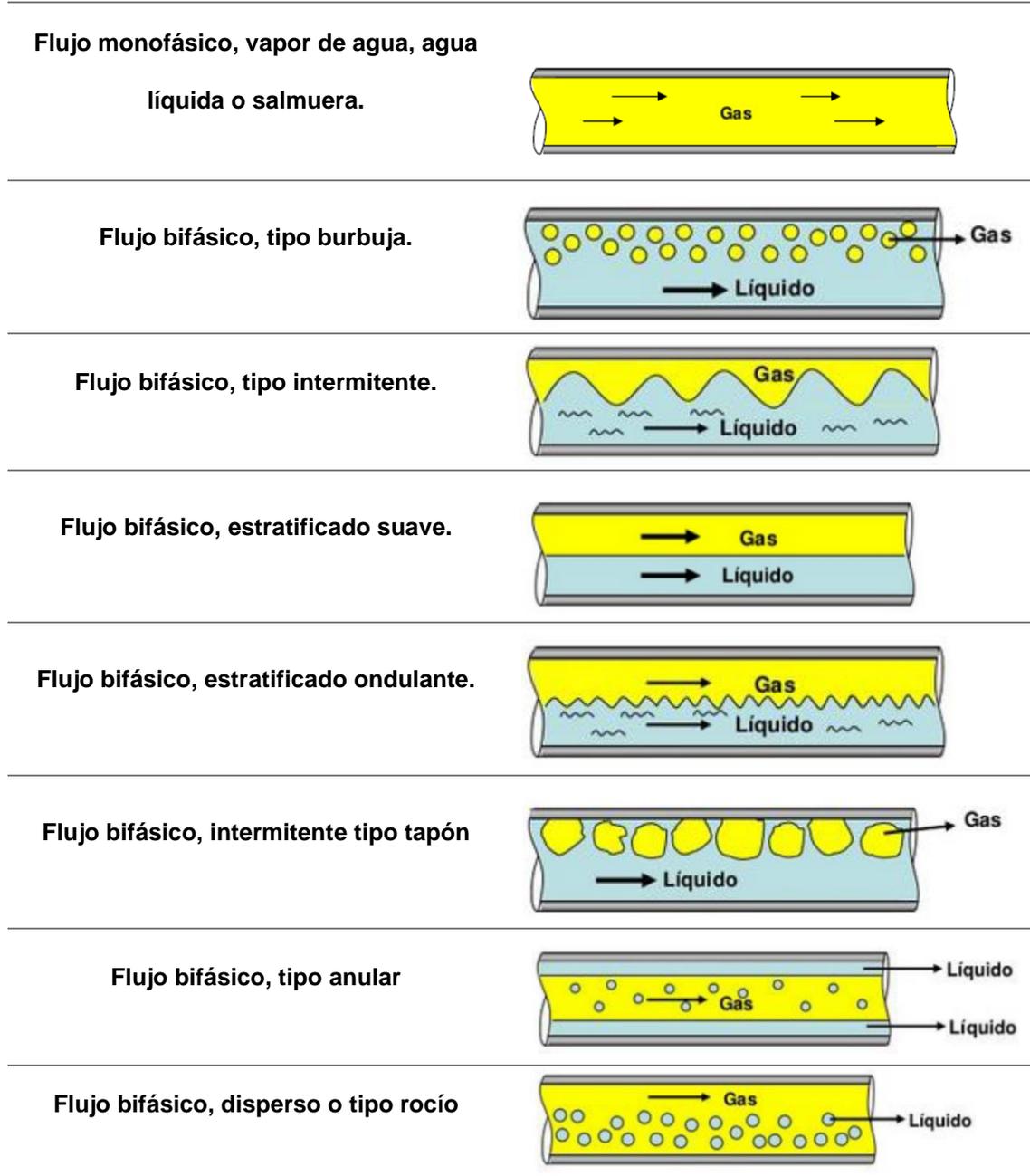
REN21. (2016). *Energías renovables 2016: Reporte de la situación mundial*.

Roa M., G., & Saenz U., J. R. (1999). Beneficio Ecológico del Café, primera edición. *Beneficio Ecológico del Café, primera edición.*, 160-179.

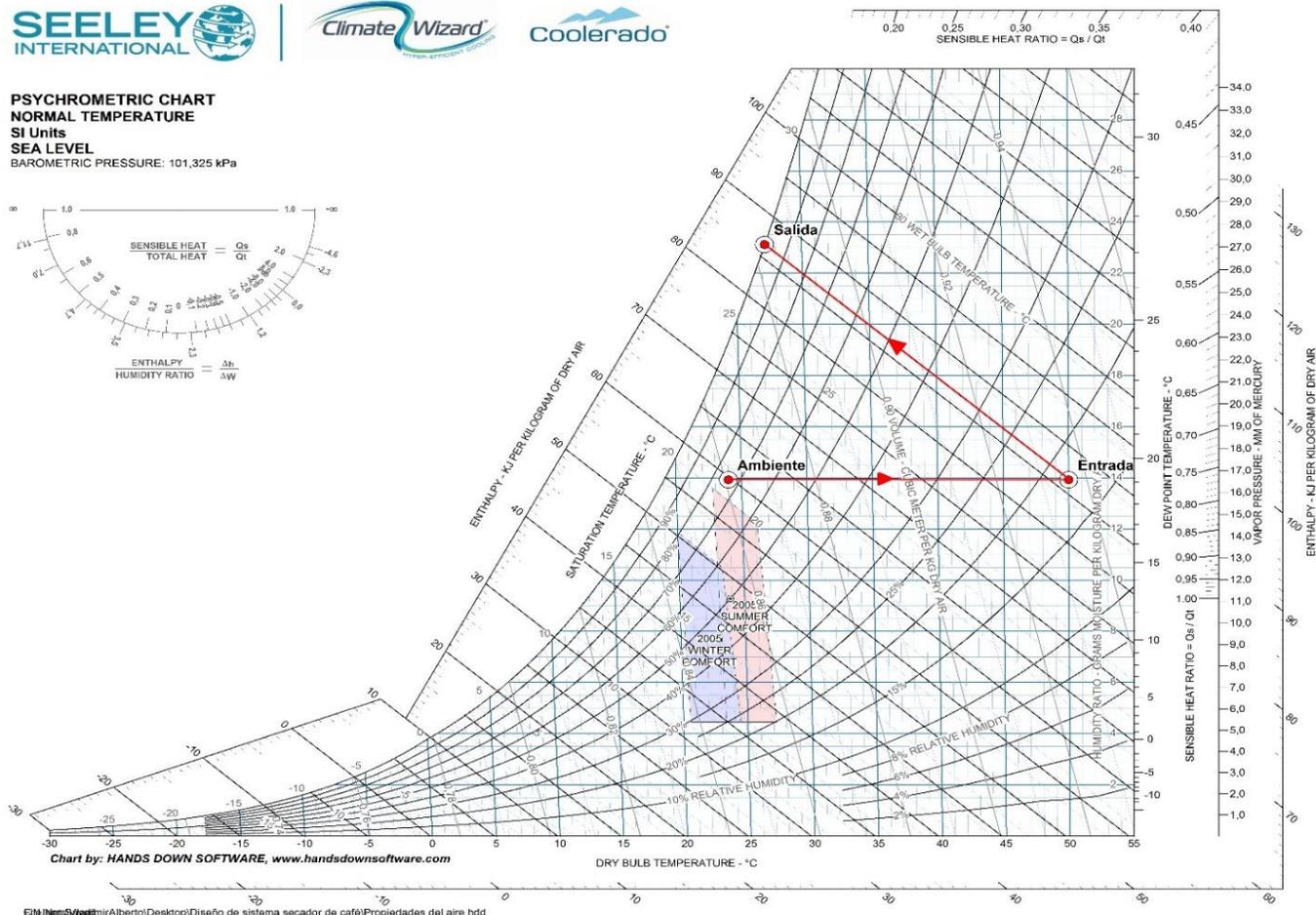
ANEXOS

A1. Patrones de flujo en tuberías de acarreo de fluidos geotérmicos

Patrones de flujo de los fluidos geotérmicos en las líneas de acarreo. Fuente: Grupo investigador.



A2. Determinación del caudal de aire ideal para el secado de los granos de café



Carta psicrométrica que muestra los procesos de cambio en las propiedades termodinámicas del aire utilizado para el secado de granos de café tomado de software HDPsyChart 7.9.8 versión gratuita.

A3. Análisis de transferencia de calor y masa para el secado mecánico (tiempo de secado)

TABLA A-4

Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Liq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Liq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Liq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Liq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

A4. Propiedades del aire a la presión de 1 atmosfera

TABLA A-15

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., T , °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k , W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P .

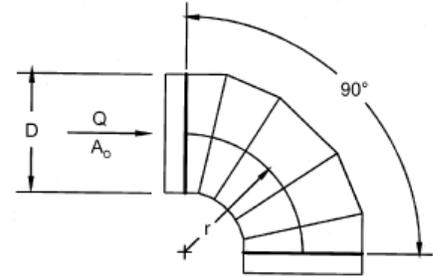
Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 1984, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

A5. Calculo de pérdidas de presión en el flujo de aire

Valores de k para accesorios en ductos.

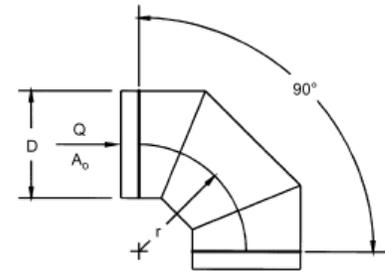
CD3-9 Elbow, 5 Gore, 90 Degree, $r/D = 1.5$

D, mm	75	150	230	300	380	450	530	600	690	750	1500
C_o	0.51	0.28	0.21	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.12



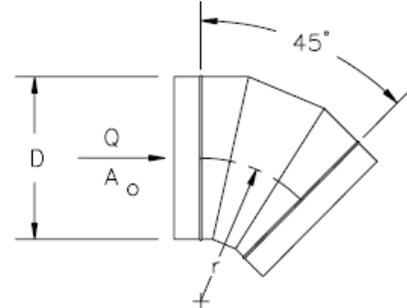
CD3-12 Elbow, 3 Gore, 90 Degree, $r/D = 0.75$ to 2.0

r/D	0.75	1.00	1.50	2.00
C_o	0.54	0.42	0.34	0.33



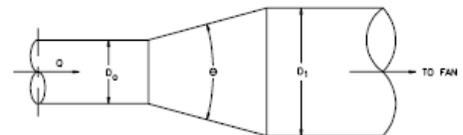
CD3-14 Elbow, 3 Gore, 45 Degree, $r/D = 1.5$

D, mm	75	150	230	300	380	450	530	600	690	750	1500
C_o	0.31	0.17	0.13	0.11	0.11	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07



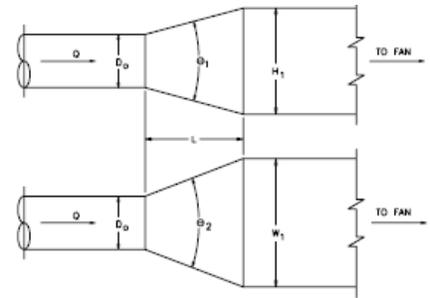
ED4-1 Transition, Round to Round, Exhaust/Return Systems

A_0/A_1	C_o Values									
	10	15	20	30	45	60	90	120	150	180
0.06	0.21	0.29	0.38	0.60	0.84	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88
0.10	0.21	0.28	0.38	0.59	0.76	0.80	0.83	0.84	0.83	0.83
0.25	0.16	0.22	0.30	0.46	0.61	0.68	0.64	0.63	0.62	0.62
0.50	0.11	0.13	0.19	0.32	0.33	0.33	0.32	0.31	0.30	0.30
1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2.00	0.20	0.20	0.20	0.20	0.22	0.24	0.48	0.72	0.96	1.04
4.00	0.80	0.64	0.64	0.64	0.88	1.12	2.72	4.32	5.60	6.56
6.00	1.80	1.44	1.44	1.44	1.98	2.52	6.48	10.10	13.00	15.10
10.00	5.00	5.00	5.00	5.00	6.50	8.00	19.00	29.00	37.00	43.00

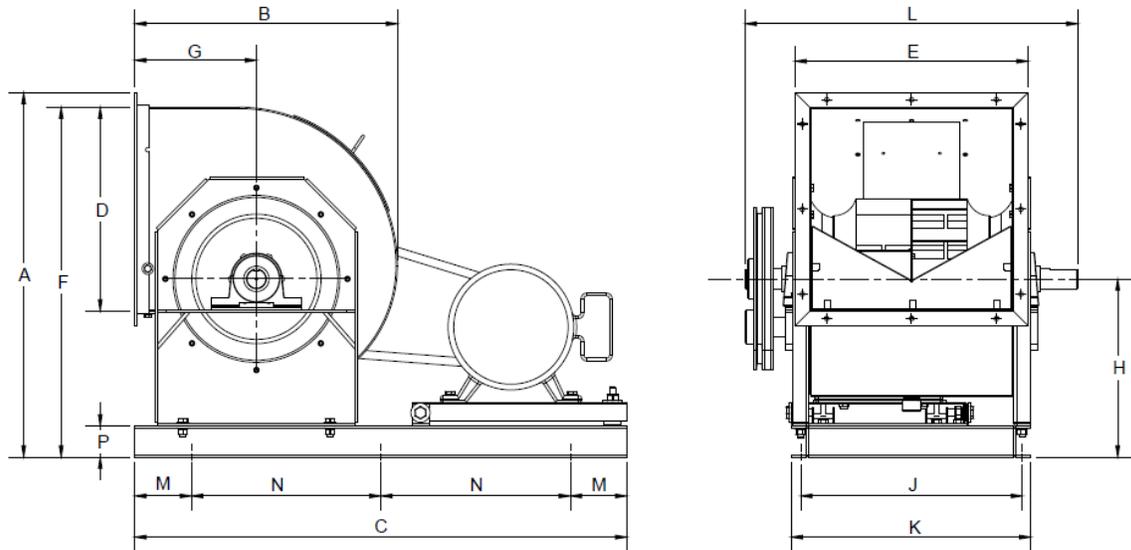


ED4-2 Transition, Round to Rectangular, Exhaust/Return Systems

A_0/A_1	C_e Values										
	θ										
	10	15	20	30	45	60	90	120	150	180	
0.06	0.30	0.54	0.53	0.65	0.77	0.88	0.95	0.98	0.98	0.98	0.93
0.10	0.30	0.50	0.53	0.64	0.75	0.84	0.89	0.91	0.91	0.91	0.88
0.25	0.25	0.36	0.45	0.52	0.58	0.62	0.64	0.64	0.64	0.64	0.64
0.50	0.15	0.21	0.25	0.30	0.33	0.33	0.33	0.32	0.31	0.31	0.30
1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2.00	0.24	0.28	0.26	0.20	0.22	0.24	0.49	0.73	0.97	1.04	1.04
4.00	0.89	0.78	0.79	0.70	0.88	1.12	2.72	4.33	5.62	6.58	6.58
6.00	1.89	1.67	1.59	1.49	1.98	2.52	6.51	10.14	13.05	15.14	15.14
10.00	5.09	5.32	5.15	5.05	6.50	8.05	19.06	29.07	37.08	43.05	43.05



A6. Selección del ventilador.



Dimensiones en mm.

MODELO	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P
CMD 280	644	464	870	361	412	618	215	315	392	424	588	100	335	55
CMD 315	711	516	1000	405	456	685	236	345	434	464	632	100	400	55
CMD 355	794	577	1100	453	504	768	261	385	492	532	718	100	450	55
CMD 400	877	646	1170	507	558	851	290	420	546	586	772	100	485	55
CMD 450	1001	723	1250	570	621	975	322	487	611	638	878	100	525	76
CMD 500	1107	796	1420	639	715	1068	352	529	676	708	924	100	610	76
CMD 560	1231	888	1465	715	791	1192	390	587	764	788	1080	100	632.5	76
CMD 630	1371	992	1870	801	877	1332	434	652	850	874	1166	100	835	76
CMD 710	1555	1122	2010	903	979	1517	485	748	948	978	1280	100	905	102

Dimensiones de montaje de ventilador CMD 450. (2017). [Figura]. Soler & Palau.

A7. Pliego tarifario vigente desde 15 de octubre de 2017 a 31 de diciembre de 2017, Superintendencia General de Electricidad y Telecomunicaciones (SIGET), 2017.

SUPERINTENDENCIA GENERAL DE ELECTRICIDAD Y TELECOMUNICACIONES									
TARIFAS									
PRECIOS MAXIMOS PARA EL SUMINISTRO ELECTRICO									
VIGENTES A PARTIR DEL 15 DE OCTUBRE DE 2017									
I. PEQUEÑAS DEMANDAS (0 < kW < 10)									
BAJA TENSION									
a) Tarifa Residencial para consumos menores de 99 kWh/mes - BT									
Bloque 1: Primeros 99 kWh/mes									
		CAESS	DEL SUR	CLESA	EEO	DEUSEM	EDESAL	B&D	ABRUZZO
Cargo de Comercialización:									
Cargo Fijo	US\$/Usuario-m	0.868521	0.974767	0.826126	0.936468	0.933036	2.028421	0.965262	0.866416
Cargo de Energía:									
Cargo Variable	US\$/kWh	0.130400	0.133479	0.134432	0.134706	0.133678	0.134151	0.140295	0.106066
Cargo de Distribución:									
Cargo Variable	US\$/kWh	0.030052	0.049806	0.061850	0.067873	0.076817	0.083874	0.037647	0.036952
Bloque 2: Consumos entre 100 kWh/mes y 199 kWh/mes									
		CAESS	DEL SUR	CLESA	EEO	DEUSEM	EDESAL	B&D	ABRUZZO
Cargo de Comercialización:									
Cargo Fijo	US\$/Usuario-m	0.868521	0.974767	0.826126	0.936468	0.933036	2.028421	0.965262	0.866416
Cargo de Energía:									
Cargo Variable	US\$/kWh	0.129972	0.132766	0.133963	0.134265	0.133336	0.132253	0.140082	0.105202
Cargo de Distribución:									
Cargo Variable	US\$/kWh	0.032811	0.059667	0.027344	0.035084	0.036316	0.071784	0.033366	0.040445
Bloque 3: Consumos mayores o iguales a 200 kWh/mes									
		CAESS	DELSUR	CLESA	EEO	DEUSEM	EDESAL	B&D	ABRUZZO
Cargo de Comercialización:									
Cargo Fijo	US\$/Usuario-m	0.868521	0.974767	0.826126	0.936468	0.933036	2.028421	0.965262	0.866416
Cargo de Energía:									
Cargo Variable	US\$/kWh	0.129809	0.132556	0.133815	0.134146	0.133172	0.132075	0.140228	0.104802
Cargo de Distribución:									
Cargo Variable	US\$/kWh	0.041516	0.069997	0.077903	0.077918	0.077781	0.077585	0.035229	0.042105
Uso General									
		CAESS	DELSUR	CLESA	EEO	DEUSEM	EDESAL	B&D	ABRUZZO
Cargo de Comercialización:									
Cargo Fijo	US\$/Usuario-m	0.868521	0.974767	0.826126	0.936468	0.933036	2.028421	0.965262	0.866416
Cargo de Energía:									
Cargo Variable	US\$/kWh	0.129752	0.132256	0.133840	0.134022	0.133105	0.131597	0.138562	0.105319
Cargo de Distribución:									
Cargo Variable	US\$/kWh	0.033508	0.041464	0.039005	0.059226	0.058705	0.062404	0.034819	0.033309

A8. Tarifas de salarios mínimos vigentes a partir del 1° de enero hasta el 31 de diciembre de 2017, Ministerio de Trabajo y Prevención Social, 2017

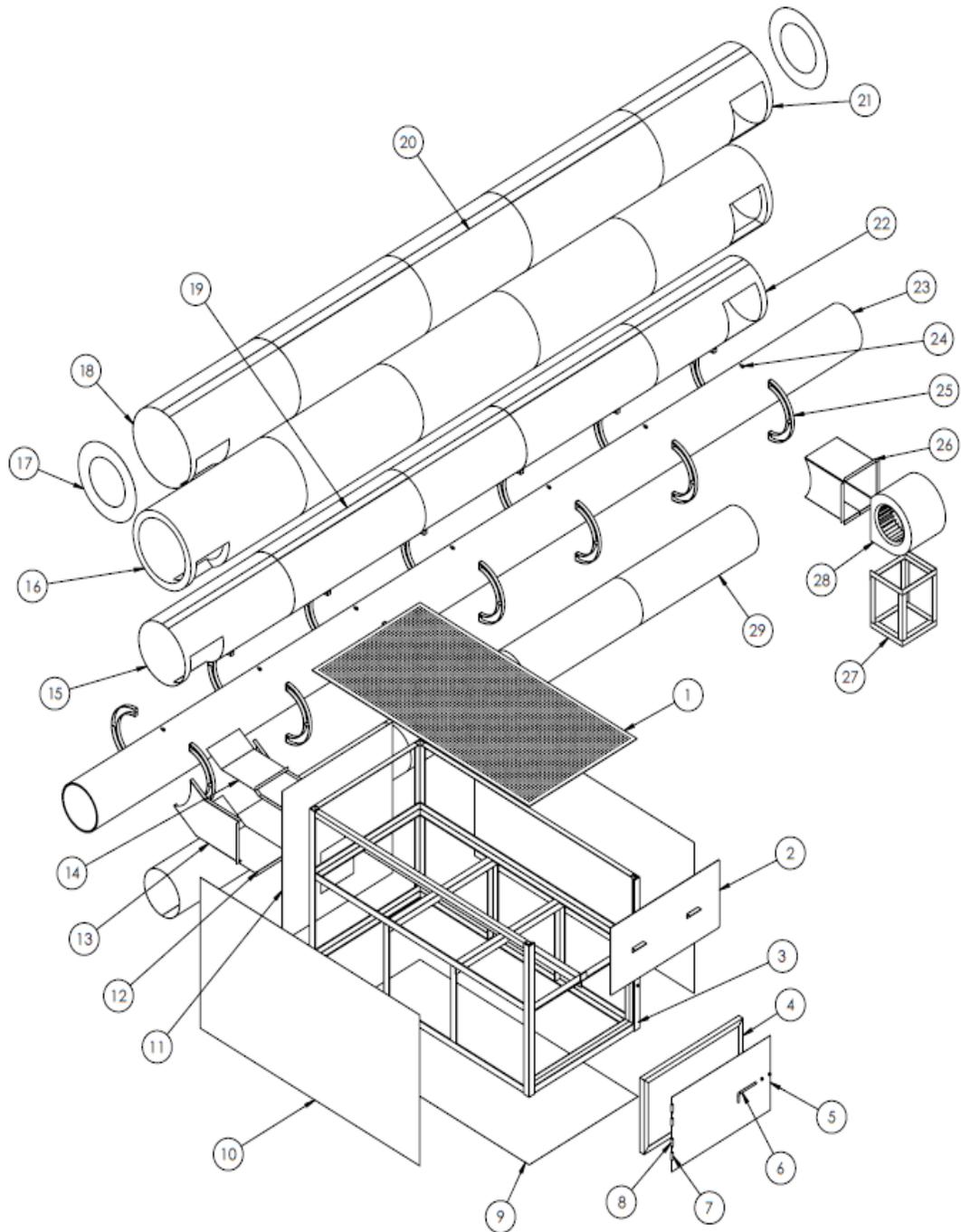
Trabajadores Agropecuarios, Recolección de Café y Algodón, y Beneficio de Algodón		
Trabajadores Agropecuarios	Por día	\$ 6.67
	Por hora	\$ 0.834
	(*) Por mes	\$ 200.10
Recolección de Café	Por día	\$ 6.67
	Por hora	\$ 0.834
	(*) Por mes	\$ 200.10
	Por arroba	\$ 1.334
	Por libra	\$ 0.054
	Por día	\$ 6.67
Recolección de Algodón	Por hora	\$ 0.834
	(*) Por mes	\$ 200.10
	Por libra	\$ 0.067
	Por día	\$ 6.67
Beneficio de Algodón	Por hora	\$ 0.834
	(*) Por mes	\$ 200.10
	Recolección de Caña y Beneficios de Café	
Recolección de Caña de azúcar	Por día	\$ 7.47
	Por hora	\$ 0.934
	(*) Por mes	\$ 224.10
	Por tonelada	\$ 3.74
Beneficio de café	Por día	\$ 7.47
	Por hora	\$ 0.934
	(*) Por mes	\$ 224.10

FUENTE: CONSEJO NACIONAL DE SALARIO MINIMO



(*) Mes comercial: (30 días)

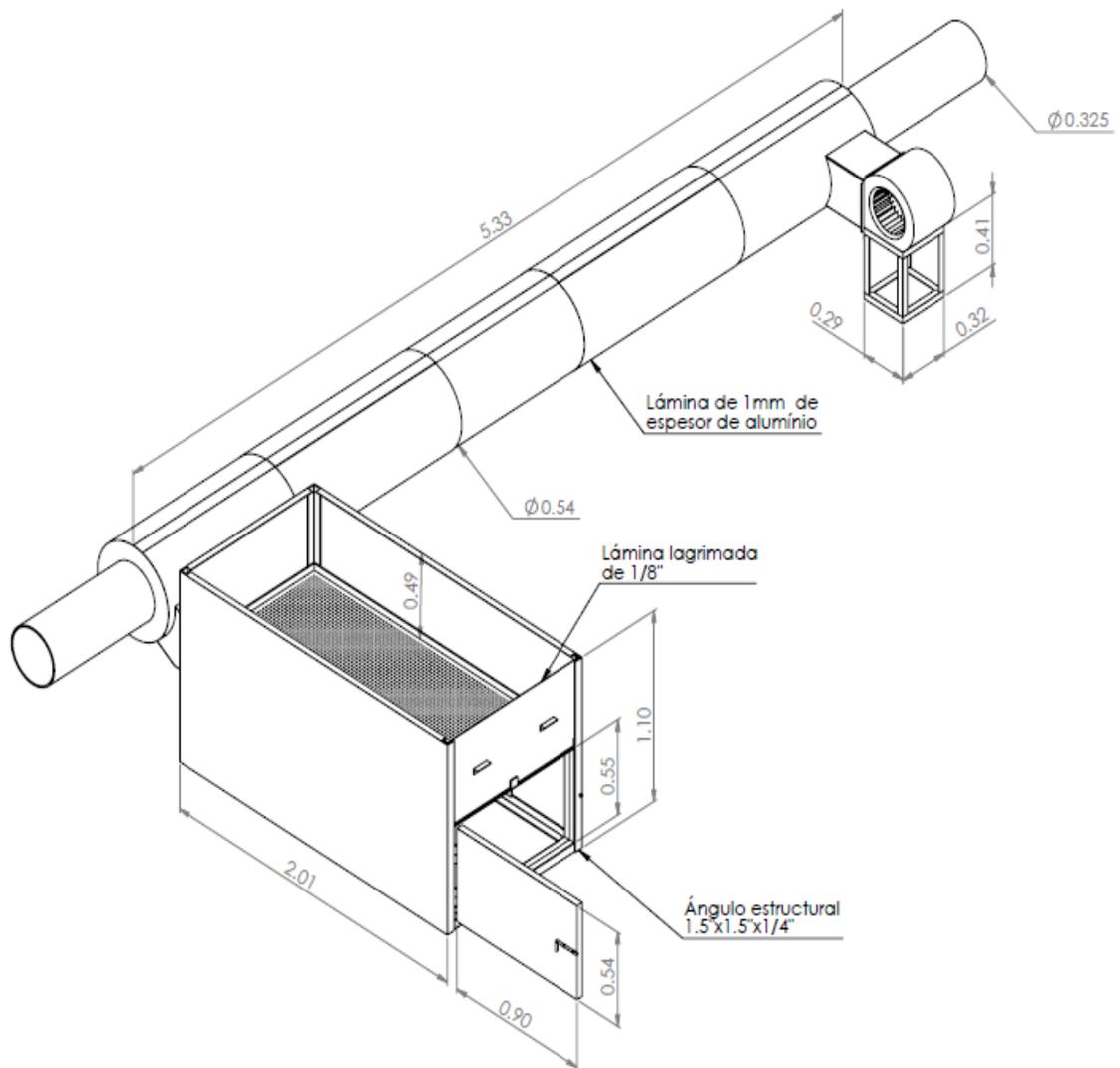
A9. Construcción prototipo



Esquema que muestra el prototipo secador de granos de café explotado para visualizar sus diferentes elementos (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.

Correlativo	Nombre de elemento
1	Lámina perforada
2	Compuerta de descarga de café
3	Estructura de secador de granos de café
4	Marco de compuerta de mantenimiento
5	Lámina de compuerta de mantenimiento
6	Pasador de compuerta de mantenimiento
7	Bisagra inferior de compuerta de mantenimiento
8	Bisagra superior de compuerta de mantenimiento
9	Lámina inferior
10	Lámina lateral
11	Lámina de entrada de ducto
12	Lámina inferior de ducto
13	Lámina lateral de ducto
14	Lámina superior de ducto
15	Lámina de salida de intercambiador de calor
16	Silicato de calcio
17	Tapadera lateral de intercambiador de calor
18	Lámina de remate de salida de intercambiador de calor
19	Lámina interna de intercambiador de calor
20	Lámina de remate de intercambiador de calor
21	Lámina de remate de entrada de intercambiador de calor
22	Lámina de entrada de intercambiador de calor
23	Tubería de transporte de fluido geotérmico
24	Perno de fijación de soporte de intercambiador de calor
25	Estructura de soporte de intercambiador de calor

26	Ducto de entrada de intercambiador de calor
27	Soporte de ventilador
28	Ventilador
29	Lámina base de intercambiador de calor



Esquema que muestra las medidas del prototipo secador de granos de café, las medidas están en metros (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.

Costo de materiales para la construcción del prototipo secador de granos de café

Material	Unidad	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Ángulo estructural 1.5"x"1.5"x1/4"	Piezas de 5.5 m	6	\$20.90	\$125.40
Ángulo estructural 1"x"1"x1/8"	Pieza de 6 m	1	\$6.40	\$6.40
Disco de corte 4 1/2"x1/8"	Pieza	14	\$1.00	\$14.00
Disco de esmeril 4 1/2"x1/4"	Pieza	1	\$4.30	\$4.30
Disco de lija 4 1/2" grano 60	Pieza	2	\$4.50	\$9.00
Electrodo E7013 1/8"	Libra	5.5	\$4.50	\$24.75
Perno M6-1-19	Pieza	12	\$0.70	\$8.40
Lámina perforada, 6 mm agujero, 1/16", 40.3% de área perforada.	Pieza de 2mx1m	1	\$41.95	\$41.95
Lámina de aluminio calibre 20	2yd x 1yd	1	\$19.95	\$359.10
Tornillo punta broca #10 3/4"	Cien piezas	2	\$4.95	\$9.90

Silicón rojo para alta temperatura	Pieza	4	\$1.75	\$7.00
Pintura verde de aceite	Galón	1	\$15.00	\$15.00
Sinner	Galón	1	\$6.90	\$6.90
Ventilador centrífugo	Pieza	1	\$300.00	\$300.00
Total				\$932.10

Costos de mano de obra.

Empleado	Salario	Cantidad	Total
Técnico soldador	\$246.60	2	\$493.20
Técnico mecánico	\$246.60	2	\$493.20
Diseñador de proyecto	\$246.60	3	\$739.80
Total			\$1,726.20

Costos de transporte.

Camión grúa	\$35.00
Transporte de material	\$20.00
Transporte de personal	\$200.00
total	\$255.00

Tiempo de construcción

La construcción del prototipo secador de granos de café se efectuó durante los meses de julio y octubre, hay que resaltar que no se trabajó todos los días de este periodo, por lo cual el tiempo acumulado en días para la construcción fue de 29 días laborales.

A10. Rastrillo para revolver la capa de café

Para conseguir un grano de café con humedad final uniforme es necesario revolver el café al menos 3 veces por día en condiciones de secado solar (secado en patios), sin embargo, para un secado mecánico en lecho fijo la FAO³ recomienda revolver el café cada 2 horas esto con el fin de evitar pérdidas de los granos de café por sobrecalentamiento de la capa más próxima a la placa perforada.

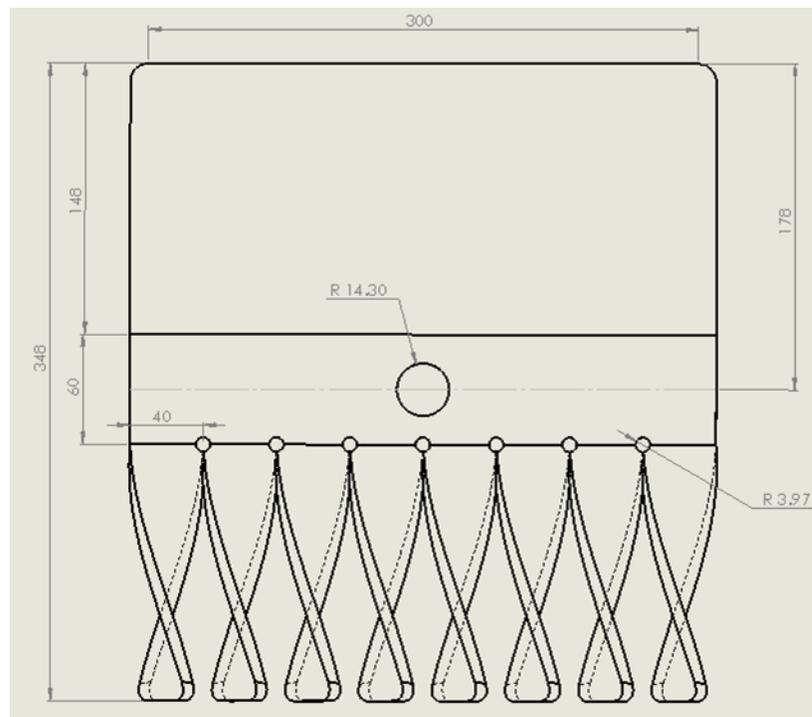
Para esta situación se seleccionó un rastrillo diseñado por Cenicafé el cual inicialmente fue elaborado de PVC, pero para este proyecto se fabricó de acero inoxidable por razones de inocuidad, ya que este dispositivo tendrá contacto con la capa de café dentro del secador, en la tabla y figura siguiente se especifican las dimensiones del rastrillo.

Dimensiones del rastrillo para revolver café en secadora mecánica de lecho fijo.

Característica	Dimensión
Ancho de trabajo	32 cm
Longitud de las aletas	14 cm
Ancho de las aletas	4 cm
Angulo de torsión de las aletas	135°

³ FAO, "Secado de granos a altas temperaturas", Cuadro 1. Recomendaciones para el secado de productos agrícolas en lecho fijo. Depósito de documentos de la FAO, 1991.

Característica	dimensión
Numero de aletas	8
Altura del lado sin aletas	14.8 cm
Longitud del cabo de sujeción	200 cm



Esquema de dimensiones de rastrillo, fuente: grupo investigador.

Materiales

Para la construcción del rastrillo se requieren los materiales presentes en la tabla siguiente:

Materiales para la construcción del rastrillo

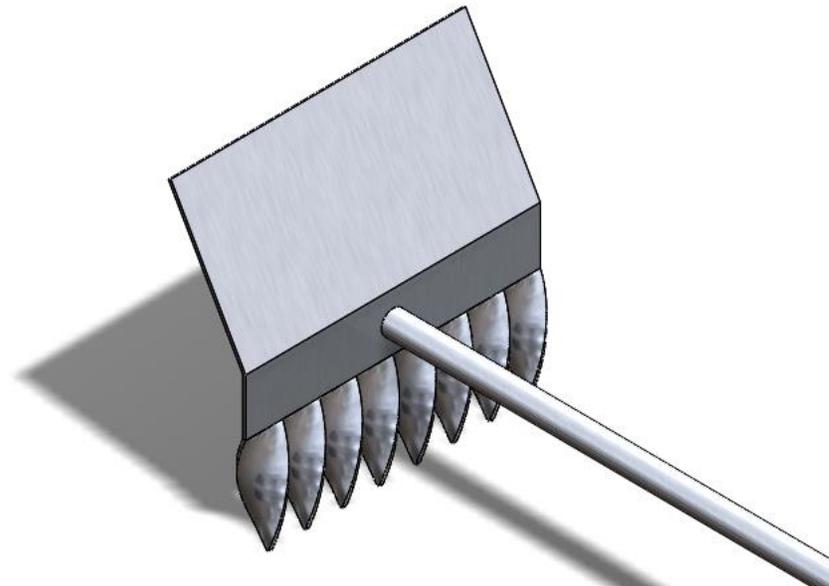
Cantidad	Descripción
1	Lamina de acero inoxidable de 40x40 cm
1	Adaptador macho roscado para tubería a presión de ¾"
cantidad	descripción
1	Tapón roscado para tubería a presión de ¾"
1	Arandela de --- 28.6 mm de diámetro interior
1	Tubo de aluminio de 2m de ¾"

Operación.

El rastrillo (figura siguiente) está diseñado para revolver los granos de café y poder alternar las capas del café en toda la cama de secado, se debe evitar crear espacios que expongan la lámina perforada ya esto provoca que en algún punto de la cama se amontone café y no se seque en las condiciones establecidas, el desplazamiento del rastrillo por el café debe ser primero en una dirección y luego en sentido perpendicular a la anterior, a su vez la operación de revolver debe de realizarse desde fuera del secador, sin pisar el café y menos la lámina perforada.

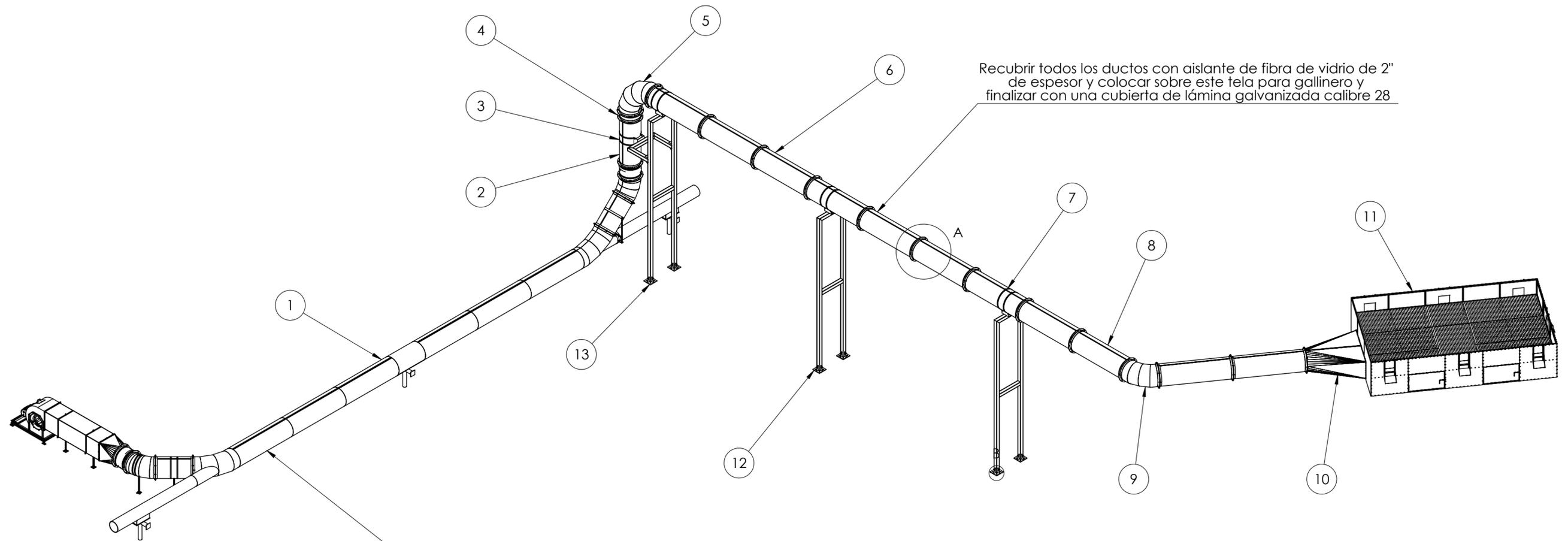


Operario utilizando rastrillo para revolver el café durante el proceso de secado (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.



Rastrillo utilizado para revolver la masa de café durante el proceso de secado (2017). [Esquema]. Fuente: Grupo investigador.

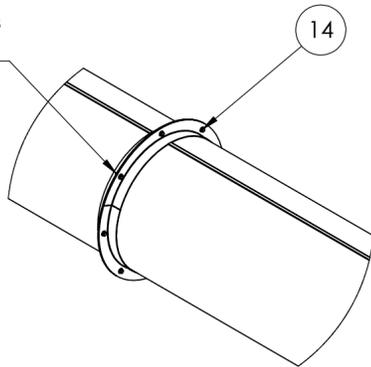
A11. Planos constructivos



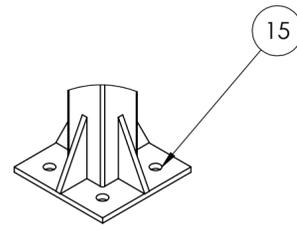
Recubrir el IC con aislante de fibra de vidrio de 2" de espesor y colocar sobre este tela para gallinero y finalizar con una cubierta de lámina galvanizada calibre 28

Recubrir todos los ductos con aislante de fibra de vidrio de 2" de espesor y colocar sobre este tela para gallinero y finalizar con una cubierta de lámina galvanizada calibre 28

Colocar sellador de ducto sobre las caras de las ridas antes de colocar y apretar los pernos

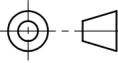


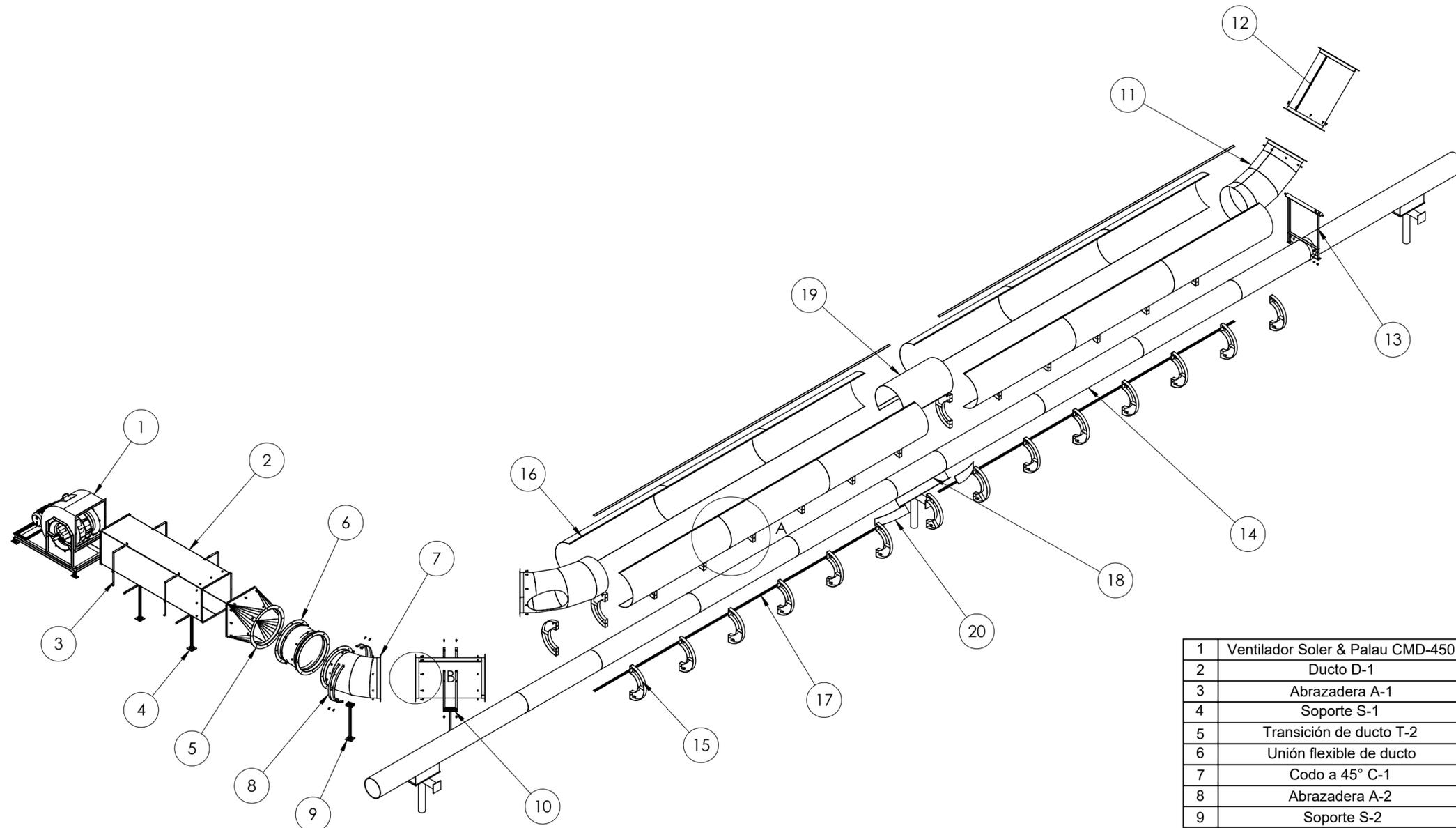
DETALLE A
ESCALA 1 : 20



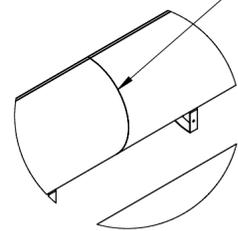
DETALLE B
ESCALA 1 : 10

1	Intercambiador de calor (IC)		1
2	Ducto D-3		1
3	Abrazadera A-3		2
4	Transición de ducto T-1		1
5	Codo a 90° C-3		1
6	Ducto D-4		10
7	Abrazadera A-4		6
8	Ducto D-5		1
9	Codo a 55° C-4		1
10	Difusor DF-1		1
11	Cama de secado		1
12	Soporte S-6		1
13	Soporte S-5		1
14	Perno 3/8"-16-1" galvanizado		160
15	Perno de anclaje 1" galvanizado		40
No.	Nombre de elemento	Descripción	Cantidad

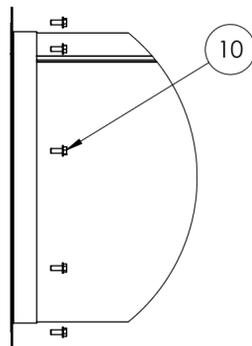
	Fecha	Nombres	 Universidad de El Salvador Facultad de ingeniería y arquitectura Escuela de ingeniería mecánica Trabajo de graduación	
Dibujado	2/1/2018	Ángel Najarro		
Comprobado	15/1/2018	Gerardo Menjivar Vladimir Espinoza		
Escala	1:80		Secador de granos de café Medidas en cm Plano 1 de 3	



Cubrir las uniones de láminas del IC con cinta de aluminio de 2" de ancho



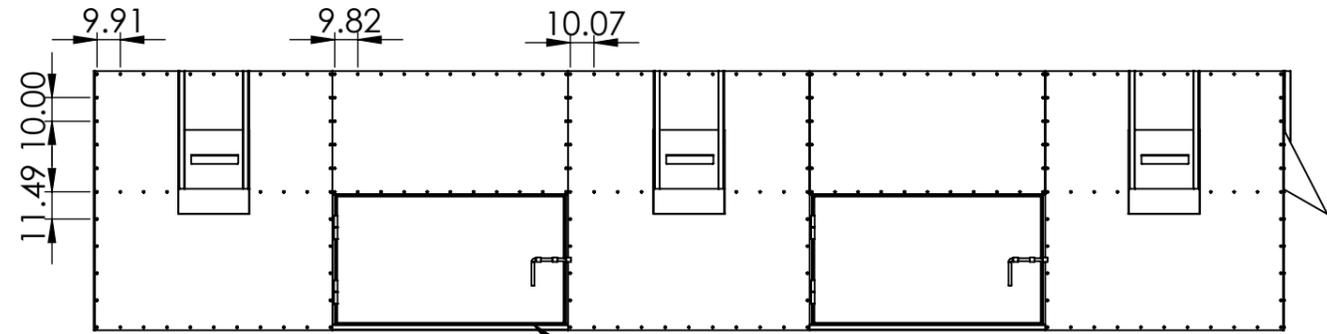
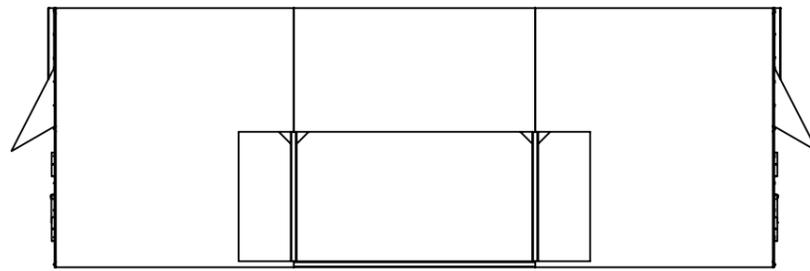
DETALLE A
ESCALA 1 : 25



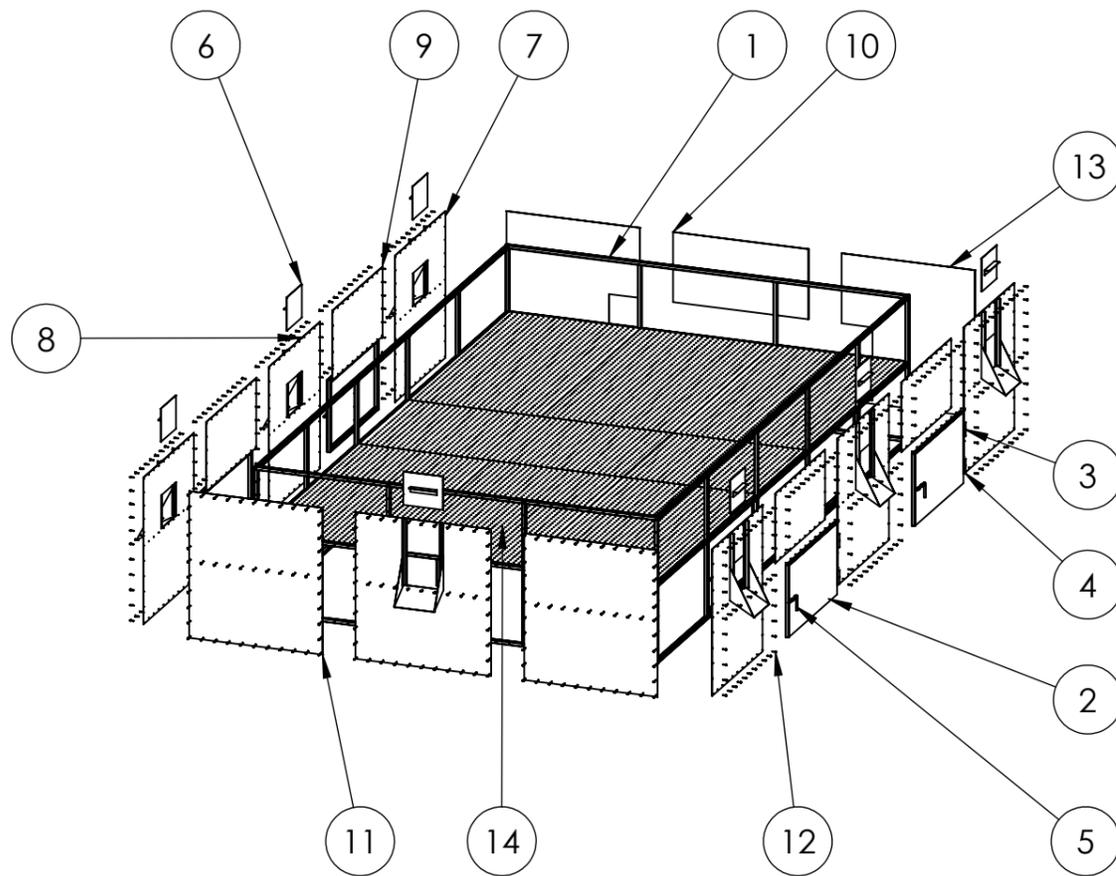
DETALLE B
ESCALA 1 : 10

1	Ventilador Soler & Palau CMD-450	Motor 3HP	1
2	Ducto D-1		1
3	Abrazadera A-1		4
4	Soporte S-1		2
5	Transición de ducto T-2		1
6	Unión flexible de ducto		2
7	Codo a 45° C-1		2
8	Abrazadera A-2		8
9	Soporte S-2		1
10	Soporte S-3		1
11	Codo a 45° C-2		2
12	Ducto D-2		2
13	Soporte S-4		1
14	Lámina base de IC	Lámina galvanizada calibre 20	6
15	Soporte de IC		24
16	Lámina de coraza de IC		12
17	Grapa deslizante		12
18	Lámina base de unión de IC		1
19	Coraza de unión de IC		1
20	Ángulo de ataque de unión de IC		2
21	Perno 3/8"-16-1"	Con arandelas y galvanizados	113
No.	Nombre de pieza	Descripción	Cantidad

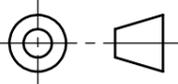
Fecha	2/1/2018	Nombres	Ángel Najarro	 Universidad de El Salvador Facultad de ingeniería y arquitectura Escuela de ingeniería mecánica Trabajo de graduación
Dibujado	2/1/2018		Gerardo Menjívar	
Comprobado	15/1/2018		Vladimir Espinoza	
Escala	1:50	Intercambiador de calor (IC)		Medidas en cm Plano 2 de 3



Aplicar sellador al marco de la compuerta



1	Estructura de cama de secado		1
2	Compuerta de mto.		4
3	Bisagra superior	AISI 1020	8
4	Bisagra inferior	AISI 1020	8
5	Pasador	Acero dulce	4
6	Compuerta de descarga de café		7
7	Lámina CO-1		4
8	Lámina de CO-2		3
9	Lámina L-1	Lámina galvanizada calibre 16	4
10	Lámina L-2	Lámina galvanizada calibre 16	1
11	Lámina L-3	Lámina galvanizada calibre 16	2
12	Tornillo autoroscante	Cabeza hexagonal con arandela	561
13	Lámina L-3		2
14	Lámina perforada	2x1m galvanizada	7
No.	Nombre de pieza	Descripción	Cantidad

	Fecha	Nombres		Universidad de El Salvador Facultad de ingeniería y arquitectura Escuela de ingeniería mecánica Trabajo de graduación	
Dibujado	2/1/2018	Ángel Najarro			
Comprobado	15/1/2018	Gerardo Menjivar Vladimir Espinoza			
Escala	1:30		Ensamble de cama de secado		Medidas en cm
					Plano 3 de 3