



UNIVERSIDAD  
DE PIURA

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**Diseño de un secador solar directo de circulación natural tipo  
invernadero para cacao**

Tesis para optar el Título de  
Ingeniero Mecánico - Eléctrico

**Luis Enrique Masias Rivera**

**Asesor(es):  
Dr. Ing. Rafael Saavedra García Zabaleta**

**Piura, julio de 2019**





A mi madre, por su amor y paciencia.



## Resumen Analítico-Informático

**Diseño de un secador solar directo de circulación natural tipo invernadero para cacao**

**Luis Enrique Masias Rivera**

**Asesor(es): Dr. Ing. Rafael Saavedra Garcia Zabaleta**

**Tesis.**

**Ingeniero Mecánico - Eléctrico**

**Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería.**

**Piura, Junio de 2019**

**Palabras claves:** secado solar / secador tipo invernadero / secado de cacao / diseño / dimensionamiento / modelo matemático.

**Introducción:** En la actualidad, existen diseños de secadores que permiten mejorar la calidad del secado de cacao que funcionan de manera adecuada, sin embargo, estos secadores son de baja capacidad y no son funcionales para un secado a mayor escala. Por otro lado, los secadores que están diseñados para funcionar con altas capacidades de secado son, generalmente, alimentados con energía proveniente de combustibles fósiles o energía eléctrica lo que hace a estos secadores más costosos.

**Metodología:** En esta tesis, se presenta el diseño y dimensionamiento de un secador solar directo de circulación natural tipo invernadero en base a los requerimientos de pequeños productores y asociaciones de productores de cacao en el país. Además, se realiza la modelación matemática de los procesos de transferencia de calor y masa entre los elementos del secador como: el producto, el piso, la cubierta transparente y el aire de secado. Este modelo servirá para predecir el comportamiento del cacao durante la operación de secado en un secador solar directo de circulación natural tipo invernadero.

**Resultados:** Durante el proceso de diseño se obtienen todos los datos requeridos para el proceso constructivo de un secador solar directo tipo invernadero que cumpla las exigencias de productores locales. Además, se muestran los resultados del modelo matemático propuesto, este modelo permite estudiar el comportamiento de las siguientes variables: humedad del producto, temperatura del producto, humedad relativa de aire de secado, temperatura del aire de secado, temperatura de la cubierta y temperatura del piso.

**Conclusiones:** Los resultados del modelo matemático del secador solar directo tipo invernadero para cacao muestran el potencial del secado solar en este producto agrícola; dado que, se obtiene una disminución del tiempo de secado de hasta dos días en comparación con el secado solar directo, y una mejora significativa de calidad del cacao al no estar expuesto al ambiente. Contar con un modelo matemático a partir de un diseño teórico de un secador solar directo de circulación natural tipo invernadero, permite corroborar que las dimensiones del secador son correctas y a partir de estos resultados volver a calcular las dimensiones si fuera necesario. También, el modelo matemático permite conocer el comportamiento del proceso de secado al realizar pruebas paramétricas en el secador.

**Fecha de elaboración del resumen:** 03 de junio de 2019

## Analytical-Informative Summary

### **Design of a direct cocoa greenhouse solar dryer with natural circulation**

**Luis Enrique Masias Rivera**

**Advisor: Dr. Ing. Rafael Saavedra Garcia Zabaleta**

**Thesis**

**Mechanical Electrical Engineer**

**Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería.**

**Piura, June 2019**

**Keywords:** solar drying / greenhouse dryer / cocoa drying / design / sizing/ mathematical model.

**Introduction:** At present, there are designs of dryers that allow to improve the quality of cocoa drying that work properly, however, these dryers are low capacity and are not functional for drying on a larger scale. On the other hand, dryers that are designed to operate with high drying capacities are generally fed with energy from fossil fuels or electric power which makes these dryers more expensive.

**Methodology:** In this thesis, the design and dimensioning of a direct greenhouse solar dryer with natural circulation is presented based on the requirements of small producers and associations of cocoa producers in the country. In addition, the mathematical modeling of the processes of heat and mass transfer between the elements of the dryer such as: the product, the floor, the transparent cover and the drying air is carried out. This model will serve to predict the behavior of cocoa during the drying operation in a direct solar dryer of natural greenhouse circulation.

**Results:** During the design process all the measures are obtained for the construction of a direct greenhouse solar dryer that meets the requirements of local producers. In addition, the results of the proposed mathematical model are shown, this model allows knowing the behavior of the following variables: product moisture content, product temperature, relative humidity of drying air, drying air temperature, cover temperature and floor temperature of the dryer.

**Conclusions:** The results of the mathematical model of the direct greenhouse dryer for cocoa show the potential of solar drying in this agricultural product; since, a reduction of the drying time of up two days is obtained in comparison with direct solar drying, and a significant improvement in cocoa quality by not being exposed to the environment. Having a mathematical model from a theoretical design of a direct solar dryer of natural greenhouse circulation, allows corroborating that the dimensions of the dryer are correct and from these results recalculate the dimensions if necessary. Also, the mathematical model allows to know the behavior of the drying process when performing parametric tests in the dryer.

**Summary date:** June 3<sup>rd</sup>, 2019

## **Prefacio**

El cultivo de cacao en el Perú se realiza en 16 regiones, siendo el octavo productor mundial de grano de cacao y el tercero en América Latina después de Brasil y Ecuador. El 2017, la producción de este cultivo llegó a ser mayor a 120000 toneladas generando más de 10 millones de jornales (Ríos, 2018).

La importancia de este cultivo radica, principalmente, en la mejora económica de los productores y asociaciones cacaoteras, sin embargo, también existe un interés cultural al ser la alta Amazonía peruana conocida como el centro de origen y domesticación del cacao y una relevancia social al ser el segundo cultivo alternativo a los cultivos ilícitos en el Perú.

Por lo anteriormente expuesto, sumado a la demanda y mayores exigencias de los mercados europeos, la mejora de los procesos para lograr una mayor calidad final de grano se vuelve relevante para satisfacer estas exigencias. Por tal motivo, el presente trabajo abarca el estudio del proceso de secado de grano de cacao a través de un secador solar directo tipo invernadero, cuya finalidad es la reducción del tiempo de secado, la mejora de la calidad sin perjudicar las propiedades organolépticas del producto y sin incurrir en un costo de instalación alto al producto



## Tabla de contenido

Resumen Analítico-Informático .....	V
Analytical-Informative Summary .....	VI
Prefacio .....	VII
Tabla de contenido.....	IX
Lista de tablas .....	XV
Lista de figuras .....	XVII
Nomenclatura.....	XXI
Introducción.....	1
Capítulo 1. Fundamentos de termodinámica y transferencia de calor.....	3
1.1 Mecanismos de transferencia de energía .....	3
1.2 Sistema cerrado o masa de control.....	4
1.2.1 Balance de energía para sistema cerrado.....	4
1.3 Calores específicos.....	6
1.4 Sistema abierto o volumen de control.....	8
1.4.1 Balance de masa para sistema abierto .....	9
1.4.2 Balance de energía para sistema abierto .....	10
1.5 Mecanismos de transferencia de calor .....	11
1.5.1 Conducción.....	11
1.5.2 Convección.....	12
1.5.2.1 Número de Reynolds .....	14

1.5.2.2 Número de Prandtl .....	15
1.5.2.3 Número de Nusselt .....	16
1.5.3 Radiación .....	18
1.5.3.1 Espectro electromagnético .....	18
1.5.3.2 Cuerpo negro .....	19
1.5.3.3 Radiación atmosférica .....	20
1.5.3.4 Absortividad, reflectividad y transmisividad .....	21
1.6 Fundamentos del proceso de secado .....	23
1.6.1 Humedad de sólidos .....	23
1.6.2 Humedad de equilibrio .....	24
1.6.3 Cinética del proceso de secado .....	24
1.6.4 Ecuación de secado de capa fina .....	26
1.6.5 Aire húmedo o aire atmosférico .....	28
1.6.5.1 Presión de saturación de vapor .....	29
1.6.5.2 Humedad relativa .....	30
1.6.5.3 Humedad específica .....	30
1.6.5.4 Carta psicrométrica .....	31
1.6.5.5 Densidad del aire húmedo .....	32
1.6.5.6 Viscosidad dinámica del aire húmedo .....	33
1.6.5.7 Conductividad térmica del aire húmedo .....	35
1.6.5.8 Calor específico del aire húmedo .....	37
Capítulo 2. Proceso de secado y secadores solares .....	39
2.1 Proceso de secado .....	39
2.1.1 Productos comunes en el secado solar .....	39
2.2 Estado del arte del secado de cacao .....	41
2.3 Clasificación de secadores .....	43
2.3.1 Secadores por convección .....	44

2.3.2 Secadores por conducción o de contacto.....	44
2.3.3 Secadores por radiación .....	45
2.4 Secadores solares .....	45
2.4.1 Secadores solares de convección natural o secadores pasivos .....	47
2.4.1.1 Secadores solares directos de convección natural .....	47
2.4.1.2 Secadores solares indirectos de convección natural .....	50
2.4.1.3 Secadores solares mixtos de convección natural .....	51
2.4.2 Secadores solares de convección forzada o secadores activos.....	53
2.4.2.1 Secadores solares directos de convección forzada .....	53
2.4.2.2 Secadores solares indirectos de convección forzada .....	55
2.4.2.3 Secadores solares mixtos de convección forzada .....	56
2.4.3 Secadores solares híbridos .....	57
Capítulo 3. Diseño y dimensionamiento de un secador solar directo tipo invernadero .....	59
3.1 Exigencias de diseño.....	60
3.2 Condiciones ambientales .....	61
3.3 Elementos del secador solar directo tipo invernadero .....	64
3.3.1 Estructura del secador .....	64
3.3.1.1 Forma parabólica.....	64
3.3.1.2 Techo a dos aguas.....	65
3.3.2 Cubierta del secador.....	65
3.3.2.1 Películas de plástico.....	66
3.3.2.2 Plásticos rígidos .....	67
3.3.2.3 Vidrio templado.....	68
3.3.3 Piso del secador.....	69
3.3.4 Bandejas para el producto .....	70
3.4 Dimensionamiento del secador solar directo tipo invernadero.....	70
3.4.1 Cantidad de agua a ser removida.....	71

3.4.2 Área de la cubierta .....	72
3.4.3 Longitud del secador.....	73
3.4.4 Área de producto.....	74
3.4.5 Diseño de chimeneas.....	74
3.4.6 Cálculos matemáticos .....	77
3.5 Resumen de diseño .....	85
3.6 Proceso constructivo del secador solar directo tipo invernadero.....	88
3.6.1 Construcción del piso de secador.....	88
3.6.2 Armado de estructura.....	88
3.6.3 Instalación de la cubierta transparente.....	89
Capítulo 4. Modelo matemático del secador solar directo tipo invernadero y su implementación en un programa de cálculo.....	91
4.1 Hipótesis del modelo.....	91
4.2 Balance de energía en la cubierta .....	93
4.3 Balance de energía en el producto.....	93
4.4 Balance de energía en el aire de secado.....	94
4.5 Balance de energía en el piso del secador.....	95
4.6 Balance de masa en el aire de secado.....	95
4.7 Balance de masa en el producto.....	96
4.8 Otras relaciones constitutivas termodinámicas.....	96
4.9 Propiedades del cacao.....	101
4.10 Implementación del programa de cálculo.....	103
4.10.1 Etapa pre – proceso.....	104
4.10.2 Etapa proceso .....	106
4.10.3 Etapa post – proceso .....	108
4.11 Resultados.....	108
4.11.1 Parámetros ambientales.....	108

4.11.2 Temperatura del aire de secado.....	111
4.11.3 Temperatura del cacao .....	113
4.11.4 Temperatura de la cubierta transparente .....	113
4.11.5 Temperatura del piso del secador.....	114
4.11.6 Humedad relativa del aire de secado.....	115
4.11.7 Humedad del cacao en base seca.....	116
Conclusiones.....	121
Bibliografía.....	125
Anexos .....	131
Anexo A. Códigos.....	133
Anexo A.1 Código 1.....	133
Anexo A.2 Código 2.....	135
Anexo B. Tablas de parámetros ambientales.....	140
Anexo B.1 Temperatura ambiental .....	140
Anexo B.2 Radiación solar.....	141
Anexo B.3 Velocidad del viento .....	142
Anexo B.4 Humedad relativa .....	143
Anexo C. Vistas del secador .....	144



## Lista de tablas

Tabla 1: Relaciones comunes entre números adimensionales para flujo interno .....	17
Tabla 2: Relaciones comunes entre números adimensionales para flujo externo .....	17
Tabla 3: Modelos de secado de capa fina .....	28
Tabla 4: Coeficientes para el cálculo de la viscosidad dinámica del aire seco .....	33
Tabla 5: Coeficientes para el cálculo de la viscosidad dinámica del vapor de agua .....	34
Tabla 6: Coeficientes para el cálculo de la conductividad térmica del aire seco .....	35
Tabla 7: Coeficientes para el cálculo de la conductividad térmica del vapor de agua .....	36
Tabla 8: Coeficientes para el cálculo del calor específico del aire seco.....	37
Tabla 9: Coeficientes para el cálculo del calor específico del vapor de agua .....	38
Tabla 10: Ejemplos de productos secados comúnmente con secadores solares.....	40
Tabla 11: Lista de exigencias de diseño .....	60
Tabla 12: Propiedades térmicas y ópticas de materiales para la cubierta.....	69
Tabla 13: Parámetros básicos para el dimensionamiento .....	71
Tabla 14: Valores asumidos en el diseño del secador solar directo tipo invernadero .....	78
Tabla 15: Resumen de características de diseño .....	86
Tabla 16: Parámetros ambientales.....	104
Tabla 17: Parámetros de la cubierta del secador solar.....	105
Tabla 18: Parámetros geométricos del secador solar.....	105
Tabla 19: Parámetros del piso del secador solar.....	105
Tabla 20: Parámetros del grano de cacao .....	106



## Lista de figuras

Figura 1: Sistema cerrado o masa de control.....	4
Figura 2: Sistema abierto o volumen de control.....	8
Figura 3: Dirección del calor en la conducción.....	11
Figura 4: Espectro electromagnético.....	18
Figura 5: Espectro de la radiación solar.....	19
Figura 6: Absortividad, reflectividad y transmisividad.....	22
Figura 7: Curva de secado.....	25
Figura 8: Curva de velocidad de secado.....	26
Figura 9: Carta psicrométrica.....	32
Figura 10: Clasificación de secadores solares.....	46
Figura 11: Secador solar de circulación natural tipo gabinete o armario.....	47
Figura 12: Secador solar de circulación natural tipo invernadero.....	49
Figura 13: Secador solar de circulación natural tipo invernadero.....	49
Figura 14: Secador solar de circulación natural tipo indirecto.....	51
Figura 15: Secador solar de convección natural tipo mixto.....	52
Figura 16: Secador solar de circulación forzada tipo mixto.....	53
Figura 17: Secador solar de circulación forzada tipo invernadero.....	54
Figura 18: Secador solar de circulación forzada tipo invernadero con tambores.....	55
Figura 19: Secador solar de circulación forzada tipo indirecto.....	55
Figura 20: Secador solar de circulación forzada tipo mixto.....	56
Figura 21: Secador solar de circulación forzada con almacenamiento térmico tipo indirecto .....	57
Figura 22: Secador solar híbrido con unidad auxiliar.....	58
Figura 23: Secador solar híbrido con módulo fotovoltaico.....	58
Figura 24: Temperatura ambiente.....	62

Figura 25: Humedad relativa del aire .....	62
Figura 26: Radiación solar .....	63
Figura 27: Velocidad del viento .....	63
Figura 28: Secador solar tipo invernadero de forma parabólica .....	64
Figura 29: Secador solar tipo invernadero con techo a dos aguas.....	65
Figura 30: Secador solar tipo invernadero con película de plástico.....	66
Figura 31: Secador solar tipo invernadero con plástico rígido.....	67
Figura 32: Secador solar directo tipo invernadero con vidrio templado .....	68
Figura 33: Piso de concreto de un secador solar tipo invernadero .....	69
Figura 34: Bandejas para el secado de cacao .....	70
Figura 35: Diseño propuesto para el secador solar directo tipo invernadero en 3D .....	87
Figura 36: Vistas del secador solar directo tipo invernadero propuesto .....	87
Figura 37: Armado de la estructura del secador.....	89
Figura 38: Instalación de la puerta del secador .....	89
Figura 39: Instalación de la cubierta transparente del secador.....	90
Figura 40: Diagrama de transferencia de energía entre los elementos del secador solar directo tipo invernadero.....	92
Figura 41: Forma del grano de cacao .....	102
Figura 42: Esquema del programa de cálculo .....	103
Figura 43: Diagrama de flujo del programa de cálculo implementado en Matlab.....	107
Figura 44: Radiación solar .....	109
Figura 45: Temperatura ambiente .....	110
Figura 46: Humedad relativa del aire ambiental.....	110
Figura 47: Velocidad del viento .....	111
Figura 48: Temperatura del aire de secado .....	112
Figura 49: Datos experimentales de temperatura de aire de secado.....	112
Figura 50: Temperatura del producto .....	113
Figura 51: Temperatura de la cubierta transparente .....	114
Figura 52: Temperatura del piso del secador .....	114
Figura 53: Humedad relativa del aire de secado .....	115
Figura 54: Datos experimentales de humedad relativa en un secador solar directo tipo invernadero.....	116
Figura 55: Humedad en base seca del producto .....	116

Figura 56: Datos experimentales de humedad del cacao en un secador solar directo tipo invernadero .....	117
Figura 57: Comparación entre el secado tipo invernadero de circulación natural y el secado solar directo para cacao .....	118
Figura 58: Comparación de curvas de secado de cacao en un secador tipo invernadero de circulación natural y un secador tipo invernadero de circulación forzada .....	119





## Nomenclatura

$A$	Área [ $m^2$ ]
$A_0 \dots A_5$	Coefficientes para el cálculo de las propiedades del aire húmedo
$A_c$	Área de la cubierta [ $m^2$ ]
$A_{ch}$	Área transversal de una chimenea [ $m^2$ ]
$A_e$	Área transversal de entrada de aire al secador [ $m^2$ ]
$A_f$	Área del piso del secador [ $m^2$ ]
$A_p$	Área del producto [ $m^2$ ]
$A_s$	Área transversal de salida de aire del secador [ $m^2$ ]
$a_p$	Relación superficie – volumen del producto [ $m^2/m^3$ ]
$B_1 \dots B_5$	Coefficientes de modelos de secado de capa fina
$b_1, b_2$	Exponentes para el cálculo del número de Nusselt
$C$	Constante de configuración Geométrica
$c_p$	Calor específico a presión constante [ $J / kg \cdot K$ ]
$c_{pa}$	Calor específico del aire húmedo [ $J / kg \cdot K$ ]
$c_{pas}$	Calor específico del aire seco [ $J / kg \cdot K$ ]
$c_{pc}$	Calor específico de la cubierta del secador [ $J / kg \cdot K$ ]
$c_{pf}$	Calor específico del piso del secador [ $J / kg \cdot K$ ]
$c_{pp}$	Calor específico del producto [ $J / kg \cdot K$ ]
$c_{p,prom}$	Calor específico promedio a presión constante [ $J / kg \cdot K$ ]
$c_{pv}$	Calor específico del vapor de agua [ $J / kg \cdot K$ ]
$c_v$	Calor específico a volumen constante [ $J / kg \cdot K$ ]
$c_{v,prom}$	Calor específico promedio a volumen constante [ $J / kg \cdot K$ ]
$D$	Coefficiente de difusión [ $m^2/s$ ]
$D_0$	Diámetro inicial de grano de cacao aproximado como una esfera [ $m$ ]
$D_{ch}$	Diámetro de la chimenea [ $m$ ]

$D_{eff}$	Difusividad efectiva del producto $[m^2/s]$
$D_p$	Diámetro del producto aproximado como una esfera $[m]$
$E$	Energía $[J]$
$E_e$	Energía que ingresa al sistema $[J]$
$E_s$	Energía que sale del sistema $[J]$
$E_{sistema}$	Energía en el sistema $[J]$
$E_{vc}$	Energía en el volumen de control $[J]$
$\dot{E}_e$	Tasa de transferencia de energía a la entrada del sistema $[W]$
$\dot{E}_s$	Tasa de transferencia de energía a la salida del sistema $[W]$
$F_p$	Fracción de radiación solar transmitida que incide directamente sobre el producto
$g$	Aceleración de la gravedad $[m/s^2]$
$H$	Humedad absoluta, específica o relación de humedad $\left[ \frac{kg \text{ de vapor de agua}}{kg \text{ de aire seco}} \right]$
$H_e$	Humedad absoluta del aire al ingreso del secador $\left[ \frac{kg \text{ de vapor de agua}}{kg \text{ de aire seco}} \right]$
$H_s$	Humedad absoluta del aire a la salida del secador $\left[ \frac{kg \text{ de vapor de agua}}{kg \text{ de aire seco}} \right]$
$h$	Entalpia específica $[J/kg]$
$h_{c,c-a}$	Coefficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el aire de secado $[W/m^2 \cdot K]$
$h_{c,p-a}$	Coefficiente de transferencia de calor por convección entre el producto y el aire de secado $[W/m^2 \cdot K]$
$h_{c,f-a}$	Coefficiente de transferencia de calor por convección entre el piso y el aire de secado $[W/m^2 \cdot K]$
$h_{c,c-am}$	Coefficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el ambiente $[W/m^2 \cdot K]$
$h_{conv}$	Coefficiente de transferencia de calor por convección $[W/m^2 \cdot K]$
$h_{d,f-g}$	Coefficiente de transferencia de calor por conducción a través del piso del secador $[W/m^2 \cdot K]$
$h_{rad}$	Coefficiente de transferencia de calor por radiación $[W/m^2 \cdot K]$
$h_{r,c-s}$	Coefficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta y el cielo $[W/m^2 \cdot K]$
$h_{r,p-c}$	Coefficiente de transferencia de calor por radiación entre el producto y la cubierta $[W/m^2 \cdot K]$
$h_{r,p-f}$	Coefficiente de transferencia de calor por radiación entre el producto y el piso del secador $[W/m^2 \cdot K]$

$I$	Radiación solar incidente $[W/m^2]$
$I_{abs}$	Radiación absorbida $[W/m^2]$
$I_{ref}$	Radiación reflejada $[W/m^2]$
$I_{tr}$	Radiación transmitida $[W/m^2]$
$k'$	Parámetro de modelo de secado de capa fina $[1/s]$
$k$	Conductividad térmica $[W/m \cdot K]$
$k_a$	Conductividad térmica del aire húmedo $[W/m \cdot K]$
$k_{as}$	Conductividad térmica del aire seco $[W/m \cdot K]$
$k_c$	Conductividad térmica de la cubierta $[W/m \cdot K]$
$k_f$	Conductividad térmica del piso del secador $[W/m \cdot K]$
$k_p$	Conductividad térmica del producto $[W/m \cdot K]$
$k_v$	Conductividad térmica del vapor de agua $[W/m \cdot K]$
$L$	Longitud $[m]$
$L_p$	Calor latente de vaporización del agua en el producto $[J/K]$
$M$	Contenido de humedad del producto en base seca $\left[ \frac{kg \text{ de agua}}{kg \text{ de producto seco}} \right]$
$MR$	Relación de humedad
$M_{as}$	Masa molar del aire seco $[kg/kmol]$
$M_v$	Masa molar del vapor de agua $[kg/kmol]$
$M_{wb}$	Humedad del producto en base húmeda $\left[ \frac{kg \text{ de agua}}{kg \text{ de producto húmedo}} \right]$
$M_{db}$	Humedad del producto en base seca $\left[ \frac{kg \text{ de agua}}{kg \text{ de producto seco}} \right]$
$M_e$	Humedad de Equilibrio en base seca $\left[ \frac{kg \text{ de agua}}{kg \text{ de producto seco}} \right]$
$M_0$	Humedad inicial del producto en base seca $\left[ \frac{kg \text{ de agua}}{kg \text{ de producto seco}} \right]$
$M_f$	Humedad final esperada en base seca $\left[ \frac{kg \text{ de agua}}{kg \text{ de producto seco}} \right]$
$M_{wb,0}$	Humedad inicial en base húmeda $\left[ \frac{kg \text{ de agua}}{kg \text{ de producto húmedo}} \right]$
$M_{wb,f}$	Humedad final esperada en base húmeda $\left[ \frac{kg \text{ de agua}}{kg \text{ de producto húmedo}} \right]$
$m$	Masa $[kg]$
$m_a$	Masa del aire húmedo dentro del secador $[kg \text{ de aire húmedo}]$

$m_{as}$	Masa de aire seco [ $kg$ de aire seco]
$m_{a,rem}$	Masa de aire necesaria para remover humedad del producto [ $kg$ de aire húmedo]
$m_{a,ch}$	Masa de aire que pasará por las chimeneas [ $kg$ de aire húmedo]
$m_c$	Masa de la cubierta [ $kg$ ]
$m_d$	Masa total de producto seco [ $kg$ de producto seco]
$m_e$	Masa que ingresa al volumen de control [ $kg$ ]
$m_f$	Masa del piso del secador [ $kg$ ]
$m_p$	Masa del producto [ $kg$ ]
$m_s$	Masa que sale del volumen de control [ $kg$ ]
$m_t$	Masa total del producto [ $kg$ ]
$m_{t,0}$	Masa inicial total del producto [ $kg$ de producto húmedo]
$m_v$	Masa de vapor de agua [ $kg$ de vapor de agua]
$m_{vc}$	Masa dentro del volumen de control [ $kg$ ]
$m_{vsat}$	Masa de vapor saturado [ $kg$ de vapor de agua]
$m_w$	Masa de agua en el producto [ $kg$ de agua]
$m_{w,0}$	Masa inicial de agua [ $kg$ de agua]
$m_{w,rem}$	Masa de agua a remover del producto [ $kg$ de agua]
$\dot{m}$	Flujo másico [ $kg/s$ ]
$\dot{m}_e$	Flujo másico a la entrada [ $kg/s$ ]
$\dot{m}_s$	Flujo másico a la salida [ $kg/s$ ]
$Nu$	Número de Nusselt
$n$	Número de chimeneas
$P$	Perímetro [ $m$ ]
$P_0$	Presión total de mezcla aire seco -vapor de agua [ $kPa$ ]
$P_{as}$	Presión parcial del aire seco [ $kPa$ ]
$Pr$	Número de Prandtl
$P_{sv}$	Presión de saturación de vapor [ $kPa$ ]
$P_v$	Presión parcial de vapor de agua [ $kPa$ ]
$\Delta P$	Variación de presión de aire entre la entrada y salida del secador [ $kPa$ ]
$\Delta P_a$	Variación de presión de aire entre la entrada y salida del secador utilizada para el cálculo de chimeneas [ $kPa$ ]
$Q$	Calor [ $J$ ]

$\dot{Q}$	Tasa de transferencia de calor [W]
$\dot{Q}_{cond}$	Tasa de transferencia de calor por conducción [W]
$\dot{Q}_{conv}$	Tasa de transferencia de calor por convección [W]
$\dot{Q}_e$	Tasa de transferencia de calor a la entrada [W]
$\dot{Q}_{rad}$	Tasa de transferencia de calor por radiación [W]
$\dot{Q}_s$	Tasa de transferencia de calor a la salida [W]
$\dot{q}$	Tasa de transferencia de calor específico [W/kg]
$R$	Constante universal de gas ideal [J / mol·K]
$R_{as}$	Constante de gas ideal del aire seco [J / mol·K]
Re	Número de Reynolds
$R_{sv}$	Constante de gas ideal del vapor saturado [J / mol·K]
$R_v$	Constante de gas ideal del vapor de agua [J / mol·K]
RH	Humedad Relativa
r	Radio de la esfera [m]
T	Temperatura [K]
$T_2, T_1$	Temperaturas en los puntos 1 y 2 [K]
$T_a$	Temperatura del aire húmedo [K]
$T_{am}$	Temperatura ambiente [K]
$T_c$	Temperatura de la cubierta del secador [K]
$T_{ch}$	Temperatura del aire a la salida de la chimenea [K]
$T_{cielo}$	Temperatura del cielo [K]
$T_e$	Temperatura del aire a la entrada del secador [K]
$T_f$	Temperatura del piso del secador [K]
$T_g$	Temperatura del sustrato bajo el secador [K]
$T_p$	Temperatura del producto [K]
$T_s$	Temperatura del aire a la salida del secador [K]
$T_{sup}$	Temperatura de la superficie [K]
$T_\infty$	Temperatura del fluido lejos de la superficie [K]
t	Tiempo [s]
U	Energía Interna [J]
$U_c$	Coefficiente total de pérdida de calor de la cubierta al ambiente exterior [W/m <sup>2</sup> ·K]
u	Energía Interna específica [J/kg]

$V_s$	Volumen de aire a la salida del secador $[m^3]$
$\dot{V}_e$	Flujo volumétrico de aire a la entrada del secador $[m^3/s]$
$\dot{V}_s$	Flujo volumétrico de aire a la salida del secador $[m^3/s]$
$\dot{V}_{s,ch}$	Flujo volumétrico de aire a la salida de cada chimenea $[m^3/s]$
$v$	Velocidad $[m/s]$
$v_a$	Velocidad del aire de secado $[m/s]$
$v_e$	Velocidad del aire a la entrada del secador $[m/s]$
$v_s$	Velocidad del aire a la salida del secador $[m/s]$
$v_w$	Velocidad del viento $[m/s]$
$W$	Trabajo $[J]$
$\dot{W}$	Tasa de transferencia de Energía por trabajo $[W]$
$\dot{W}_e$	Tasa de transferencia de energía por trabajo a la entrada $[W]$
$\dot{W}_s$	Tasa de transferencia de energía por trabajo a la salida $[W]$
$x$	Longitud en el eje x $[m]$
$y$	Longitud en el eje y $[m]$
$z$	Longitud en el eje z - Altura $[m]$
$\mu$	Viscosidad dinámica $[kg/m \cdot s]$
$\mu_a$	Viscosidad dinámica del aire húmedo $[kg/m \cdot s]$
$\mu_{as}$	Viscosidad dinámica del aire seco $[kg/m \cdot s]$
$\mu_v$	Viscosidad dinámica del vapor de agua $[kg/m \cdot s]$
$\nu$	Viscosidad cinemática $[m^2/s]$
$\nu_a$	Viscosidad cinemática del aire húmedo $[m^2/s]$
$\alpha$	Absortividad
$\alpha'$	Difusividad térmica $[m^2/s]$
$\alpha_c$	Absortividad de la cubierta
$\alpha_f$	Absortividad del material del suelo
$\alpha_p$	Absortividad del producto
$\sigma$	Constante de Stephan Boltzmann $[W/m^2 \cdot K^4]$
$\varepsilon$	Emisividad
$\varepsilon_c$	Emisividad de la cubierta
$\varepsilon_p$	Emisividad del producto
$\rho$	Densidad $[kg/m^3]$

$\rho'$	Reflectividad
$\rho_a$	Densidad del aire húmedo $[kg/m^3]$
$\rho_e$	Densidad del aire a la entrada del secador $[kg/m^3]$
$\rho_p$	Densidad del producto $[kg/m^3]$
$\rho_s$	Densidad del aire a la salida del secador $[kg/m^3]$
$\gamma$	Relación de calores específicos
$\tau$	Transmisividad
$\tau_c$	Transmisividad de la cubierta
$\Delta$	Variación
$\Phi_{av}, \Phi_{va}$	Parámetros de interacción entre el aire seco y el vapor de agua
$\delta_c$	Espesor de la cubierta $[m]$
$\delta_f$	Espesor del suelo del secador $[m]$
$\delta_p$	Espesor del producto $[m]$
$\eta$	Eficiencia del secador





## Introducción

El proceso de secado de cacao juega un papel importante porque permite reducir la humedad del grano para su almacenamiento y también logra que el grano alcance un aroma y sabor adecuados. El diseño de un secador solar para cacao debe ser realizado tomando en cuenta las características particulares del producto a secar, así como, los parámetros ambientales de la zona donde será utilizado, tales como: temperatura, radiación solar, humedad relativa y velocidad del viento.

El diseño de secadores solares directos tipo invernadero está basado en las características ambientales, las necesidades de los productores y en ecuaciones relacionadas con la termodinámica y transferencia de calor. Se toma como referencia los diseños realizados por Seveda (2012) en el secado de fosfato dicálcico y el realizado por Rathore y Panwar (2010) para el secado de algodón quirúrgico, esta metodología de diseño de secadores ha sido utilizada exitosamente para el secado de uvas, tomates y otros productos agrícolas.

El proceso de modelamiento matemático de secadores solares directos tipo invernadero está basado en los mecanismos de transferencia de energía entre los principales elementos del secador como: la cubierta transparente, el producto, el aire de secado y el piso del secador. Como antecedente se puede citar el modelo matemático desarrollado por Janjai et al (2011) para el secado de café, banana y chile<sup>1</sup>, así como el modelo de Janjai et al (2009)

---

<sup>1</sup> El chile es una variedad de pimienta pequeño y picante originario del continente americano.

en el proceso de secado solar directo de circulación forzada tipo invernadero para banana y longan<sup>2</sup>.

En el primer capítulo se desarrollan los fundamentos de termodinámica y transferencia de calor que serán la base del diseño, dimensionamiento y modelamiento matemático del secador solar directo tipo invernadero. Además, se presentan las relaciones básicas del proceso de secado de sólidos.

El segundo capítulo muestra un resumen del proceso de secado de productos agrícolas, el estado del arte del secado de cacao y los tipos de secadores que existen en la industria alimentaria. En este capítulo se realiza un especial énfasis en los secadores solares en donde se incluye el secador solar directo tipo invernadero que será estudiado a detalle en esta tesis.

El tercer capítulo abarca el proceso de diseño y dimensionamiento de un secador solar directo tipo invernadero; este proceso incluye la realización de una lista de exigencias de diseño, el estudio de las condiciones climáticas que permitirán el secado solar, el resumen de las partes que conforman un secador solar directo tipo invernadero y, por último, el desarrollo de las ecuaciones de dimensionamiento.

Finalmente, el cuarto capítulo se centra en la modelación matemática de un secador solar directo tipo invernadero con el fin de entender el comportamiento del proceso de secado de cacao y validar el diseño realizado. Las ecuaciones desarrolladas son de balance de masa y energía, así como otras relaciones termodinámicas constitutivas relacionadas con las principales ecuaciones del modelo.

---

<sup>2</sup> El longan u ojo de dragón (*Dimocarpus longan*) es una fruta tropical nativa del sur de China y otros países de la región Asia – Pacífico.

## Capítulo 1

### Fundamentos de termodinámica y transferencia de calor

Durante el proceso de secado de cacao, que tiene lugar en un secador solar directo tipo invernadero, se producen cambios físicos y químicos relacionados al intercambio de calor y masa entre los elementos del secador solar directo tipo invernadero. En este capítulo, se presentan los principales fundamentos teóricos que serán la base para la formulación matemática durante el proceso de diseño y el posterior modelo matemático del secador solar directo de tipo invernadero para cacao.

#### 1.1 Mecanismos de transferencia de energía

La transferencia de energía en un sistema se reconoce al momento que cruza la frontera del sistema causando pérdida o ganancia de energía. Esta transferencia de energía puede ser realizada, desde o hacia un sistema, de tres formas: calor, trabajo y flujo másico.

La transferencia de calor es la transferencia de energía producida por una diferencia de temperatura entre dos sistemas o entre un sistema y su entorno, la energía presente en las moléculas varía de acuerdo con este cambio de temperatura (Cengel & Boles, 2011). El calor es energía en transición y solo se reconoce cuando cruza la frontera de un sistema, por este motivo toda transferencia de energía por calor es irreversible y genera entropía.

La transferencia de energía por trabajo siempre representa un intercambio de energía entre el sistema y su entorno; este mecanismo de transferencia de energía, a diferencia de la transferencia de calor, no necesita una diferencia de temperatura para llevarse a cabo

(Jaramillo, 2008). Como ejemplo de trabajo se puede mencionar: un émbolo ascendente, un eje rotatorio, una resistencia eléctrica y trabajo de resorte.

El flujo másico, que sale o ingresa a un sistema, también representa un mecanismo de transferencia de energía, puesto que la masa por definición representa inherentemente energía (Cengel & Boles, 2011).

## 1.2 Sistema cerrado o masa de control

Un sistema cerrado es una cantidad de masa arbitraria de identidad fija. Un sistema cerrado se compone de la misma cantidad de materia en todo momento y se encuentra limitado de su entorno por la frontera tal como se muestra en la figura 1.

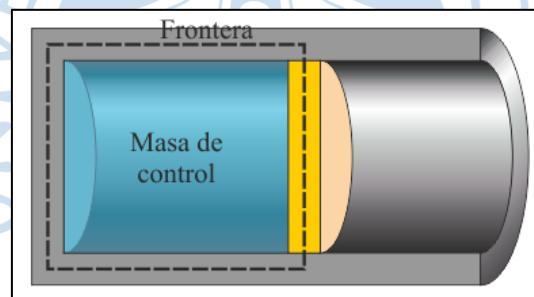


Figura 1: Sistema cerrado o masa de control  
Fuente: Universidad de Sevilla, 2012

### 1.2.1 Balance de energía para sistema cerrado

En un sistema cerrado que experimenta un proceso termodinámico, se puede definir el balance de energía tomando en cuenta la diferencia entre la energía que ingresa y la energía que sale.

$$E_e - E_s = \Delta E_{sistema} \quad [J] \quad (1.1)$$

En forma de tasa, se expresa como:

$$\dot{E}_e - \dot{E}_s = \frac{dE_{\text{sistema}}}{dt} \quad [W] \quad (1.2)$$

Reemplazando la tasa de transferencia neta de energía por los mecanismos de transferencia de energía que pueden tener lugar en un sistema o masa de control, se obtiene:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \frac{dE_{\text{sistema}}}{dt} \quad [W] \quad (1.3)$$

En donde el signo positivo del trabajo se debe a que se está considerando la convención del subíndice para indicar la dirección del calor y del trabajo, por lo tanto  $\dot{Q} = \dot{Q}_e - \dot{Q}_s$  y  $\dot{W} = \dot{W}_e - \dot{W}_s$ .

El cambio de la energía total de un sistema cerrado, generalmente, está constituida por energía interna, de esta manera se puede expresar la ecuación (1.1) como:

$$E_e - E_s = \Delta E_{\text{sistema}} = \Delta U = mc_v \Delta T \quad [J] \quad (1.4)$$

En la ecuación (1.4), se expresa la variación de energía interna en términos de masa, variación de temperatura y calor específico a volumen constante.

Si se tiene un sistema donde no se produce intercambio de energía por trabajo, se puede expresar la ecuación (1.4) como:

$$Q = mc_v \Delta T \quad [J] \quad (1.5)$$

Donde Q representa la cantidad neta de transferencia de calor que entra o sale del sistema.

### 1.3 Calores específicos

Se define el calor específico como la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia (Cengel & Boles, 2011). Esta característica es propia de cada sustancia, por lo que elevar la misma cantidad de temperatura a dos masas idénticas de distintos materiales necesita cantidades diferentes de energía.

Esta propiedad, que relaciona el cambio de temperatura y el calor, se estudia para procesos a presión y temperatura constantes, por este motivo se expresa de forma distinta el calor específico a presión constante y a volumen constante.

$$c_v = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad [J/kg \cdot K] \quad (1.6)$$

$$c_p = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad [J/kg \cdot K] \quad (1.7)$$

Las ecuaciones (1.6) y (1.7) indican que el calor específico a volumen constante representa el cambio de la energía interna específica respecto a la temperatura en un proceso a volumen constante y que el calor específico a presión constante es el cambio de la entalpía específica respecto a la temperatura en un proceso a presión constante.

Para gases ideales, la energía interna específica, la entalpía específica, el calor específico a volumen constante y el calor específico a presión constante se pueden expresar en función de la temperatura, entonces la variación de energía interna específica y de entalpía específica en gases ideales para un proceso que pasa del estado termodinámico 1 al 2 se presenta como:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c_v(T) dT \cong c_{v,prom} (T_2 - T_1) \quad [J/kg] \quad (1.8)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 c_p(T) dT \cong c_{p,prom} (T_2 - T_1) \quad [J/kg] \quad (1.9)$$

Las ecuaciones (1.8) y (1.9) muestran que, para llevar a cabo la integración de los calores específicos, se necesita que éstos estén expresados en función de la temperatura. La integral se puede simplificar con el cálculo de un calor específico promedio tanto para volumen constante como para presión constante, obteniéndose así resultados con una aproximación satisfactoria siempre y cuando el intervalo de la temperatura no sea muy grande.

El calor específico a presión constante y el calor específico a volumen constante se relacionan entre sí con la constante del gas correspondiente.

$$c_p = c_v + R \quad [J/kg \cdot K] \quad (1.10)$$

La ecuación (1.10) indica que conociendo la constante del gas correspondiente y el calor específico a presión constante de un determinado gas ideal se puede conocer el calor específico a volumen constante y viceversa.

La relación de calores específicos ( $\gamma$ ) tiene la característica de que su variación respecto a la temperatura es muy pequeña y se puede estimar constante.

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (1.11)$$

#### 1.4 Sistema abierto o volumen de control

Un sistema abierto o volumen de control se define como una región en el espacio elegida para el análisis, ésta está delimitada por una superficie de control que lo separa de su entorno o alrededores. La figura 2 muestra gráficamente un sistema abierto o volumen de control.

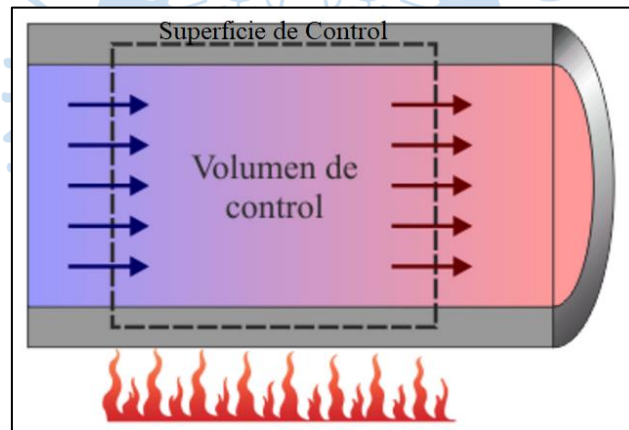


Figura 2: Sistema abierto o volumen de control

Fuente: Universidad de Sevilla, 2012

La formulación matemática para volumen de control se obtiene a partir de la formulación de sistema cerrado por medio del teorema de transporte de Reynolds, dado que, las leyes de conservación han sido formuladas desde el enfoque de sistema cerrado, el cual considera una cantidad fija de masa (Jaramillo, 2008).

### 1.4.1 Balance de masa para sistema abierto

El principio de conservación de masa en los sistemas cerrados es evidente, al tener por definición una masa constante, sin embargo, para un volumen de control, la transferencia de masa, desde o hacia el volumen de control, es igual a la variación neta de masa dentro del volumen de control, durante un intervalo de tiempo.

$$m_e - m_s = \Delta m_{vc} \quad [kg] \quad (1.12)$$

Expresado en forma de tasa, la velocidad de cambio en el tiempo de la masa dentro del volumen de control está dada por la diferencia entre los flujos másicos que entran y los flujos másicos que salen del volumen de control:

$$\dot{m}_e - \dot{m}_s = \frac{dm_{vc}}{dt} \quad [kg/s] \quad (1.13)$$

La cantidad de masa que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo o flujo másico puede expresarse como:

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A \quad [kg/s] \quad (1.14)$$

Donde  $\rho$  es la densidad del fluido,  $v$  es la velocidad promedio del fluido normal al área y  $A$  es el área transversal normal a la dirección del flujo (Cengel & Boles, 2011). Esta expresión es válida si la densidad es uniforme en toda el área transversal.

### 1.4.2 Balance de energía para sistema abierto

El balance de energía en un volumen de control debe considerar la transferencia de energía producida por el flujo másico, además de la transferencia de energía por calor y trabajo. De forma general y con base en la primera ley de la termodinámica se tiene:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \frac{dE_{vc}}{dt} + \sum_s \dot{m}_s \left( h + \frac{v^2}{2} + gz \right) - \sum_e \dot{m}_e \left( h + \frac{v^2}{2} + gz \right) \quad [W] \quad (1.15)$$

Para flujo estacionario, donde la energía total dentro del volumen de control es constante, la ecuación (1.15) queda expresada como:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum_s \dot{m}_s \left( h + \frac{v^2}{2} + gz \right) - \sum_e \dot{m}_e \left( h + \frac{v^2}{2} + gz \right) \quad [W] \quad (1.16)$$

Para que se cumplan las ecuaciones (1.15) y (1.16) se debe considerar que la velocidad del fluido debe ser perpendicular al área de la sección por donde se realiza el intercambio de energía por flujo másico.

A partir de la ecuación (1.16), si se elige un volumen de control con una entrada y una salida, sin interacción de trabajo y despreciando la variación de energía cinética y potencial por unidad de tiempo respectivamente, se obtiene:

$$\dot{Q} = \dot{m}\Delta h = \dot{m}c_p\Delta T \quad [W] \quad (1.17)$$

## 1.5 Mecanismos de transferencia de calor

La transferencia de energía debido al calor se produce por la diferencia de temperatura entre un sistema y otro. Además, siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de menor temperatura, dicha transferencia termina en el momento en que los dos medios alcanzan la misma temperatura (Cengel & Ghajar, 2011). Existen tres mecanismos diferentes para la transferencia de calor: conducción, convección y radiación.

### 1.5.1 Conducción

La conducción se define como la transferencia de energía térmica de las partículas más energéticas de un medio hacia las partículas menos energéticas adyacentes. Esta transferencia de energía puede darse en sólidos líquidos y gases, siempre y cuando no exista un movimiento masivo de las partículas (Cengel & Ghajar, 2011). La figura 3 muestra la dirección de la transferencia de calor por conducción.

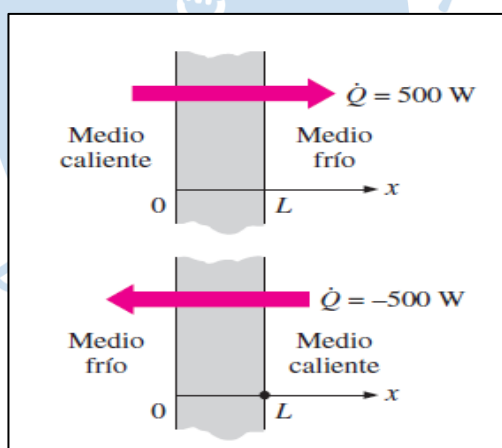


Figura 3: Dirección del calor en la conducción

Fuente: Cengel & Boles, 2011

La tasa de conducción de calor a través de un medio depende del material, el espesor y configuración geométrica. La combinación de vibraciones en las moléculas permite la conducción en sólidos, mientras que, en gases y líquidos las colisiones y difusión de las moléculas permite que se lleve a cabo este mecanismo de transferencia de calor (Cengel & Ghajar, 2011).

La razón de transferencia de calor por conducción a través de un medio en una dirección específica se puede expresar a través de la Ley de Fourier de la conducción de calor en forma unidimensional, como:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad [W] \quad (1.18)$$

En la fórmula (1.18) se encuentra que la transferencia de calor por conducción está influenciada por la conductividad térmica del material ( $k$ ), el área de transferencia ( $A$ ) y el gradiente de temperatura ( $dT/dx$ ). El signo negativo aparece en la ecuación para indicar que la conducción será positiva cuando el gradiente de temperatura sea negativo (Cengel & Ghajar, 2011). En estado estacionario se puede expresar la tasa de transferencia de calor por conducción a través de una pared plana, como:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{T_2 - T_1}{L} \quad [W] \quad (1.19)$$

En la ecuación (1.19) se toma en cuenta la diferencia de temperaturas, donde  $T_1$  y  $T_2$  son las temperaturas entre las que se da la transferencia de calor, siendo  $T_1$  mayor a  $T_2$ , y  $L$  es el espesor de la pared; además, se asumen la conductividad térmica constante y el flujo de calor unidimensional.

### 1.5.2 Convección

La convección se asemeja a la conducción porque requiere un medio material para la transmisión de calor, sin embargo, tiene la particularidad de que necesita un fluido en movimiento para que la transferencia de calor se lleve a cabo (Cengel &

Ghajar, 2011), en términos simples la convección es una combinación de conducción y movimiento de un fluido.

La convección puede ser natural o forzada, una se diferencia de la otra por la forma en que se genera el movimiento del fluido. En la convección forzada el movimiento se produce por la acción de agentes externos como ventiladores o bombas, mientras que la convección natural es causada únicamente por la diferencia de densidad en el fluido producto de la diferencia de temperatura.

El hecho de que la convección sea a través de un fluido hace que este mecanismo de transferencia de calor tenga una dependencia directa de las propiedades de este fluido, tales como: viscosidad, conductividad térmica, densidad, velocidad y calor específico. Además, también, está relacionada con la configuración geométrica y aspereza de la superficie sólida (Cengel & Ghajar, 2011).

La tasa de transferencia de calor por convección puede ser expresada por la ley de enfriamiento de Newton:

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv} A (T_{sup} - T_{\infty}) \quad [W] \quad (1.20)$$

Donde  $h_{conv}$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección,  $A$  es el área superficial asociada a la transferencia de calor,  $T_{sup}$  es la temperatura de la superficie y  $T_{\infty}$  es la temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie.

El coeficiente de transferencia de calor ( $h_{conv}$ ) juega un papel muy importante en la transferencia de calor por convección, a diferencia de la conductividad térmica

$k$ , no es una propiedad del material, sino que tiene una influencia de diversos factores que influyen en la convección (Jiji, 2006).

$$h_{conv} = f(\text{geometría, movimiento, propiedades del fluido, } \Delta T) \left[ W/m^2 \cdot K \right] \quad (1.21)$$

### 1.5.2.1 Número de Reynolds

El número de Reynolds es un parámetro adimensional que indica el régimen al que está sometido un fluido, lo que es fundamental para su estudio (Canut, Guerra, Guzmán, & Struck, 2008). Osborne Reynolds presentó por primera vez, en 1883, los regímenes de fluido y los valores numéricos de cada uno.

Reynolds descubrió que el régimen del flujo depende, principalmente, del cociente entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas en el fluido.

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{D_h \cdot v}{\nu} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu} \quad (1.22)$$

Donde  $v$  es la velocidad promedio del fluido,  $\rho$  es la densidad,  $\nu$  es la viscosidad cinemática del fluido,  $\mu$  es la viscosidad dinámica del fluido y  $D_h$  es el diámetro hidráulico.

Cuando el ducto que atraviesa el fluido es una tubería circular, el diámetro hidráulico ( $D_h$ ) es igual al diámetro interno de la tubería, en otros casos se define un diámetro hidráulico equivalente el cual queda definido por la ecuación:

$$D_h = \frac{4A}{p} \quad [m] \quad (1.23)$$

Donde  $A$  representa el área transversal del flujo y  $p$  el perímetro del ducto. Generalmente, cuando el número de Reynolds tiene valores menores a 2100 se estudia el fluido en régimen laminar, dentro del intervalo entre 2100 y 4000 se considera un flujo en transición, y números de Reynolds mayores a 4000 son considerados flujos turbulentos. Determinar el número de Reynolds correctamente permitirá estimar el comportamiento del fluido en una aplicación específica.

### 1.5.2.2 Número de Prandtl

El número de Prandtl es un parámetro adimensional que permite describir el espesor relativo de las capas límites dinámica y térmica, respectivamente (Cengel & Boles, 2011). Este parámetro se define como:

$$\text{Pr} = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{\nu}{\alpha'} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (1.24)$$

Donde  $\nu$  es la viscosidad cinemática,  $\alpha'$  es la difusividad térmica,  $c_p$  es el calor específico a presión constante,  $\mu$  es la viscosidad dinámica y  $k$  es la conductividad térmica.

El número de Prandtl para los metales líquidos es del orden de 0.01, para el agua es 10, para aceites pesados puede llegar a valores mayores a 100000, y para los gases se estima que el número de Prandtl es cercano a 1, puesto que la cantidad de movimiento como el calor se disipan aproximadamente a la misma velocidad (Cengel & Ghajar, 2011).

### 1.5.2.3 Número de Nusselt

El número de Nusselt es el parámetro adimensional de transferencia de calor por convección, este número representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa (Cengel & Ghajar, 2011), mientras mayor sea este número adimensional, mejor será la transferencia de calor por convección; matemáticamente se define como:

$$Nu = \frac{h_{conv} D_h}{k} \quad (1.25)$$

Donde  $h_{conv}$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección,  $D_h$  es el diámetro hidráulico y  $k$  es la conductividad térmica del fluido.

Se puede estimar el número de Nusselt conociendo el número de Reynolds y el número de Prandtl, puesto que están relacionados entre sí.

$$Nu = C Re^{b_1} Pr^{b_2} \quad (1.26)$$

Donde  $b_1$  y  $b_2$  son exponentes constantes entre 0 y 1 y el valor de la constante  $C$  depende de la configuración geométrica. Esta relación se ha obtenido a partir de datos experimentales y permite simplificar expresiones más complejas.

Tabla 1: Relaciones comunes entre números adimensionales para flujo interno

<b>Flujo Interno</b>	
$Nu = 4.36$	Flujo completamente desarrollado, tubo circular, régimen laminar, $\dot{q}_s = cte$
$Nu = 4.66$	Flujo completamente desarrollado, tubo circular, laminar $T_{sup} = cte$
$Nu = 3.66 + \frac{0.065(D_h/L)RePr}{1 + 0.04[(D_h/L)RePr]^{2/3}}$	Flujo laminar en desarrollo en la región de entrada. Tubo circular
$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3}$	Flujo turbulento completamente desarrollado con superficies lisas, $0.7 \leq Pr \leq 160$ , $Re > 10000$
$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{b_2}$	Flujo turbulento completamente desarrollado con superficies lisas. $0.7 \leq Pr \leq 160$ , $Re > 10000$ . $b_2 = 0.4$ para calentamiento y $b_2 = 0.3$ para enfriamiento

Fuente: Cengel & Ghajar, Transferencia de calor y masa, 2011.

Tabla 2: Relaciones comunes entre números adimensionales para flujo externo

<b>Flujo Externo</b>	
$Nu = 0.664 Re^{0.8} Pr^{1/3}$	Flujo sobre una placa plana, régimen laminar. $Pr > 6, Re < 5 \times 10^5$
$Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{1/3}$	Flujo sobre una placa plana en régimen turbulento. $0.6 \leq Pr \leq 60, 5 \times 10^5 \leq Re < 10^7$
$Nu = (0.037 Re^{0.8} - 871) Pr^{1/3}$	Flujo sobre una placa plana, régimen combinado. $0.6 \leq Pr \leq 60, 5 \times 10^5 \leq Re < 10^7$

Fuente: Cengel & Ghajar, Transferencia de calor y masa, 2011.

Las tablas 1 y 2 presentan relaciones válidas entre los números adimensionales para flujo interno y externo, respectivamente, que tienen la forma de la ecuación (1.26). Además, se indica las características que debe cumplir el fluido para aplicar esta ecuación correctamente.

### 1.5.3 Radiación

La radiación es la transferencia de energía de un cuerpo en forma de ondas electromagnéticas, que se lleva a cabo como resultado de cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas constitutivos (Cengel & Ghajar, 2011). Una característica importante de este mecanismo de transferencia de calor es que no necesita un medio que facilite esta transferencia de energía, esto lo diferencia de la conducción que se transmite mediante el contacto directo de los cuerpos y la convección que necesita de un fluido en movimiento para que la transferencia de calor se realice.

#### 1.5.3.1 Espectro electromagnético

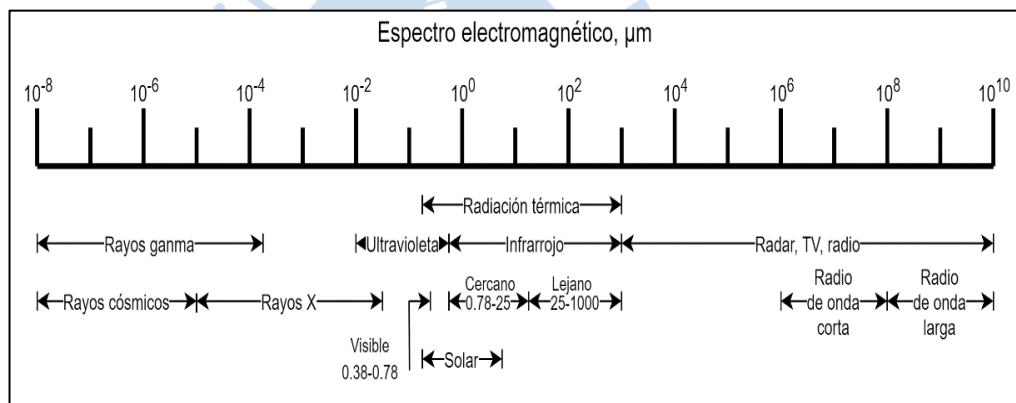


Figura 4: Espectro electromagnético

Fuente: Duffie & Beckman, 1991

La radiación térmica es energía electromagnética que se propaga a través del espacio a la velocidad de la luz. La temperatura de un cuerpo genera que los átomos y moléculas que lo componen sufran una excitación energética que se emite en forma de radiación electromagnética (Duffie & Beckman, 1991). Las longitudes de onda de importancia para el estudio con energía solar están comprendidas entre  $0.29 \mu\text{m}$  y  $2.5 \mu\text{m}$ , esta banda incluye el espectro visible, parte del rango ultravioleta e infrarrojo. Las figuras 4 y 5 grafican estos rangos de longitud de onda para el espectro electromagnético y el espectro de radiación solar.

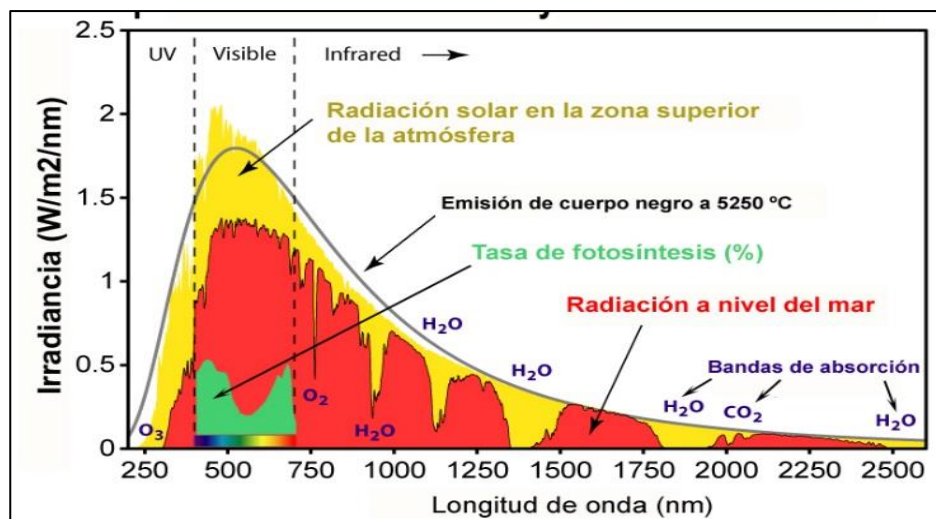


Figura 5: Espectro de la radiación solar

Fuente Naturalmente ciencias, 2018

### 1.5.3.2 Cuerpo negro

Un cuerpo negro es un cuerpo idealizado definido como un emisor y absorbedor perfecto de radiación, esto significa que sin importar qué longitud de onda o dirección describa la radiación incidente en este cuerpo, será absorbida en su totalidad (Duffie & Beckman, 1991).

Aunque un cuerpo negro no existe en la realidad como tal, nos permite tener una idea de la cantidad máxima de radiación que puede absorber o emitir un cuerpo. En 1879, Josef Stefan descubrió la ley de potencias que establece la radiación total de un cuerpo negro.

$$E = \sigma T^4 \quad [J] \quad (1.27)$$

La ecuación (1.27) se conoce como la ley de Stefan – Boltzmann, dado que la derivación teórica de la ley se realizó a partir del trabajo de Ludwig Boltzmann en termodinámica. Donde  $\sigma$  es la constante de Stefan–Boltzmann y es igual a  $5.67 \times 10^{-8} W / m^2 K^4$ .

### 1.5.3.3 Radiación atmosférica

Para expresar el intercambio de radiación entre una superficie y el cielo, este puede considerarse como un cuerpo negro a una temperatura que se define como  $T_{cielo}$  (Duffie & Beckman, 1991). De este modo, la transferencia de calor por radiación desde una superficie hacia el cielo puede ser expresada matemáticamente como:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A (T_{sup}^4 - T_{cielo}^4) \quad [W] \quad (1.28)$$

Donde  $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ , es la constante de Stefan–Boltzmann,  $\varepsilon$  es la emisividad,  $A$  es el área superficial y  $T_{sup}$  es la temperatura de la superficie.

De modo general, la ecuación (1.28) para la transferencia de calor por radiación entre dos cuerpos 1 y 2, queda expresada como:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A (T_1^4 - T_2^4) \quad [W] \quad (1.29)$$

La ecuación de transferencia de calor por radiación (1.29) puede ser convenientemente expresada en función de una diferencia de temperaturas al igual que las expresiones de conducción y convección.

$$\dot{Q}_{rad} = h_{rad} A (T_1 - T_2) \quad [W] \quad (1.30)$$

En esta nueva expresión, se utiliza el coeficiente de transferencia de calor por radiación ( $h_{rad}$ ), que se puede definir como:

$$h_{rad} = \varepsilon\sigma(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2) \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (1.31)$$

#### 1.5.3.4 Absortividad, reflectividad y transmisividad

Todos los cuerpos que nos rodean están constantemente emitiendo y recibiendo radiación térmica. La figura 6 muestra el comportamiento de un cuerpo semitransparente al recibir radiación y la distribución de esta energía.

La absortividad suele indicarse con la letra griega  $\alpha$  y representa la proporción de radiación total que un cuerpo absorbe. A diferencia de la emisividad, la absortividad de un material es independiente de la temperatura de la superficie, pero depende de la temperatura de la fuente de radiación (Cengel & Ghajar, 2011).

$$\alpha = \frac{\text{Radiación absorbida}}{\text{Radiación incidente}} = \frac{I_{abs}}{I}, 0 \leq \alpha \leq 1 \quad (1.32)$$

La reflectividad representa la proporción de radiación que un cuerpo refleja respecto a la radiación total incidente.

$$\rho' = \frac{\text{Radiación reflejada}}{\text{Radiación incidente}} = \frac{I_{ref}}{I}, 0 \leq \rho' \leq 1 \quad (1.33)$$

La fracción de radiación transmitida por una superficie respecto a la radiación total incidente, se llama transmisividad y se representa por la letra griega  $\tau$ .

$$\tau = \frac{\text{Radiación transmitida}}{\text{Radiación incidente}} = \frac{I_{tr}}{I}, 0 \leq \tau \leq 1 \quad (1.34)$$

La relación entre estos tres parámetros se presenta a continuación:

$$\alpha + \rho' + \tau = 1 \quad (1.35)$$

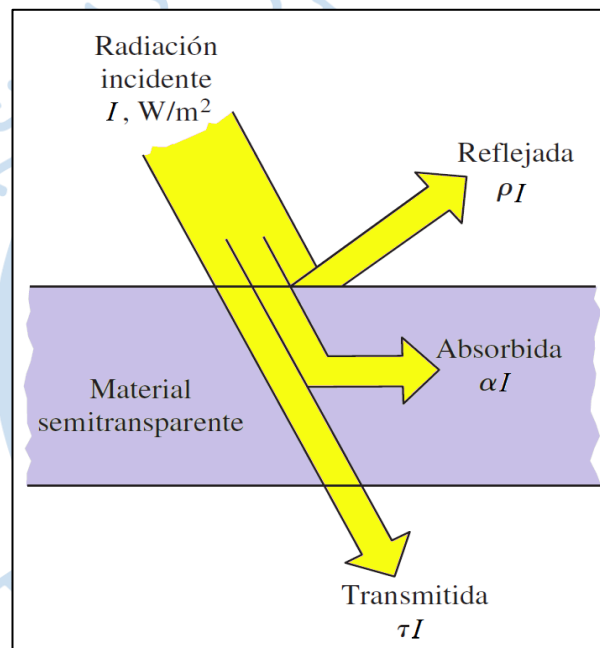


Figura 6: Absortividad, reflectividad y transmisividad

Fuente: Cengel & Ghajar, 2011

Para superficies específicas,  $\alpha$ ,  $\rho'$  y  $\tau$  tienen valores determinados, por ejemplo, un cuerpo negro idealizado tiene absorptividad 1; las superficies opacas, transmisividad 0 y en la mayoría de los gases la reflectividad es 0.

## 1.6 Fundamentos del proceso de secado

### 1.6.1 Humedad de sólidos

La humedad de un sólido es la medida de la cantidad de masa de agua que está contenida en una determinada masa de sólido. Esta humedad se puede expresar en base húmeda o en base seca.

La humedad en base húmeda es la más sencilla de entender ya que se define como la relación entre la masa de agua presente en el producto y la masa total del producto.

$$M_{wb} = \frac{m_w}{m_p} \left[ \frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto húmedo}} \right] \quad (1.36)$$

La humedad en base seca se define como la relación entre la masa de agua en el producto y la masa del sólido seco. Esta relación es la más usada en aplicaciones de secado, puesto que la masa del sólido seco es invariante durante el proceso de secado.

$$M_{db} = \frac{m_w}{m_d} \left[ \frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto seco}} \right] \quad (1.37)$$

Donde la masa total del producto ( $m_p$ ) es igual a la suma de las masas del producto seco ( $m_d$ ) y el agua presente en el sólido ( $m_w$ ).

Ambas formas de expresar la humedad de un sólido se pueden relacionar entre sí con las siguientes relaciones:

$$M_{wb} = \frac{M_{db}}{1 + M_{db}} \left[ \frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto húmedo}} \right] \quad (1.38)$$

$$M_{db} = \frac{M_{wb}}{1 - M_{wb}} \left[ \frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto seco}} \right] \quad (1.39)$$

### 1.6.2 Humedad de equilibrio

Es el contenido de humedad de un sólido higroscópico en condiciones de equilibrio con el agente desecante. Esto significa que la presión de vapor ejercida por la humedad del producto es igual a la presión de vapor del aire cercano (Belessiotis & Delyannis, 2010).

La determinación de la humedad de equilibrio depende de la naturaleza del producto y generalmente, se expresa en función de la humedad relativa y la temperatura del agente desecante.

$$M_e = f(RH, T) \quad (1.40)$$

### 1.6.3 Cinética del proceso de secado

La cinética del proceso de secado estudia la cantidad promedio de humedad de un producto respecto al tiempo, de este modo se puede describir la cantidad de humedad evaporada, el tiempo de secado y el consumo de energía (Dávila Nava, 2004). El proceso de secado, generalmente, se puede describir por diagramas conocidos como curvas de secado.

La curva de secado describe el contenido de humedad<sup>3</sup> respecto al tiempo de secado, como se aprecia en la figura 7, el periodo inicial de secado se muestra en la curva A-B, al finalizar este periodo el contenido de humedad disminuye de forma lineal B-C y en la curva C-D se observa que disminuye la velocidad de secado hasta llegar al punto E donde se forma una asíntota con el contenido de humedad de equilibrio.

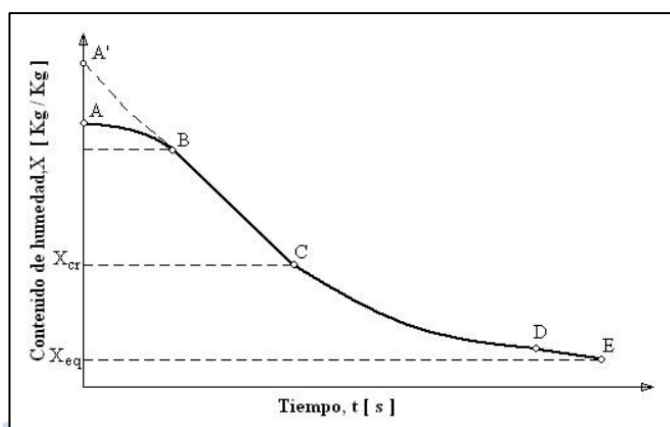


Figura 7: Curva de secado

Fuente: Dávila Nava, 2004

La curva de velocidad de secado describe la velocidad del secado respecto al contenido de humedad<sup>4</sup> del material. En la figura 8, se aprecia el periodo inicial de secado A-B, el periodo de velocidad constante B-C y el periodo de caída de velocidad de secado C-D hasta llegar al valor de humedad cercano a la humedad de equilibrio.

La curva de temperatura describe la temperatura del producto durante el proceso de secado respecto del contenido de humedad del producto.

Estas curvas, generalmente, se obtienen en laboratorio utilizando aire caliente como agente desecante, sin embargo, en cualquier proceso de secado se pueden tomar

<sup>3</sup> La humedad en la curva de secado se expresa en base seca.

<sup>4</sup> La humedad en la curva de velocidad de secado se expresa en base seca.

en cuenta para realizar comparaciones y obtener conclusiones del proceso de manera correcta.

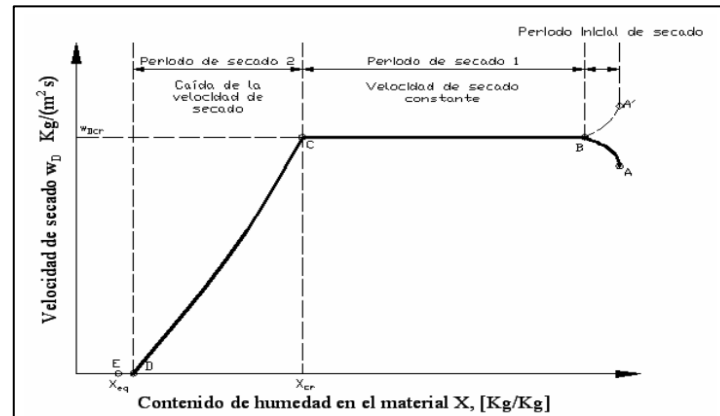


Figura 8: Curva de velocidad de secado

Fuente: Dávila Nava, 2004

#### 1.6.4 Ecuación de secado de capa fina

El secado de un sólido tiene relación con la transferencia de calor y masa entre el producto y el agente desecante que, generalmente, es aire, así como también con la teoría de difusión en el producto.

Existen tres enfoques para modelar una ecuación de secado: el enfoque teórico, el semi teórico y el empírico. El uso de un modelo teórico permite entender el proceso físicamente y se basa en la difusión, transferencia de calor y transferencia de masa; un modelo semi teórico se enfoca en disminuir la complejidad de las ecuaciones sin dejar de estar relacionado a la teoría física del secado; y finalmente los modelos empíricos se justifican en un ajuste aceptable a la data experimental permitiendo tener ecuaciones simples y de fácil desarrollo.

La ecuación de difusión de Fick se acepta para describir, de manera correcta, las características de los productos biológicos.

$$\frac{\partial M}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( D \frac{\partial M}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( D \frac{\partial M}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( D \frac{\partial M}{\partial z} \right) \quad (1.41)$$

Donde  $D$  es el coeficiente de difusión,  $M$  es el contenido de humedad en base seca y  $t$  es el tiempo de secado. Si se supone una partícula esférica, la ecuación (1.41) se puede expresar como:

$$\frac{\partial M}{\partial t} = D \left( \frac{\partial^2 M}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial M}{\partial r} \right) \quad (1.42)$$

Usando condiciones iniciales y de frontera de forma apropiada, Crank (1975) desarrolló soluciones analíticas para diferentes geometrías; considerando una difusividad constante y un producto esférico, se obtiene:

$$MR = \frac{M - M_e}{M_0 - M_e} = \frac{6}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} \exp\left(\frac{-D\pi^2 n^2}{r^2}\right) \quad (1.43)$$

A partir de la ecuación (1.43) muchos investigadores han determinado distintas formulaciones experimentales por medio de regresión matemática, este proceso ha sido realizado para distintos productos agrícolas (Hii, Law, & Cloke, 2009). La tabla 3 muestra las principales formulaciones de modelos de secado de capa fina.

Tabla 3: Modelos de secado de capa fina

Nombre del Modelo	Formulación
Newton	$MR = \exp(-B_1 t)$
Henderson and Pabis	$MR = B_2 \exp(-B_1 t)$
Page	$MR = \exp(-B_1 t^{B_3})$
Modelo Logarítmico	$MR = B_2 \exp(-B_1 t) + B_4$
Modelo de dos términos	$MR = B_2 \exp(-B_1 t) + B_4 \exp(-B_5 t)$
Modelo de dos términos exponencial	$MR = B_2 \exp(-B_1 t) + (1 - B_2) \exp(-B_1 B_2 t)$
Verma y otros.	$MR = B_2 \exp(-B_1 t) + (1 - B_2) \exp(-B_5 t)$
Midilli – Kucuk	$MR = B_2 \exp(-B_1 t^{B_3}) + B_4 t$
Hii et al.	$MR = B_2 \exp(-B_1 t^{B_3}) + B_4 \exp(-B_5 t^{B_3})$

Fuente: Hii, Law, & Cloke, 2009

Donde  $t$  es tiempo y  $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5$  son valores que dependen de la temperatura y la humedad relativa del aire desecante.

### 1.6.5 Aire húmedo o aire atmosférico

Se considera al aire húmedo como una mezcla binaria entre aire seco y vapor de agua, dado que ninguno de los componentes del aire seco es altamente soluble en agua y la composición del aire seco se puede considerar invariable en comparación con la cantidad de vapor de agua.

Naturalmente el aire siempre se encuentra de forma húmeda en la atmósfera, mientras que el aire seco debe ser obtenido artificialmente. El estudio del aire húmedo se conoce como higrometría o psicrometría.

El aire húmedo al ser tratado como una mezcla de gases ideales, cumple la ley de Dalton que indica que la presión total de una mezcla es igual a la suma de las presiones parciales de los componentes.

$$P_0 = P_{as} + P_v \quad [kPa] \quad (1.44)$$

Las características termo físicas del aire húmedo variarán dependiendo de la cantidad de vapor de agua presente en la mezcla, por este motivo la temperatura del aire húmedo y la humedad relativa son los factores que determinan cada propiedad de la mezcla aire seco – vapor de agua (Tsilingiris, 2007).

Durante el proceso de secado, generalmente la presión total del aire desecante es igual a la presión atmosférica ( $P_0 = 101.325 \text{ kPa}$ ) y las masas molares del aire seco ( $M_{as}$ ) y del vapor de agua ( $M_v$ ) son  $28.9635 \text{ kg/kmol}$  y  $18.08 \text{ kg/kmol}$ , respectivamente.

#### 1.6.5.1 Presión de saturación de vapor

La presión de saturación de vapor es la presión parcial de vapor presente en una mezcla de aire húmedo que contiene la máxima cantidad de vapor de agua posible a una determinada temperatura. En caso se añada más vapor de agua, esta se condensará (Cengel & Boles, 2011).

La presión de saturación del vapor de agua depende únicamente de la temperatura del aire y se puede calcular con la siguiente ecuación (Hayakawa & Succar, 1982):

$$P_{sv} = 0.61078 \exp\left(\frac{17.2693882(T_a - 273.15)}{T_a - 35.85}\right) \quad [kPa] \quad (1.45)$$

Donde  $T_a$  es la temperatura absoluta del aire en Kelvin.

### 1.6.5.2 Humedad relativa

La humedad relativa es la relación entre la cantidad de vapor de agua presente en el aire húmedo respecto a la cantidad de vapor de agua si el aire estuviese saturado, es decir la humedad relativa es un indicador entre 0 y 1 que permite identificar el porcentaje de la cantidad de vapor de agua presente en el aire respecto de la cantidad máxima posible a una determinada temperatura. El instrumento para medir la humedad relativa se llama higrómetro.

$$RH = \frac{m_v}{m_{vsat}} = \frac{P_v/R_v}{P_{sv}/R_{sv}} = \frac{P_v}{P_{sv}} \left[ \frac{\text{kg de vapor}}{\text{kg de vapor saturado}} \right] \quad (1.46)$$

### 1.6.5.3 Humedad específica

También conocida como humedad absoluta o relación de humedad, se define como la masa de vapor de agua presente en una unidad de aire seco (Cengel & Boles, 2011). A diferencia de la humedad relativa, la humedad absoluta permite tener una idea de cuánto vapor de agua hay presente en la mezcla bifásica.

$$H = \frac{m_v}{m_{as}} \left[ \frac{\text{kg de vapor}}{\text{kg de aire seco}} \right] \quad (1.47)$$

La razón principal para el uso de la masa de aire seco en la ecuación (1.47) y no la masa de aire total es que la masa de aire seco no varía en el rango de temperaturas y presiones previstas en un proceso termodinámico en fase gaseosa, a diferencia de la masa de vapor de agua, que tiene variaciones frecuentes.

Tomando en cuenta la ecuación de estado de gas ideal, la ecuación (1.47) se puede reescribir en función de la presión de vapor y la presión total:

$$H = \frac{m_v}{m_{as}} = \frac{P_v/R_v}{P_{as}/R_{as}} = 0.622 \frac{P_v}{P_0 - P_v} \left[ \frac{\text{kg de vapor}}{\text{kg de aire seco}} \right] \quad (1.48)$$

A partir de la ecuación (1.46) y (1.48) se puede establecer la relación matemática que existe entre la humedad específica y la humedad relativa de una mezcla bifásica de aire seco y vapor de agua.

$$H = 0.622 \frac{RH \cdot P_{sv}}{P_0 - RH \cdot P_{sv}} \left[ \frac{\text{kg de vapor}}{\text{kg de aire seco}} \right] \quad (1.49)$$

$$RH = \frac{H \cdot P_0}{(H + 0.622)P_{sv}} \left[ \frac{\text{kg de vapor}}{\text{kg de vapor saturado}} \right] \quad (1.50)$$

#### 1.6.5.4 Carta psicrométrica

La carta psicrométrica es un gráfico formado por curvas que se han trazado a partir de ecuaciones de estado relacionadas a la mezcla aire seco – vapor de

agua. Esta gráfica se utiliza para conocer el comportamiento las propiedades de la mezcla al variar la humedad del aire.

Para una mejor lectura de este diagrama, se suele fijar una presión constante para poder representar el gráfico en dos dimensiones, de este modo solo se necesita conocer dos propiedades intensivas independientes para obtener todas las demás propiedades.

En la figura 9 se puede apreciar una carta psicrométrica y las propiedades que se representan como: temperatura de bulbo seco, humedad específica, volumen específico, temperatura de bulbo húmedo, entalpía y humedad relativa.

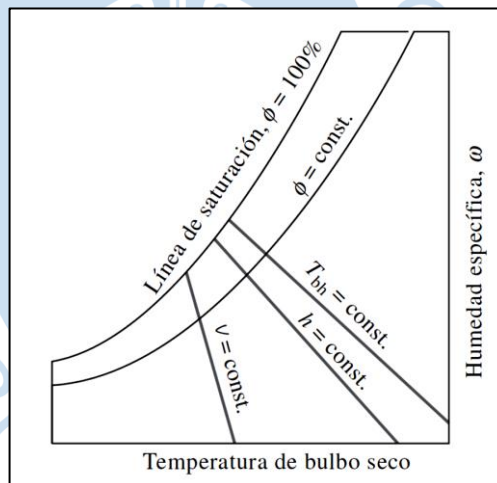


Figura 9: Carta psicrométrica

Fuente: Cengel & Ghajar, 2011

#### 1.6.5.5 Densidad del aire húmedo

Si se considera la mezcla de aire seco y vapor de agua como un gas ideal, se puede estimar la densidad a partir de la ecuación general del gas ideal. Tsilingiris (2007) propone una expresión en función de masas molares, humedad relativa y la presión de saturación de vapor.

$$\rho_a = \frac{P_0}{R \cdot T} \cdot M_{as} \cdot \left[ 1 - RH \cdot \left( 1 - \frac{M_v}{M_{as}} \right) \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right) \right] \left[ \frac{\text{kg aire húmedo}}{\text{m}^3} \right] \quad (1.51)$$

### 1.6.5.6 Viscosidad dinámica del aire húmedo

Para calcular la viscosidad dinámica de la mezcla de aire seco – vapor de agua, se debe conocer previamente la viscosidad de cada gas de manera individual a una temperatura determinada, Tsilingiris (2007) presenta estas propiedades ajustadas a polinomios.

Tabla 4: Coeficientes para el cálculo de la viscosidad dinámica del aire seco

Coeficiente	Valor
$A_0$	$-9.8601 \times 10^{-1}$
$A_1$	$9.080125 \times 10^{-2}$
$A_2$	$-1.17635575 \times 10^{-4}$
$A_3$	$1.2349703 \times 10^{-7}$
$A_4$	$-5.7971299 \times 10^{-11}$

Fuente: Tsilingiris, 2007

Las tablas 4 y 5 presentan los valores de las constantes que serán utilizadas en los polinomios (1.52) y (1.53) que definen la viscosidad en el aire seco y vapor de agua respectivamente.

$$\mu_{as} = A_0 + A_1 \cdot T + A_2 \cdot T^2 + A_3 \cdot T^3 + A_4 \cdot T^4 \quad [\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}] \quad (1.52)$$

$$\mu_v = A_0 + A_1 \cdot (T - 273.15) \quad [\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}] \quad (1.53)$$

Donde T se expresa en Kelvin.

Tabla 5: Coeficientes para el cálculo de la viscosidad dinámica del vapor de agua

Coeficiente	Valor
$A_0$	$8.058131868 \times 10$
$A_1$	$4.000549451 \times 10^{-1}$

Fuente: Tsilingiris, 2007

Una vez conocido el valor de la viscosidad del aire seco y vapor de agua de forma individual se procede a calcular la propiedad de la mezcla tomando en cuenta la humedad relativa, la presión de la mezcla, la presión de saturación de vapor y los parámetros de interacción entre el aire seco y vapor de agua definidos en las ecuaciones (1.55) y (1.56).

$$\mu_a = \frac{\mu_{as} \cdot \left[ 1 - RH \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right) \right]}{\left[ 1 - RH \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right) \right] + RH \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right) \cdot \Phi_{asv}} + \frac{\mu_v \cdot RH \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right)}{RH \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right) + \left[ 1 - RH \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right) \right] \cdot \Phi_{vas}} \quad [kg/m \cdot s] \quad (1.54)$$

Donde:

$$\Phi_{asv} = \frac{\sqrt{2}}{4} \cdot \left( 1 + \frac{M_{as}}{M_v} \right)^{-0.5} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{\mu_{as}}{\mu_v} \right)^{0.5} \cdot \left( \frac{M_v}{M_{as}} \right)^{0.25} \right]^2 \quad (1.55)$$

$$\Phi_{vas} = \frac{\sqrt{2}}{4} \cdot \left(1 + \frac{M_v}{M_{as}}\right)^{-0.5} \cdot \left[1 + \left(\frac{\mu_v}{\mu_{as}}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{M_{as}}{M_v}\right)^{0.25}\right]^2 \quad (1.56)$$

### 1.6.5.7 Conductividad térmica del aire húmedo

Para el cálculo de la conductividad térmica de la mezcla aire seco – vapor de agua, se desarrolla un procedimiento análogo al cálculo de la viscosidad dinámica. De este modo, primero se debe calcular el valor de la conductividad térmica de forma individual para al aire seco y vapor de agua, para posteriormente calcular el valor de la propiedad de la mezcla.

Tabla 6: Coeficientes para el cálculo de la conductividad térmica del aire seco

Coeficiente	Valor
$A_0$	$-2.276501 \times 10^{-3}$
$A_1$	$1.2598485 \times 10^{-4}$
$A_2$	$-1.4815235 \times 10^{-7}$
$A_3$	$1.73550646 \times 10^{-10}$
$A_4$	$-1.066657 \times 10^{-13}$
$A_5$	$2.47663035 \times 10^{17}$

Fuente: Tsilingiris, 2007

Las tablas 6 y 7 muestran los valores de los coeficientes para el cálculo de la conductividad térmica del aire seco y vapor de agua, respectivamente, que se utilizan para el ajuste polinómico presentado en las ecuaciones (1.57) y (1.58).

$$k_{as} = A_0 + A_1 \cdot T + A_2 \cdot T^2 + A_3 \cdot T^3 + A_4 \cdot T^4 + A_5 \cdot T^5 \quad [W/m \cdot K] \quad (1.57)$$

$$k_v = A_0 + A_1 \cdot (T - 273.15) + A_2 \cdot (T - 273.15)^2 \quad [W/m \cdot K] \quad (1.58)$$

Donde T se expresa en Kelvin.

Tabla 7: Coeficientes para el cálculo de la conductividad térmica del vapor de agua

Coeficiente	Valor
$A_0$	$1.761758242 \times 10$
$A_1$	$5.558941059 \times 10^{-2}$
$A_2$	$1.663336663 \times 10^{-4}$

Fuente: Tsilingiris, 2007

Conociendo los valores de conductividad térmica de cada componente de la mezcla, se puede estimar la conductividad térmica del aire húmedo en la ecuación (1.59) tomando en cuenta la humedad relativa, presión de saturación de vapor, presión de la mezcla y los parámetros de interacción entre aire seco y vapor de agua presentados en las ecuaciones (1.60) y (1.61).

$$k_a = \frac{k_{as} \cdot \left[ 1 - RH \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right) \right]}{\left[ 1 - RH \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right) \right] + RH \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right) \cdot \Phi_{asv}} + \frac{k_v \cdot RH \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right)}{RH \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right) + \left[ 1 - RH \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right) \right] \cdot \Phi_{vas}} \quad [W/m \cdot K] \quad (1.59)$$

Donde:

$$\Phi_{asv} = \frac{\sqrt{2}}{4} \cdot \left(1 + \frac{M_{as}}{M_v}\right)^{-0.5} \cdot \left[1 + \left(\frac{k_{as}}{k_v}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{M_v}{M_{as}}\right)^{0.25}\right]^2 \quad (1.60)$$

$$\Phi_{vas} = \frac{\sqrt{2}}{4} \cdot \left(1 + \frac{M_v}{M_{as}}\right)^{-0.5} \cdot \left[1 + \left(\frac{k_v}{k_{as}}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{M_{as}}{M_v}\right)^{0.25}\right]^2 \quad (1.61)$$

### 1.6.5.8 Calor específico del aire húmedo

El calor específico de la mezcla aire seco – vapor de agua, se define mediante la ecuación (1.64) presentada por Tsilingiris (2007), para la cual se debe definir previamente las propiedades de cada gas ideal que conforma la mezcla.

Tabla 8: Coeficientes para el cálculo del calor específico del aire seco

Coeficiente	Valor
$A_0$	$0.103409 \times 10$
$A_1$	$-0.284887 \times 10^{-3}$
$A_2$	$0.7816818 \times 10^{-6}$
$A_3$	$-0.4970786 \times 10^{-9}$
$A_4$	$0.1077024 \times 10^{-12}$

Fuente: Tsilingiris, 2007

Las tablas 8 y 9 muestran los coeficientes que serán utilizados en las ecuaciones (1.62) y (1.63) para el cálculo de calor específico del aire seco y el vapor de agua, respectivamente.

$$c_{pas} = A_0 + A_1 \cdot T + A_2 \cdot T^2 + A_3 \cdot T^3 + A_4 \cdot T^4 \quad [J/kg \cdot K] \quad (1.62)$$

$$c_{pv} = A_0 + A_1 \cdot (T - 273.15) + A_2 \cdot (T - 273.15)^2 \quad [J/kg \cdot K] \quad (1.63)$$

Donde T se expresa en Kelvin.

Tabla 9: Coeficientes para el cálculo del calor específico del vapor de agua

Coeficiente	Valor
$A_0$	1.86910989
$A_1$	$-2.578421578 \times 10^{-4}$
$A_2$	$1.941058941 \times 10^{-5}$

Fuente: Tsilingiris, 2007

Una vez conocidos los valores de calor específico del aire seco, calor específico de vapor de agua, humedad relativa, la presión de la mezcla, la presión de saturación de vapor y temperatura, se puede calcular el valor de calor específico de la mezcla binaria de aire seco – vapor de agua.

$$c_{pa} = \frac{c_{pas} \cdot \left[ 1 - RH \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right) \right] \cdot M_{as} + c_{pv} \cdot RH \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right) \cdot M_v}{\left[ 1 - RH \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right) \right] \cdot M_{as} + RH \cdot \left( \frac{P_{sv}}{P_0} \right) \cdot M_v} \quad [J/kg \cdot K] \quad (1.64)$$

## **Capítulo 2**

### **Proceso de secado y secadores solares**

#### **2.1 Proceso de secado**

El control de los niveles de humedad en sólidos a través de un proceso de secado es de especial interés en la industria, puesto que la efectividad de éste tiene una gran repercusión en la calidad de los productos procesados y permite reducir costos tanto de almacenamiento como de distribución.

Independientemente del método utilizado en el proceso de secado, este proceso incluye simultáneamente transferencia de calor hacia el producto y transferencia de masa mediante la extracción de humedad hacia los alrededores del sistema. Esta transferencia de calor puede llevarse a cabo por conducción, convección, radiación o por una combinación de estos tres mecanismos.

##### **2.1.1 Productos comunes en el secado solar**

El secado de productos agrícolas se realiza desde los inicios de la civilización humana en donde el secado se producía de manera natural con la exposición de los productos directamente al sol; posteriormente, con el desarrollo de maquinarias de cosecha surge la necesidad de secar grandes cantidades de productos y se crean los secadores (FAO, 2018).

Los productos agrícolas, en especial los granos, al llegar a la madurez fisiológica presentan el contenido máximo de materia seca, sin embargo, también un elevado porcentaje de agua (FAO, 2018). Esta característica fisiológica genera la necesidad de reducir el contenido de humedad a niveles óptimos para su almacenamiento y posterior comercialización.

Las técnicas de secado solar para productos agrícolas son variadas y deben responder a los parámetros ambientales de cada lugar donde se desea realizar dicho proceso, además de considerar las características propias de cada producto que se requiere secar.

Tabla 10: Ejemplos de productos secados comúnmente con secadores solares

Producto	Humedad inicial (%)	Humedad final (%)	Temperatura máxima permitida(°C)	Tiempo de secado aproximado (h)
Cebolla	85	6	55	48
Tomates	95	7	60	36
Uvas	80	15 a 20	-	32 a 40
Higos	70	20	70	32
Bananas	80	15	70	12
Café	65	11	-	288
Pimienta	71	13	-	48
Maíz	35	15	60	-
Trigo	20	16	45	-
Arroz	24	11	50	-
Camote	75	7	55	-
Papas	75	13	75	-
Granos de café	55	12	-	-
Granos de cacao	55	7	-	-

Fuente: Fudholi, Sopian, Ruslan, Alghoul, & Sulaiman, 2010

En la tabla 10 se muestra algunos de los productos que son, usualmente, secados a través de secadores solares, así como las características importantes en el proceso de

secado como la humedad inicial, humedad final, temperatura máxima permitida y tiempo de secado aproximado de acuerdo con la literatura existente.

## 2.2 Estado del arte del secado de cacao

El proceso de secado de cacao se realiza después del proceso de fermentación, con la finalidad de eliminar el exceso de humedad de los granos. A continuación, se presentan los principales estudios y publicaciones relacionadas al proceso de secado de cacao, los cuales han sido de gran relevancia en la elaboración de la presente tesis.

Villamizar y Hernández (1989) realizaron la simulación de un modelo matemático para secado de cacao y obtuvieron expresiones para propiedades del producto en función de la humedad, como: calor específico, conductividad térmica y peso específico. Además, presentaron una expresión para el cálculo de la humedad de equilibrio del cacao en función de la humedad relativa y temperatura del aire desecante.

Bart-Plange y Baryeh (2003) presentaron las características físicas del grano de cacao, categoría B, en función al contenido de humedad; las propiedades presentadas fueron: densidad, porosidad, ángulo de reposo y coeficientes de fricción.

Hii et al (2006) realizaron un estudio del secado de cacao en un secador solar directo con diferentes cargas de producto; se encontró que, para el prototipo utilizado, el secado óptimo se realizaba con 20kg de producto, ya que al aumentar la masa de producto a 40kg y 60kg aumentó el tiempo de secado significativamente.

Hii et al (2008) presentaron un nuevo modelo de capa fina para el secado de cacao. A través de procesos experimentales de secado artificial y natural, realizaron el ajuste de los resultados a los modelos conocidos de secado de capa fina y a este nuevo modelo, así se pudo comparar entre los modelos de secado a través del coeficiente de determinación para comprobar la confiabilidad del modelo presentado.

Fagunwa et al (2009) diseñaron un secador solar intermitente para granos de cacao utilizando materiales locales, este secador se compone de un colector, una cámara de secado y cámaras de almacenamiento térmico. Se logró secar en 72 horas el cacao con una calidad comparable al secado solar directo.

Ndukwu (2009) estudió el efecto de la temperatura y velocidad del aire durante el proceso de secado de cacao, se realizaron experimentos de secado a temperaturas de 55°C, 70°C y 80°C y velocidades de aire de 1.3m/s, 2.55m/s y 3.7 m/s. Se encontró que la cantidad de agua removida, en el mismo tiempo, aumenta con el incremento de la velocidad y la temperatura del aire de secado.

Chinenye et al (2010) estudiaron la cinética de secado de cacao con un modelo de secado de dos capas finas, se obtuvo un rango definido de valores de difusividad efectiva a partir de resultados experimentales, para los cuales se probaron temperaturas de 55°C, 70°C y 81°C y se utilizó los modelos de secado de Lewis y Handerson – Parbis.

Tinoco y Ospina (2010) estudiaron el secado de cacao con la finalidad de disminuir el tiempo de secado, ellos recomendaron agitar el producto durante el secado en horno para evitar quemaduras de los granos con la bandeja, además encontraron que no es recomendable que el aire de secado tenga valores muy bajos de humedad relativa, ya que el aire seco deshidrata la superficie de los granos exponiéndolos a quemaduras.

Hii et al (2013) realizaron una simulación de la transferencia de calor y masa del grano de cacao bajo condiciones de secado paso a paso en un secador de bomba de calor, en este trabajo se simula el grano de cacao en 3D como un elipsoide y se obtiene que el comportamiento del proceso de secado es similar tanto en la simulación como experimentalmente.

Koua et al (2017) evaluaron la evolución de las propiedades de los granos de cacao durante el proceso de secado solar indirecto, estas características fueron: encogimiento, densidad, porosidad y coeficientes de transferencia de calor y masa. Además, se obtuvieron expresiones en función de la humedad para la densidad, conductividad térmica, calor específico y difusividad térmica.

Nwakuba et al (2017) desarrollaron un modelo matemático de capa delgada para el secado de cacao utilizando análisis dimensional, basado en el teorema “Pi” de Buckingham. Este modelo está orientado a un secador de aire caliente. Se encuentra que los coeficientes de determinación son de 0.947, 0.998, 0.995 para temperaturas de secado de 60°C, 70°C y 80°C grados, respectivamente.

Gustavo Vásquez Tantas (2017), realizó la modelación matemática de no equilibrio y simulación de una cámara de secado indirecto para cacao, a partir de este modelo matemático se realiza un análisis paramétrico y finalmente un análisis financiero de este secador solar indirecto.

Pablo Parra Rosero (2017) presentó una propuesta alternativa para el secado forzado de cacao a través de una planta piloto implementada para realizar pruebas de secado, calibración de parámetros, validación del modelo matemático planteado e implementación de algoritmos de control.

### **2.3 Clasificación de secadores**

Existe una gran diversidad de secadores en la industria y por ende se han clasificado de acuerdo con distintos criterios, sin embargo, el criterio propuesto en esta tesis está relacionado con el mecanismo de transferencia de calor predominante en el proceso de secado.

### 2.3.1 Secadores por convección

En estos secadores, la convección es el método de transferencia de calor predominante, el calor se entrega por el aire caliente o un flujo de gas sobre la superficie del sólido húmedo, de esta manera la humedad evaporada se retira por el medio de secado. Los gases más utilizados para el secado directo son el aire y vapor sobrecalentado, sin embargo, también se usan gases de combustión y gases inertes para aplicaciones específicas (Mujumdar, 1995).

En el periodo inicial de secado a tasa constante, la superficie del sólido se lleva a la temperatura de bulbo seco correspondiente a la temperatura del aire y a las condiciones de humedad en el ambiente (Mujumdar, 1995). Cuando se usa vapor sobrecalentado, la temperatura del sólido corresponde a la temperatura de saturación de vapor a la presión de operación. Ejemplos conocidos de secadores directos son: los secadores de aire suspendido y secadores de tipo túnel o invernadero.

### 2.3.2 Secadores por conducción o de contacto

Los secadores por conducción o de contacto están caracterizados porque la transferencia de calor se realiza por conducción, esto requiere que el producto esté en contacto directo con una superficie a alta temperatura para realizar la transferencia de calor.

Generalmente, se utiliza este tipo de secadores cuando el producto no puede estar en contacto con un fluido a alta temperatura; este escenario se presenta cuando los sólidos son muy húmedos o son productos delgados. La velocidad de secado depende directamente del contacto del material húmedo y las superficies calientes.

Las superficies de contacto pueden ser estáticas o en movimiento, la humedad evaporada se retira por una operación de vacío o por una corriente de gas que es, principalmente, un transporte de humedad (Mujumdar, 1995).

### 2.3.3 Secadores por radiación

Los secadores por radiación trabajan con fuentes de radiación electromagnética con longitudes de onda que incluyen el espectro solar y microondas, parte de la radiación solar se absorbe por la superficie del sólido generando la transferencia de calor y masa que se busca para reducir la humedad.

La radiación se utiliza para calentar el sólido volumétricamente, reduciendo así la resistencia interna a la transferencia de calor. La energía transmitida se absorbe por las moléculas de agua en el producto, permitiendo que mientras el producto va perdiendo humedad se requiera menos energía para continuar con el secado (Mujumdar, 1995).

Estos secadores son poco utilizados por su alto costo operativo; sin embargo, existen secadores que combinan el secado por radiación y convección. Por ejemplo, el uso de secado infrarrojo en forma conjunta con chorros de aire en el secado de productos alimenticios en forma laminar (Mujumdar, 1995).

## 2.4 Secadores solares

Los secadores solares se caracterizan porque utilizan la radiación solar como fuente de energía durante el proceso de secado. En la mayoría de los países tropicales, desde tiempos antiguos, se utiliza el sol para secar productos como: maíz, frejoles, café, cacao, entre otros (Linehan, Paddack, & Mansour, 1993). El método tradicional de secado solar directo consiste en exponer el producto directamente al sol; sin embargo, presenta diversas limitaciones como los ataques de hongos, insectos, aves o roedores; además de la posibilidad de quedar expuestos a lluvia o vientos inesperados en la zona donde se lleva a cabo el secado (Ekechucwu & Norton, 1997).

El desarrollo técnico de sistemas de secado solar se ha realizado en dos direcciones, la primera orientada a baja potencia, de vida corta y baja eficiencia comparativa; la segunda, orientada a equipos de alta potencia, alta eficiencia y equipos costosos de largo tiempo de

vida. La energía necesaria para el secado se puede estimar conociendo la masa de producto a procesar, la humedad inicial y la humedad final que se desea obtener en el producto (Fudholi, Sopian, Ruslan, Alghoul, & Sulaiman, 2010).

Los sistemas de secado solar se clasifican de acuerdo con el modo de calentamiento y el modo en el uso de la energía solar. En términos generales, los secadores solares se clasifican como: secadores pasivos o de circulación natural, secadores activos o de circulación forzada y secadores solares híbridos.

Además, existen tres subclases o modos de secado, distintas dentro de la clasificación primaria ya sea para secadores solares activos o pasivos. El secador directo o integral en donde el producto en la cámara de secado recibe directamente la radiación solar incidente, los secadores indirectos o distribuidos, que se caracterizan porque el producto se seca por aire previamente calentado en un colector solar, y los secadores solares de modo mixto, en los que el producto recibe radiación directamente y, también, ingresa aire precalentado por un colector; la figura 10 muestra, de forma resumida, la clasificación de secadores solares presentada en este capítulo; además, incluye a modo de ejemplo, tipos específicos de secadores para cada tipo de secado.

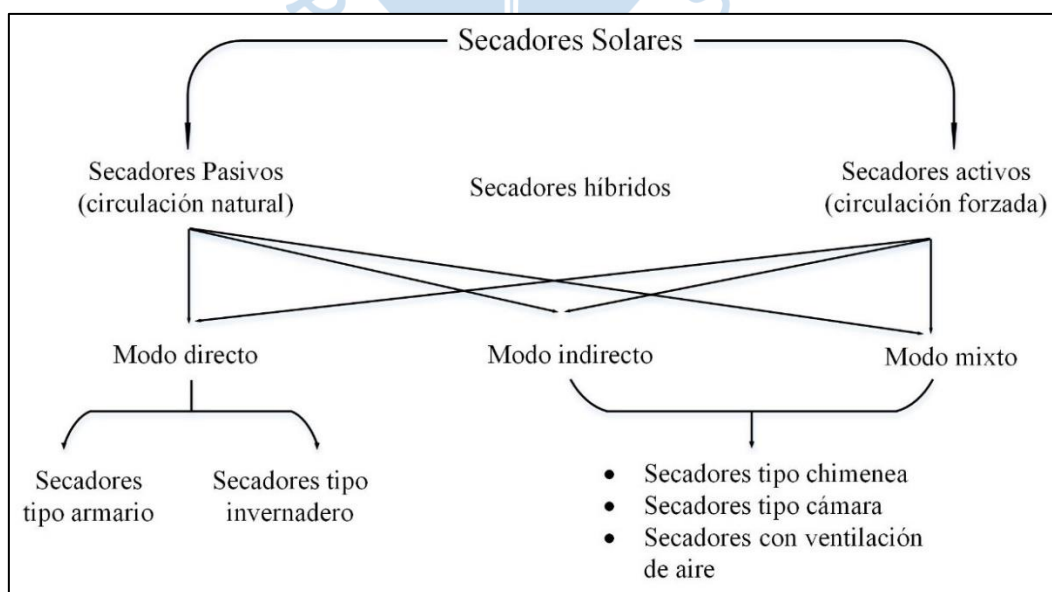


Figura 10: Clasificación de secadores solares

Fuente: Fudholi, Sopian, Ruslan, Alghoul, & Sulaiman, 2010

## 2.4.1 Secadores solares de convección natural o secadores pasivos

### 2.4.1.1 Secadores solares directos de convección natural

El secador solar directo más básico es el de tipo gabinete o armario, éste tiene unidades relativamente pequeñas para secar cantidades menores de productos domésticos tales como frutas, vegetales, carne, etc. (Ekechucwu & Norton, 1997).

El diseño básico de este tipo de secadores solares se muestra en la figura 11 y consiste en un contenedor rectangular, de preferencia aislado, y con un techo de vidrio o plástico transparente. La circulación de aire se realiza gracias a los agujeros de ventilación que se encuentran en la parte inferior y superior del secador.



Figura 11: Secador solar de circulación natural tipo gabinete o armario

Fuente: Brace Research Institute, 1965

Se conoce que tienen un costo bajo y se ha probado con productos como banana, mango y yuca; si bien es cierto que tiene un mejor rendimiento que un secado tradicional directo al sol y tiene como inconveniente su limitada capacidad de secado.

Othieno (1986) realizó un diseño para un secador solar portable de forma rectangular con una cubierta transparente y superficies interiores negras con el fin de absorber el calor y alejar la humedad de estas superficies. Se concluyó que los agujeros de ventilación permiten un flujo de aire menor y no se pudo lograr mejoras significativas en el rendimiento de este secador.

Minka (1986) reportó que las temperaturas tomadas dentro del secador solar directo tipo gabinete estuvieron entre 20°C y 25°C superiores a la temperatura ambiental durante el pico de radiación solar incidente, esta diferencia de temperatura es adecuada para el secado de productos alimentarios.

Otro tipo de secador solar directo es el de tipo invernadero de circulación natural que es, esencialmente, un invernadero modificado con la finalidad de controlar el flujo de aire para reducir la humedad del producto a secar. Este tipo de secador permite un mayor grado de control en el proceso de secado respecto al del tipo gabinete.

Los primeros diseños fueron realizados con un techo de vidrio a dos aguas, sin embargo, en la actualidad predominan diseños con cobertores de polietileno o policarbonato transparente sobre una estructura tipo parabólica o semicilíndrica como se aprecia en la figura 12. Estos secadores solares permiten un mejor flujo de aire desecante en comparación con los secadores solares tipo gabinete.

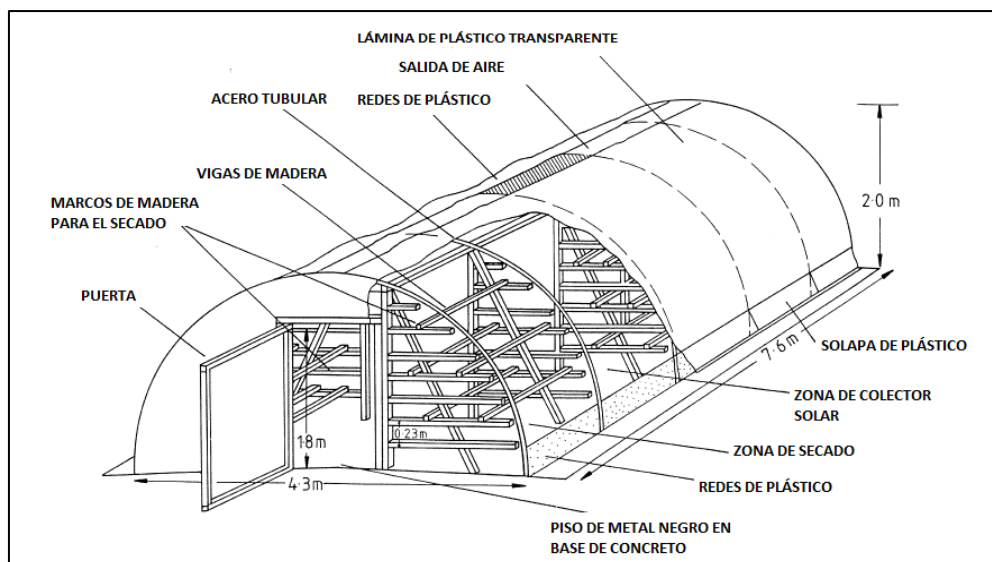


Figura 12: Secador solar de circulación natural tipo invernadero

Fuente: Ekechukwu & Norton, 1999

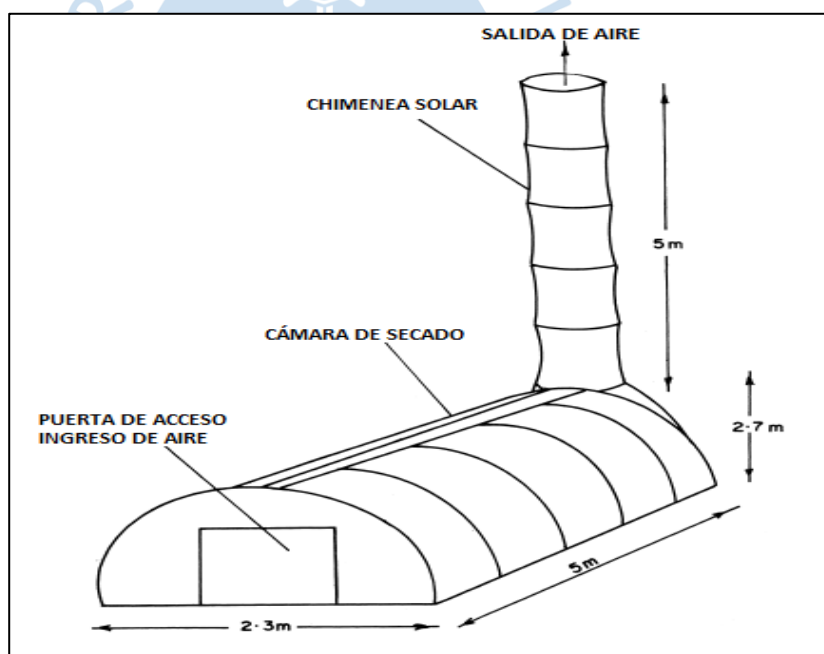


Figura 13: Secador solar de circulación natural tipo invernadero

Fuente: Ekechukwu & Norton, 1997

N'Jai (1986) probó tres distintos tipos de secadores solares tipo invernadero de convección natural para pescado fermentado en Gambia. Los resultados experimentales presentados en los secadores muestran que el secador de forma semicilíndrica tiene mayores temperaturas de aire desecante que el secador de techo a dos aguas y, también, que del tipo triangular. Además, se

concluye, para este producto, que el proceso de secado solar directo tipo invernadero no representa una disminución significativa en el tiempo de secado, pero sí una mejora de calidad del producto final.

Un diseño simplificado de secador solar directo tipo invernadero fue reportado por Ekechukwu y Norton (1997), este diseño consiste en una estructura semicilíndrica de acero galvanizado revestida de polietileno transparente que incluye una chimenea cilíndrica tal como se muestra en la figura 13. Este secador opera con energía solar que incide directamente sobre el producto ubicado dentro de la cámara de secado y el flujo de aire calentado sube por la chimenea hacia el exterior permitiendo que ingrese aire fresco desde el otro extremo (Ekechukwu & Norton, 1997). Las dimensiones de este secador solar directo de tipo invernadero están determinadas para trabajar con grandes cargas de productos agrícolas.

#### **2.4.1.2 Secadores solares indirectos de convección natural**

En estos secadores solares, el producto se encuentra en bandejas ubicadas dentro de una cámara de secado opaca y se calienta por el aire circulante que proviene del colector solar. En éstos la radiación solar no incide directamente sobre el producto por lo que la calidad del producto es mayor que la obtenida en el secado solar directo.

Los secadores solares indirectos de convección natural permiten obtener mayores temperaturas de secado en el producto sin sacrificar el nivel de calidad de la producción. Tomando en cuenta los términos económicos, generalmente, son más costosos que los secadores directos.

La figura 14 muestra un esquema general de cómo está diseñado un secador solar indirecto de convección natural, donde las partes más importantes son: el colector solar, la cámara de secado y la chimenea.

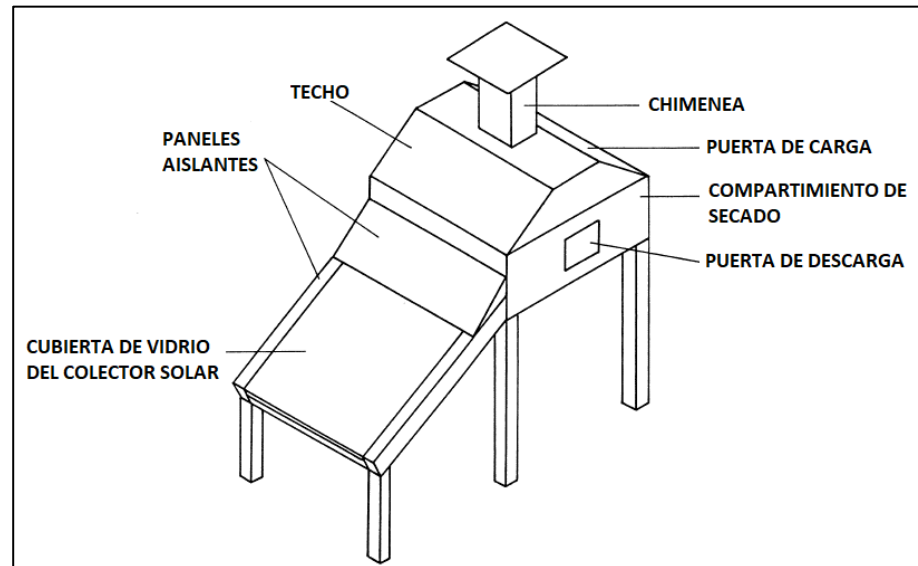


Figura 14: Secador solar de circulación natural tipo indirecto

Fuente: Ekechukwu & Norton, 1999

Bolaji (2005) evaluó un secador solar de tipo indirecto, con un colector inclinado en  $20^\circ$ , encontrando resultados positivos, en el que la temperatura máxima del aire desecante alcanzó valores mayores en  $30^\circ\text{C}$  a la temperatura ambiente.

#### 2.4.1.3 Secadores solares mixtos de convección natural

Los secadores solares mixtos de circulación natural permiten aprovechar las características del secador solar directo al recibir el producto radiación solar incidente y, también, utiliza temperaturas mayores de aire de secado incluyendo un colector antes de la cámara de secado.

Estos secadores solares poseen los mismos elementos que un secador solar indirecto (colector solar, cámara de secado y chimenea); sin embargo, se diferencia en que la cámara de secado ya no es opaca, sino que tiene paredes de vidrio las cuales permiten que la radiación solar incidente llegue directamente al producto como en los secadores solares directos. La figura 15 muestra un secador

solar mixto donde el vidrio está presente tanto en la zona del colector como en la cámara de secado.

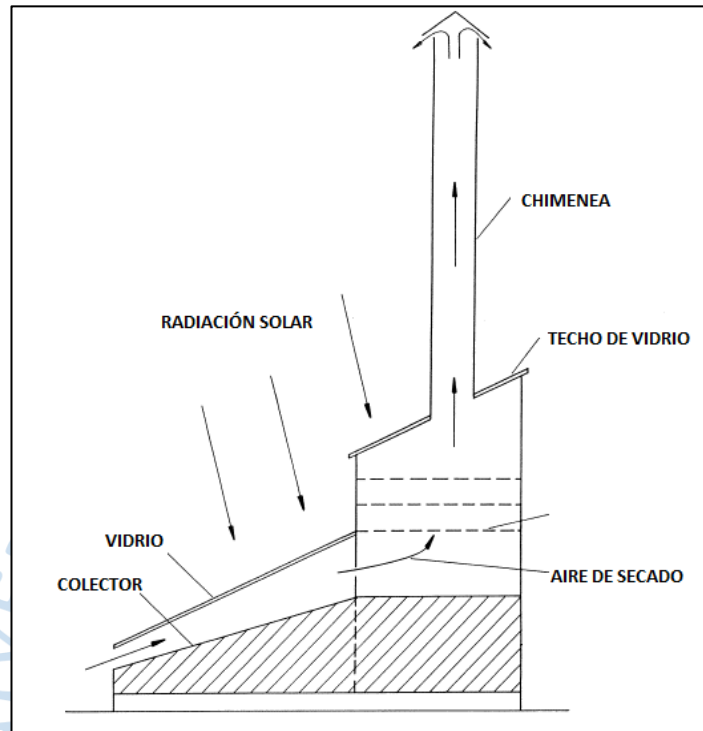


Figura 15: Secador solar de convección natural tipo mixto

Fuente: Ekechukwu & Norton, 1999

En figura 16 se observa un diseño que incluye ventilación por acción del ventilador rotativo de viento ubicado en la cima de la chimenea con el fin de acelerar la salida del aire caliente producto del secado. En áreas que presentan velocidades de viento relativamente altas se ha encontrado una reducción de más de un 25% de tiempo de secado con el uso de estos ventiladores (Ekechukwu & Norton, 1997). Al ser este ventilador accionado por el viento se tiene la ventaja de no depender de una fuente de energía auxiliar.

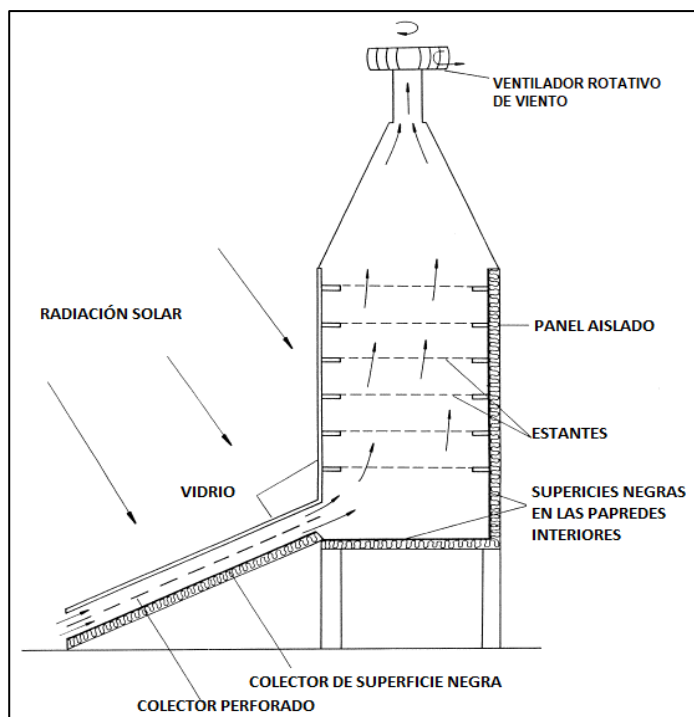


Figura 16: Secador solar de circulación forzada tipo mixto

Fuente: Ekechukwu & Norton, 1999

## 2.4.2 Secadores solares de convección forzada o secadores activos

Los secadores solares activos se caracterizan porque la circulación del aire se realiza mediante ventiladores o bombas cuya alimentación, generalmente, no está relacionada a la energía solar. Este tipo de secadores son utilizados para procesar a gran escala productos comerciales. (Ekechukwu & Norton, 1997).

Para controlar la velocidad de secado se puede regular el flujo volumétrico del aire de secado variando la velocidad de los ventiladores. Se debe considerar, siempre, los requerimientos del producto.

### 2.4.2.1 Secadores solares directos de convección forzada

Al igual que los secadores solares directos de convección natural, éstos se caracterizan porque la energía solar incidente tiene un efecto directo sobre el producto a secar y, además, no presentan una cámara de secado por separado. A diferencia de los secadores solares directos de convección natural; los secadores

solares que predominan en esta categoría son los de tipo invernadero, es por ello que es poco común el uso de secadores de tipo gabinete de convección forzada.

La figura 17 muestra un secador solar directo tipo invernadero con circulación forzada por medio de un soplador de aire, en el cual la radiación solar ingresa a través de la cubierta de vidrio hacia el producto.

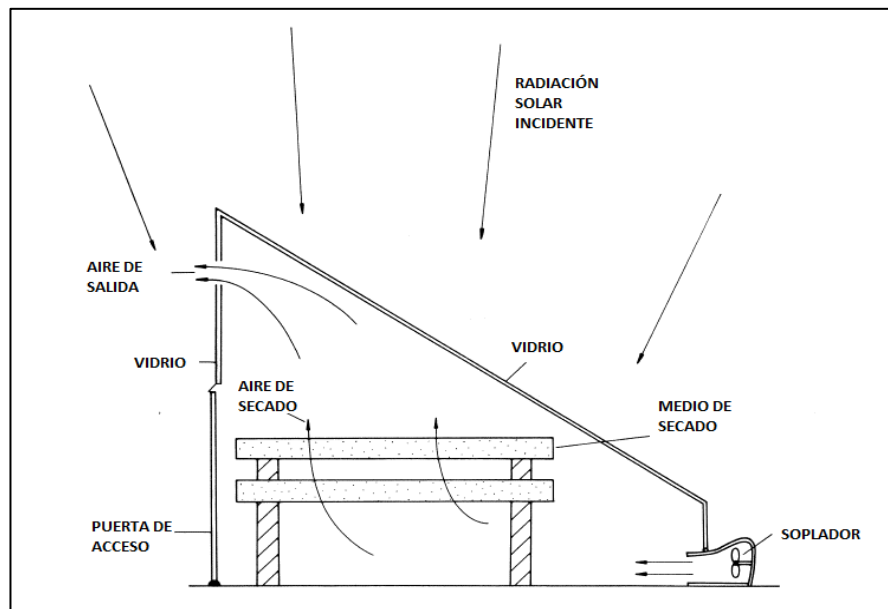


Figura 17: Secador solar de circulación forzada tipo invernadero

Fuente: Ekechukwu & Norton, 1999

La figura 18 muestra un secador solar directo tipo invernadero con tambores rotatorios, ductos de aire y ductos de ventilación, estos elementos permiten una circulación forzada de aire y una disminución significativa del tiempo de secado.

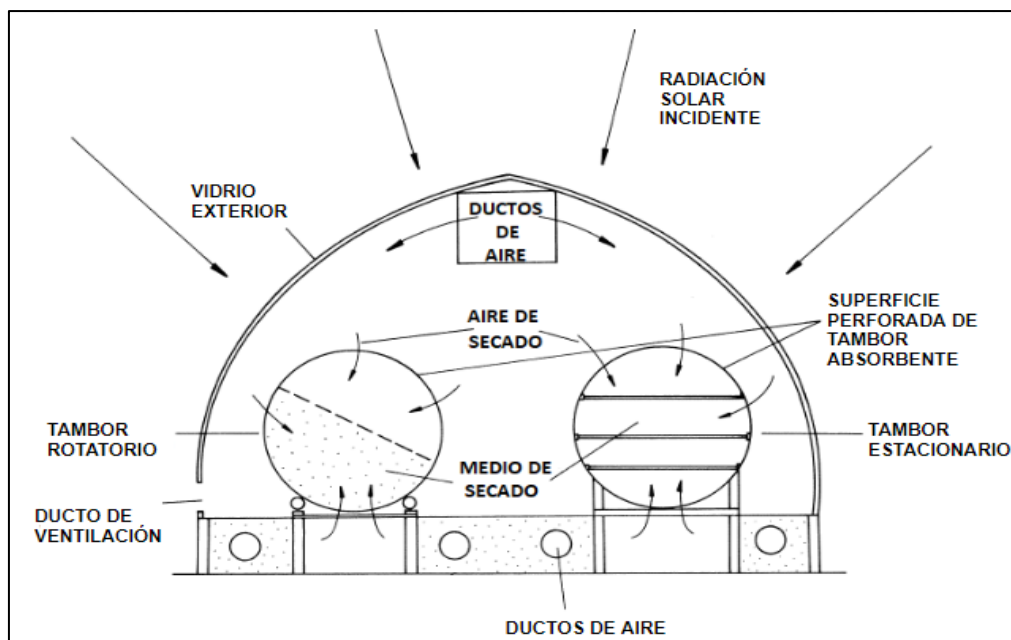


Figura 18: Secador solar de circulación forzada tipo invernadero con tambores

Fuente: Ekechukwu & Norton, 1999

#### 2.4.2.2 Secadores solares indirectos de convección forzada

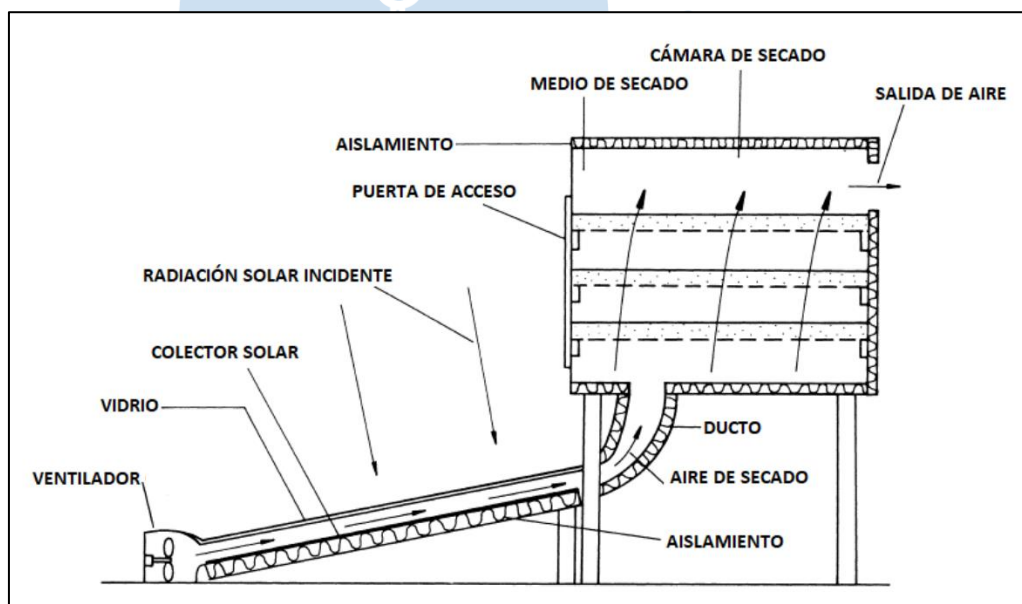


Figura 19: Secador solar de circulación forzada tipo indirecto

Fuente: Ekechukwu & Norton, 1999

Los secadores solares indirectos de convección forzada presentan un colector solar y una cámara de secado por separado, unidos mediante ductos por donde fluye el aire caliente. Además, este tipo de secadores se caracterizan por la presencia de ventiladores con el fin de obtener una convección forzada. La

figura 19 muestra de forma clara la distribución de los elementos de un secador indirecto de convección forzada.

La ubicación de los ventiladores no se considera un aspecto crítico dentro del diseño de este tipo de secadores solares; sin embargo, se recomienda localizarlos a la entrada de aire del colector con la finalidad de ser fácilmente desacoplado para el mantenimiento y reparación.

#### 2.4.2.3 Secadores solares mixtos de convección forzada

Los secadores solares mixtos de convección forzada son poco comunes salvo para aplicaciones específicas; generalmente, están formados por un colector solar de aire, ductos, una cámara de secado separada y un ventilador o compresor de aire para la convección forzada. La cámara de secado está hecha de vidrio para que el producto reciba radiación solar directa, en la figura 20 se puede apreciar la composición de este tipo de secadores solares.

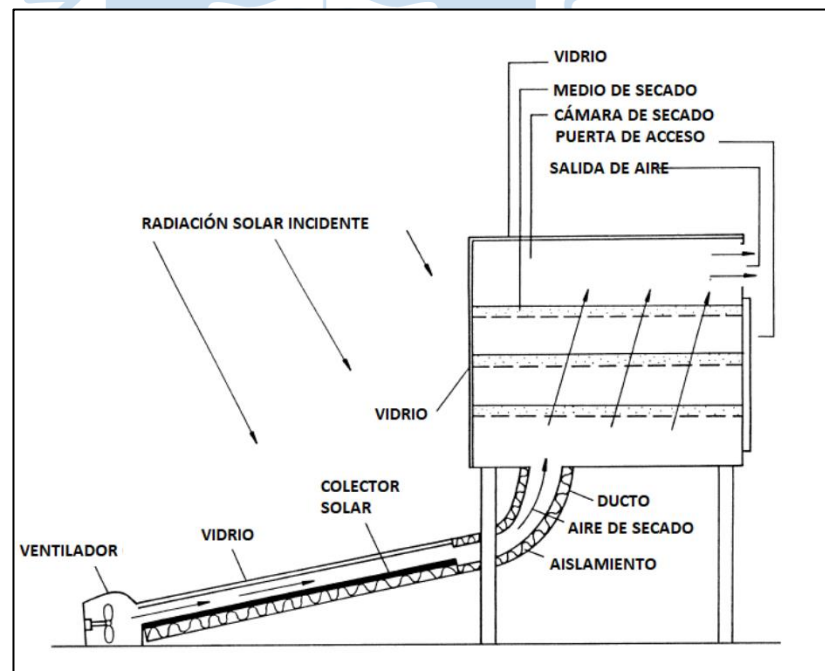


Figura 20: Secador solar de circulación forzada tipo mixto

Fuente: Ekechukwu & Norton, 1999

### 2.4.3 Secadores solares híbridos

El propósito de diseño de los secadores solares híbridos es idéntico a los demás secadores solares, sin embargo, se caracterizan por usar otros medios para calentar el aire que se incorpora al sistema.

Una de las formas más conocidas de secadores solares híbridos es la que incluye un sistema de almacenamiento térmico en su diseño. La figura 21 muestra el diseño de un secador de cultivos con almacenamiento térmico de cama de rocas.

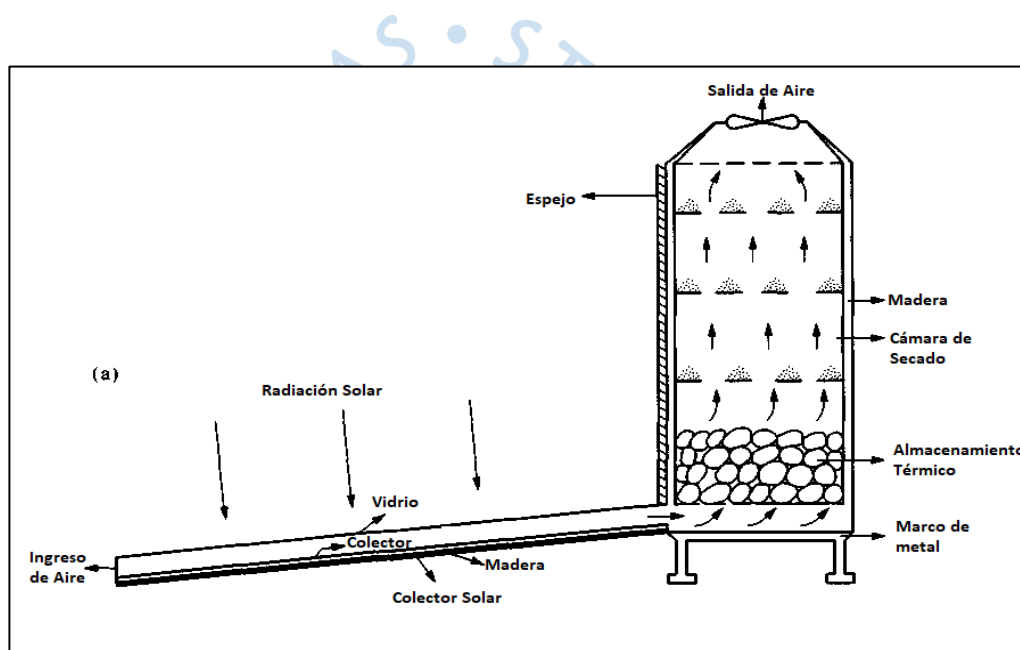


Figura 21: Secador solar de circulación forzada con almacenamiento térmico tipo indirecto

Fuente: Tiwari, Bhatia, Singh, & Sutar, 1994

Otros secadores híbridos incluyen unidades auxiliares para el calentamiento del aire con la finalidad de aumentar la velocidad de secado. La figura 22 presenta un esquema de un secador con unidad auxiliar para el calentamiento. Esta unidad adicional puede ser un calentador eléctrico, un quemador de biomasa, un quemador de gas GLP, calentadores accionados por energía solar fotovoltaica, etc.

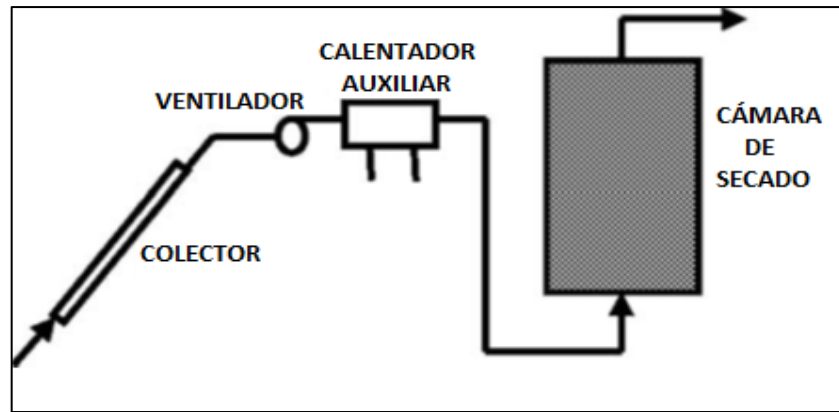


Figura 22: Secador solar híbrido con unidad auxiliar

Fuente: Fudholi, Sopian, Ruslan, Alghoul, & Sulaiman, 2010

La figura 23 muestra un secador híbrido estudiado por Barnwal y Tiwari (2008), el cual tiene la particularidad que el ventilador utilizado se alimenta con energía solar fotovoltaica provista por paneles ubicados en la parte superior del secador. Los lados del techo del secador tienen una inclinación de 30 grados.

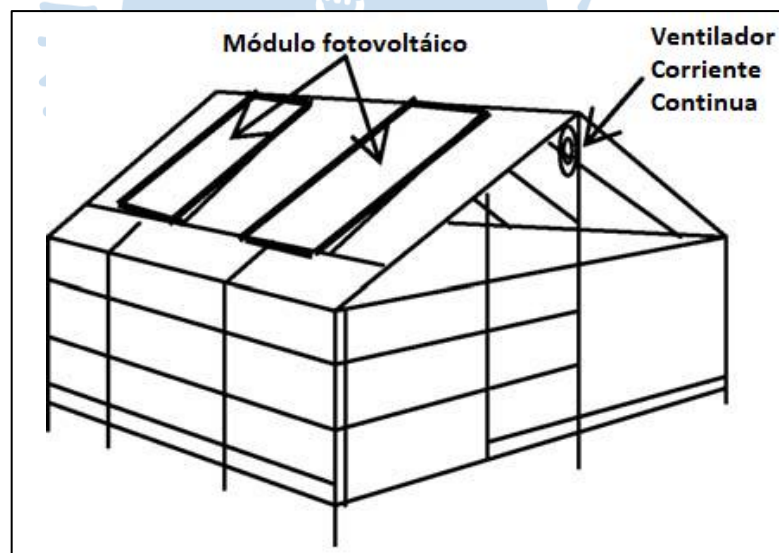


Figura 23: Secador solar híbrido con módulo fotovoltaico

Fuente: Fudholi, Sopian, Ruslan, Alghoul, & Sulaiman, 2010

## **Capítulo 3**

### **Diseño y dimensionamiento de un secador solar directo tipo invernadero**

El presente proceso de diseño abarca cuatro etapas principales, en primer lugar, las exigencias o condiciones de diseño, donde se define qué características debe cumplir el secador solar directo tipo invernadero, así como las limitaciones que el producto requiere para conservar su calidad.

En segundo lugar, se debe recoger información referida a las condiciones climáticas determinadas por la geografía y ubicación requerida para la instalación del secador solar directo tipo invernadero; las principales condiciones climáticas por conocer son: la radiación solar, velocidad del viento, temperatura ambiente y humedad relativa.

En tercer lugar, se presenta detalladamente la funcionalidad de cada parte de un secador solar directo tipo invernadero y las opciones disponibles para cada parte de este tipo de secadores tanto en formas como en materiales utilizados en la construcción.

Finalmente, con la información obtenida se procede con el desarrollo de las ecuaciones de dimensionamiento tomando en cuenta la humedad inicial y final del producto, así como la masa de producto que se desea procesar. Además, en esta etapa se define los materiales utilizados en el diseño del secador solar directo tipo invernadero y se hace un resumen de diseño de éste.

### 3.1 Exigencias de diseño

La lista de exigencias de diseño resume las características que se deben considerar durante el proceso de diseño y dimensionamiento, puesto que se espera que éstas sean parte del secador solar directo tipo invernadero que se planea construir.

Tabla 11: Lista de exigencias de diseño

Exigencia	Denominación	Acotaciones
1	Capacidad 1000kg	El secador debe tener capacidad para 1000 kg de cacao húmedo.
2	Humedad final que permita un correcto almacenamiento	La humedad final del producto estará entre 7% y 10%.
3	Bajo costo	El diseño debe considerar el menor costo posible para los productores.
4	Durabilidad	Se debe garantizar que el secador tenga una vida útil de 10 años.
5	Secado uniforme de grano	La humedad final debe ser la misma para todo el lote de secado, evitando producto quemado o afectado por moho
6	Operación sencilla	Capacitación mínima para los trabajadores que interactúan con el secador
7	Resistencia a climas adversos	Considerar el tiempo que tiene la zona cacaotera donde será instalado el secador. Vientos, lluvia, etc.
8	Diseño ergonómico	El trabajador que ingrese al secador deberá poder realizar su trabajo sin posturas incómodas
9	Tiempo de secado	Tiempo de secado menor al obtenido en un secado solar directo sin descuidar la calidad del grano

Fuente: Elaboración propia

Esta lista de exigencias se determina en conjunto con el cliente, quien de acuerdo con sus necesidades plantea distintos requerimientos; en este caso, el cliente es la asociación de cacaoteros que desea implementar el secador solar directo tipo invernadero.

Durante la elaboración de la lista de exigencias de diseño, es importante contar con la opinión de todos los involucrados directamente en el proceso de secado de cacao y conocedores de los parámetros de calidad del producto, además de revisar estudios y experiencias pasadas que indiquen que características de diseño deben priorizarse sobre otras. La tabla 11 muestra en forma resumida las exigencias de diseño planteadas para el secador solar directo tipo invernadero para cacao.

### **3.2 Condiciones ambientales**

Conocer las condiciones ambientales del lugar donde se requiere la construcción del secador es de gran importancia, esto supone que se debe investigar el recurso solar de la zona, así como las características ambientales más importantes como: temperatura ambiental, humedad relativa y velocidad del viento.

La estación meteorológica de la Universidad de Piura proporciona datos ambientales válidos para evaluar el recurso solar para el diseño de un secador solar directo tipo invernadero en el departamento de Piura. Otra fuente de información a revisar es el Atlas Solar del Perú presentado por el SENAMHI, donde se presentan las zonas de alto potencial energético solar.

En las figuras 24, 25, 26 y 27; se muestra la variación horaria promedio mensual de 5 años, del año 2010 al 2014, de temperatura ambiental, humedad relativa, radiación solar y velocidad del viento, respectivamente, para los meses que constituyen la época principal de cosecha de cacao en la región Piura (enero, febrero, marzo, abril, noviembre y diciembre). Estos datos han sido obtenidos de la estación meteorológica de la Universidad de Piura y se presentan detalladamente en el anexo B.

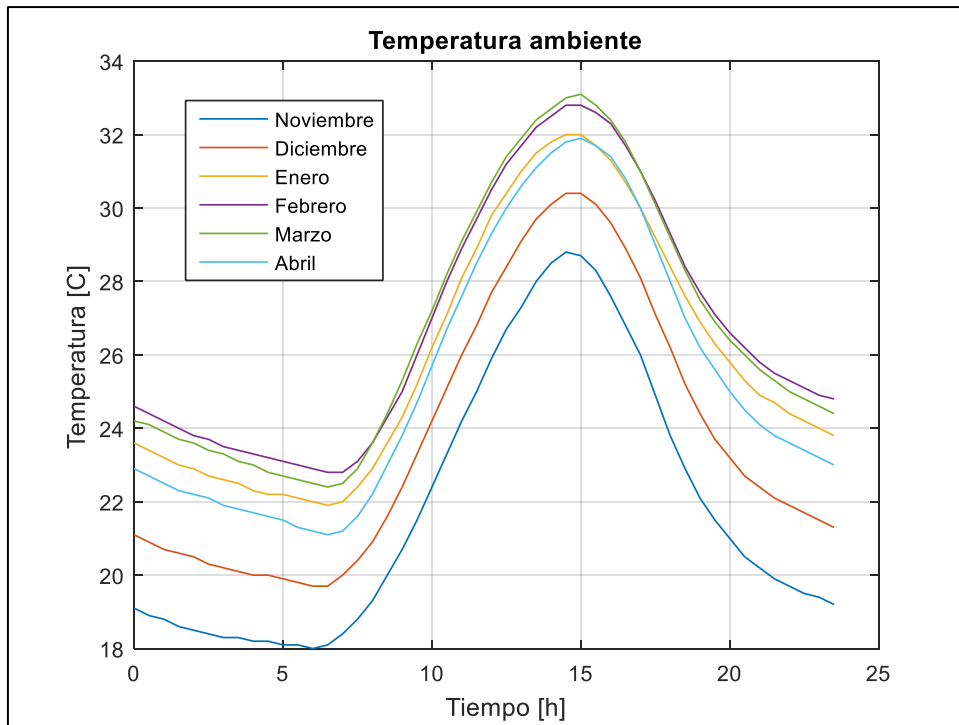


Figura 24: Temperatura ambiente

Fuente: Estación meteorológica de la Universidad de Piura

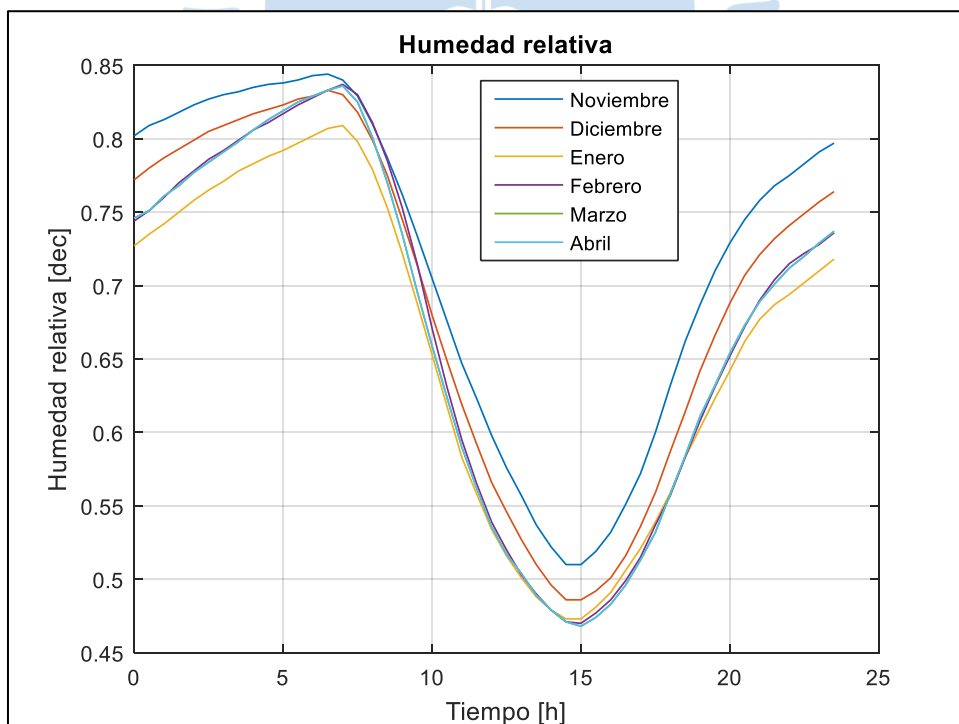


Figura 25: Humedad relativa del aire

Fuente: Estación meteorológica de la Universidad de Piura

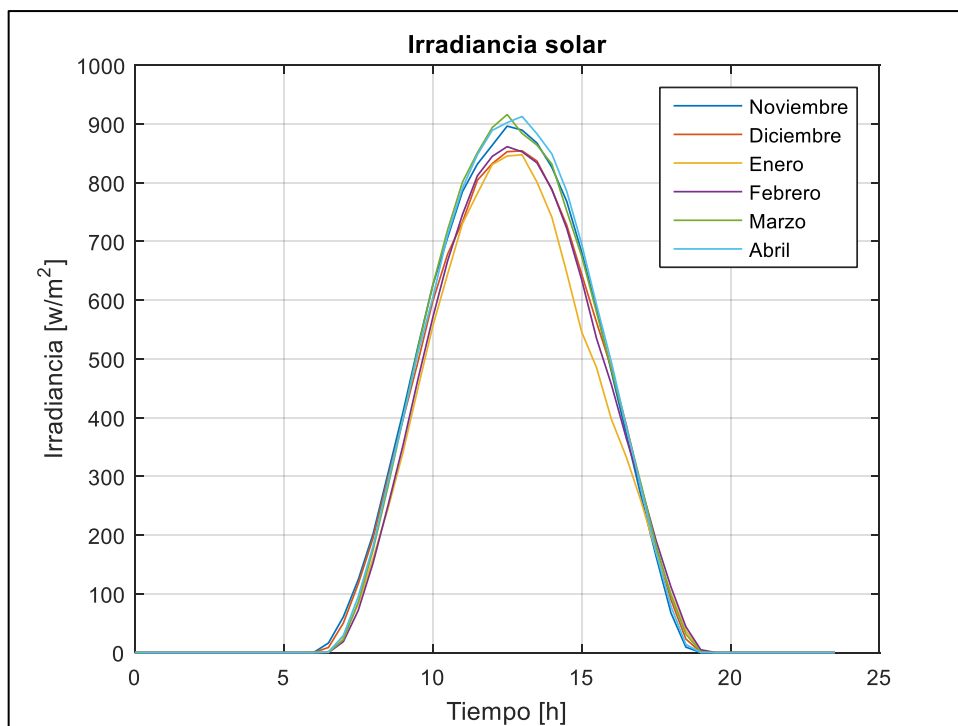


Figura 26: Radiación solar

Fuente: Estación meteorológica de la Universidad de Piura

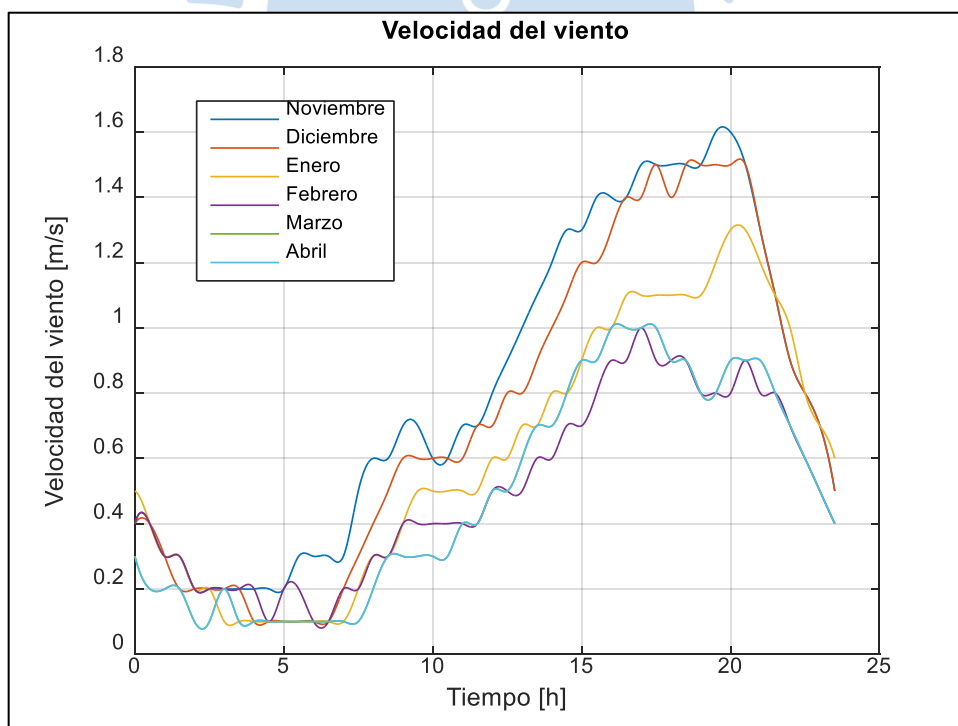


Figura 27: Velocidad del viento

Fuente: Estación meteorológica de la Universidad de Piura

### 3.3 Elementos del secador solar directo tipo invernadero

#### 3.3.1 Estructura del secador

La estructura es una parte del secador solar directo tipo invernadero que tiene gran relevancia en su construcción, puesto que además de servir de soporte para la cubierta transparente del mismo, da la forma de la estructura; también, determina el diámetro hidráulico del secador; el cual es un factor que influye directamente en el coeficiente de transferencia de calor por convección durante el proceso de secado.

El material de la estructura suele ser metálico, como el hierro galvanizado, aunque se tiene reportes de estructuras realizadas de madera, bambú u otros materiales disponibles de acuerdo con el lugar donde se realiza el secado. Los secadores solares directos tipo invernadero tienen estructuras con distintas formas, sin embargo, las dos formas más utilizadas son: la forma parabólica y la forma de techo a dos aguas.



Figura 28: Secador solar tipo invernadero de forma parabólica

Fuente: Janjai et al, 2011

##### 3.3.1.1 Forma parabólica

La forma parabólica o semicilíndrica tiene la ventaja de utilizar menos material para su construcción, además de reducir la carga de viento y nieve que pueda afectar al secador. Un secador solar tipo invernadero con forma parabólica

permite aprovechar la radiación solar incidente de forma eficiente. La figura 28 representa un ejemplo de secador solar directo tipo invernadero con forma parabólica.

### 3.3.1.2 Techo a dos aguas

Los secadores solares directos tipo invernadero con techo a dos aguas permiten una fácil construcción puesto que la estructura está conformada por partes de forma recta, además esta estructura permite el uso de vidrio templado, el cual tiene características óptimas para utilizarse en invernaderos y requiere una estructura resistente para su instalación segura. La figura 29 muestra el interior de un secador con esta forma estructural.



Figura 29: Secador solar tipo invernadero con techo a dos aguas

Fuente: Listín Diario, 2008

### 3.3.2 Cubierta del secador

La elección del material de la cubierta obedece a las propiedades físicas que permiten que se lleve a cabo el fenómeno llamado efecto invernadero; éstas son: alta retención de calor, estabilidad ultravioleta, transmitancia de la luz, durabilidad y resistencia. Sin embargo, el factor económico se vuelve de gran importancia cuando la diferencia de precios entre los tipos de materiales es considerable.

### 3.3.2.1 Películas de plástico

Las películas de plástico son materiales con amplia utilización a lo largo de zonas tropicales de África y Sudamérica debido a su precio accesible, estos materiales tienen la característica de ser estabilizados a los rayos ultravioleta e inhibir los rayos infrarrojos.

Dentro de las películas de plástico, las películas de policloruro de vinilo o PVC son las más utilizadas para secadores solares directos tipo invernadero ya que tienen un espesor entre 150 y 1000 micrómetros, además de una vida útil de 3 a 4 años, la película de PVC más utilizada es la de 400 micras por su gran disponibilidad y precios bajos (Odhiambo, 2015).

Las películas de plástico más gruesas tienen menores pérdidas de calor en comparación con las más delgadas, sin embargo, tienen la desventaja de que disminuye la transmisión de la luz (Odhiambo, 2015). En la figura 30, se observa un secador solar directo tipo invernadero con cubierta de PVC delgado.



Figura 30: Secador solar tipo invernadero con película de plástico

Fuente: Mercado do cacau, 2013

### 3.3.2.2 Plásticos rígidos

Los plásticos rígidos pueden ser fibra de vidrio, acrílico o policarbonato; estos materiales están templados para resistir a la rotura. Se recomienda el uso de estos plásticos rígidos cuando el secador solar directo tipo invernadero está destinado a durar más de 10 años (Odhiambo, 2015). En el aspecto económico, se estima que el valor de un plástico rígido quintuplica al de una película de plástico. La figura 31 ilustra un grupo de secadores solares directos tipo invernadero con cubierta de policarbonato.



Figura 31: Secador solar tipo invernadero con plástico rígido

Fuente: Nhu Phuong, 2018

Un ejemplo de plástico rígido utilizado en el secado solar es la fibra de vidrio, que retiene 4.4 veces más calor a comparación del vidrio y es 70.8 veces más eficiente que una película de polietileno (Odhiambo, 2015).

Dentro de los plásticos rígidos se tienen diferencias importantes: el acrílico transmite mejor la luz que el policarbonato, sin embargo, el policarbonato es más resistente al impacto y al fuego; la fibra de vidrio con el tiempo se vuelve amarilla y limita la transmisión de luz, por este motivo se requiere instalarla recubierta con película de PVC (Odhiambo, 2015).

### 3.3.2.3 Vidrio templado

Los paneles de vidrio templado son los materiales ideales para usar en invernaderos, este material se caracteriza por ser fuerte al impacto y resistente a la expansión y contracción durante los cambios estacionales de temperatura. El espesor ideal del vidrio templado para secadores solares tipo invernadero es de 3 mm, sin embargo, el espesor de 4mm es más utilizado por ser más fuerte y proporcionar mayor aislamiento (Odhiambo, 2015). En la figura 32, se puede apreciar un secador solar tipo invernadero con vidrio templado.



Figura 32: Secador solar directo tipo invernadero con vidrio templado

Fuente: National Greenhouse Company, 2018

El vidrio templado es más costoso que los materiales que conforman el grupo de plásticos rígidos, pero es más resistente y no proporciona difusión, como inconvenientes se tiene que el vidrio templado requiere elementos estructurales más fuertes debido a su peso y tiene mayores pérdidas de calor en comparación de otros materiales.

La elección que debe realizarse entre los tres tipos de materiales de la cubierta debe considerar las propiedades térmicas y ópticas que se encuentran resumidas en la tabla 12 de modo comparativo.

Tabla 12: Propiedades térmicas y ópticas de materiales para la cubierta

Propiedades	Policarbonato	Polietileno	Policloruro de vinilo (PVC)	Vidrio
Conductividad Térmica (W/m.K)	0.19	0.45	0.16	0.81
Espesor (mm)	4	0.18	0.1	3.2
Densidad (g/cm <sup>3</sup> )	0.18	0.91	1.3	0.88
Emisividad	0.89	0.13	0.62	0.84
Transmisividad	0.78	0.88	0.91	0.88
Reflectividad	0.14	0.09	0.07	0.136

Fuente: Barragán Medrano, y otros, 2016

### 3.3.3 Piso del secador

El piso del secador debe ser construido de concreto con la finalidad de aislar la humedad proveniente del suelo, además, tiene la función de ser la base de la estructura del secador solar directo tipo invernadero. En la figura 33 se aprecia un piso de concreto para un secador solar directo tipo invernadero.



Figura 33: Piso de concreto de un secador solar tipo invernadero

Fuente: Sandy, Reza, Espinoza, & Arellano, 2015

### 3.3.4 Bandejas para el producto

Las bandejas para el producto son de gran importancia para asegurar la calidad del producto, éstas deben ser de un material que no afecte el aroma del producto y que permita el flujo de aire, por ejemplo: maderas, guayaquil y acero inoxidable.

Es importante señalar que, debido al espesor de la capa de granos de cacao, el producto suele ser removido sobre las bandejas para asegurar un secado uniforme en todos los granos y la herramienta para realizar este movimiento es, generalmente, de madera. En la figura 34 se muestran bandejas para secado de cacao hechas de acero inoxidable.



Figura 34: Bandejas para el secado de cacao  
Fuente: Sandy, Reza, Espinoza, & Arellano, 2015

### 3.4 Dimensionamiento del secador solar directo tipo invernadero

Para realizar el dimensionamiento de un secador solar directo tipo invernadero se necesita definir la capacidad requerida para el secado de cacao, así como la humedad inicial y final del producto a secar, estas características se muestran resumidas en la tabla 13.

Se resalta que este procedimiento es válido únicamente para un secador de forma semicilíndrica, que es la forma de estructura escogida para el secador solar directo de convección natural tipo invernadero.

Tabla 13: Parámetros básicos para el dimensionamiento

Parámetros	Cantidad
Cantidad de producto húmedo a ser secado ( $m_{t,0}$ )	1000 kg
Humedad inicial del producto, base húmeda ( $M_{wb,0}$ )	0.55
Humedad final del producto, base húmeda ( $M_{wb,f}$ )	0.07
Calor latente de vaporización promedio del agua entre 25°C y 50°C ( $L_p$ )	2412 kJ / kg
Densidad del cacao húmedo ( $\rho_p$ )	552.2 kg / m <sup>3</sup>

Fuente: Elaboración propia

### 3.4.1 Cantidad de agua a ser removida

La cantidad de agua inicial del producto húmedo ( $m_{w,0}$ ) se puede definir con la masa inicial del producto húmedo ( $m_{t,0}$ ) y la humedad inicial en base húmeda ( $M_{wb,0}$ ).

$$m_{w,0} = M_{wb,0} \cdot m_{t,0} \quad [\text{kg de agua}] \quad (3.1)$$

La masa del producto seco ( $m_d$ ) se obtiene con la diferencia entre la masa inicial del producto húmedo ( $m_{t,0}$ ) y la masa de agua inicial presente en el producto ( $m_{w,0}$ ).

La masa de producto seco no variará durante el proceso de secado.

$$m_d = m_{t,0} - m_{w,0} \quad [\text{kg de producto seco}] \quad (3.2)$$

Para calcular la masa de agua a ser removida se necesita expresar la humedad inicial ( $M_0$ ) y final ( $M_f$ ) del producto húmedo en base seca:

$$M_0 = \frac{M_{wb,0}}{1 - M_{wb,0}} \quad \left[ \frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto seco}} \right] \quad (3.3)$$

$$M_f = \frac{M_{wb,f}}{1 - M_{wb,f}} \quad \left[ \frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de producto seco}} \right] \quad (3.4)$$

La masa de agua a ser removida ( $m_{w,rem}$ ) se puede calcular de forma sencilla, conociendo las humedades inicial ( $M_0$ ) y final ( $M_f$ ) del producto húmedo en base seca y la masa de producto seco ( $m_d$ ). Por lo tanto:

$$m_{w,rem} = m_d \cdot (M_0 - M_f) \quad [\text{kg de agua}] \quad (3.5)$$

### 3.4.2 Área de la cubierta

Para el cálculo del área de la cubierta transparente ( $A_c$ ), se utiliza la definición de eficiencia de un colector solar, además, se debe tomar en cuenta que aproximadamente el 68% del área de un secador solar directo tipo invernadero de forma semicilíndrica recibe luz solar y que la eficiencia promedio de un secador solar tipo invernadero es de 40% (Seveda, 2012).

$$A_c = \frac{m_{w,rem} \cdot L_p}{I \cdot \eta \cdot 0.68} \quad [m^2] \quad (3.6)$$

Donde,  $L_p$  es el calor latente de vaporización del agua presente en el producto,  $\eta$  es la eficiencia del secador solar directo tipo invernadero y  $I$  es el valor medio

mensual de insolación diaria sobre el plano horizontal en el lugar de estudio. Se asumirá el menor valor medio mensual de la insolación diaria dentro del tiempo de cosecha del producto a secar.

El área de la cubierta ( $A_c$ ) en un secador de forma semicilíndrico se define geoméricamente como:

$$A_c = \pi \cdot r^2 + \pi \cdot r \cdot L \quad [m^2] \quad (3.7)$$

Donde  $L$  es la longitud del secador y  $r$  es el radio de la semicircunferencia que da forma al secador, por lo que la altura del secador es igual al radio y el ancho es dos veces el radio. Para elegir el radio del secador se debe tener en cuenta que esta distancia será suficiente para la instalación de dos puertas de 1 m de ancho y una altura de 2.10 m.

### 3.4.3 Longitud del secador

El cálculo de la longitud ( $L$ ) se obtiene despejando este parámetro de la ecuación (3.7).

$$L = \frac{A_c - \pi r^2}{\pi \cdot r} \quad [m] \quad (3.8)$$

Finalmente, el área del suelo del secador ( $A_f$ ) se obtiene multiplicando la longitud ( $L$ ) y el diámetro ( $2 \cdot r$ ) de la semicircunferencia que da la forma al secador solar directo tipo invernadero.

$$A_f = 2 \cdot r \cdot L \quad [m^2] \quad (3.9)$$

### 3.4.4 Área de producto

Conociendo la masa inicial de producto húmedo a procesar ( $m_{i,0}$ ), la densidad del grupo de cacao apilado ( $\rho_p$ ) y el espesor de producto ( $\delta_p$ ) que se pondrá en una bandeja se puede hallar el área que ocupará el producto en las bandejas ( $A_p$ ).

$$A_p = m_{i,0} / (\rho_p \cdot \delta_p) \quad [m^2] \quad (3.10)$$

### 3.4.5 Diseño de chimeneas

Para realizar el diseño de las chimeneas se debe primero calcular la masa de aire necesaria para movilizar el agua por remover del producto ( $m_{a,rem}$ ).

$$m_{a,rem} = \frac{m_{w,rem} \cdot L_p}{C_{pa} \cdot (T_{ch} - T_{am})} \quad [kg] \quad (3.11)$$

Donde,  $C_{pa}$  es el calor específico a presión constante del aire dentro del secador,  $T_{ch}$  es la temperatura del aire a la salida de las chimeneas y  $T_{am}$  es la temperatura del aire externo al secador.

Una vez conocida la cantidad de aire necesario para el secado, se puede calcular la masa total de aire que saldrá por las chimeneas ( $m_{a,ch}$ ) hasta que el producto logre la humedad deseada sumando  $m_{w,rem}$  y  $m_{a,rem}$ .

$$m_{a,ch} = m_{w,rem} + m_{a,rem} \quad [kg] \quad (3.12)$$

El flujo de aire que atraviesa el secador solar directo de tipo invernadero se produce por una diferencia de presiones entre el aire interior y el aire exterior a menor temperatura. Si se asume una altura de chimenea de 3.75 m, dividida en 5 chimeneas de 0.75 m, se puede estimar la diferencia de presión entre la entrada y salida del aire ( $\Delta P$ ) como:

$$\Delta P = z \cdot g \cdot (\rho_e - \rho_s) \quad [kPa] \quad (3.13)$$

Donde  $z$  es la altura total de chimeneas,  $g$  es la aceleración de la gravedad,  $\rho_e$  es la densidad del aire a la entrada del secador y  $\rho_s$  es la densidad del aire a la salida de las chimeneas.

La diferencia de presión a utilizar para los cálculos de diseño de chimeneas ( $\Delta P_a$ ) es el 75% de la diferencia total ( $\Delta P$ ) (Seveda, 2012).

$$\Delta P_a = 0.75 \cdot \Delta P \quad [kPa] \quad (3.14)$$

La velocidad de salida de aire por las chimeneas ( $v$ ) se puede estimar conociendo la diferencia de presión ( $\Delta P_a$ ) y la densidad del aire a la salida ( $\rho_s$ ).

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_a}{\rho_s}} \quad [m/s] \quad (3.15)$$

Conociendo la masa de aire total que saldrá por las chimeneas ( $m_{a,ch}$ ) y la densidad del aire a la salida ( $\rho_s$ ), el volumen de aire de salida ( $V_s$ ) se calcula como:

$$V_s = \frac{m_{a,ch}}{\rho_s} \quad [m^3] \quad (3.16)$$

El flujo volumétrico del aire a la salida ( $\dot{V}_s$ ) se puede calcular con el volumen de aire de salida ( $V_s$ ) y el tiempo de secado ( $t$ ) aproximado.

$$\dot{V}_s = \frac{V_s}{t} \quad [m^3/s] \quad (3.17)$$

El flujo volumétrico de salida de aire en cada chimenea ( $\dot{V}_{s,ch}$ ) se obtiene dividiendo el flujo volumétrico total ( $\dot{V}_s$ ) entre el número de chimeneas ( $n$ ).

$$\dot{V}_{s,ch} = \frac{\dot{V}_s}{n} \quad [m^3/s] \quad (3.18)$$

El área de la sección transversal de cada chimenea ( $A_{ch}$ ) se calcula utilizando el flujo volumétrico para una chimenea ( $\dot{V}_{s,ch}$ ) y la velocidad del aire a la salida ( $v$ ).

$$A_{ch} = \frac{\dot{V}_{s,ch}}{v} \quad [m^2] \quad (3.19)$$

Finalmente, conociendo el área de la chimenea ( $A_{ch}$ ) se puede estimar el diámetro de cada una de las chimeneas ( $D_{ch}$ ).

$$D_{ch} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{ch}}{\pi}} \quad [m] \quad (3.20)$$

### 3.4.6 Cálculos matemáticos

A partir de las ecuaciones presentadas en este capítulo, se procede a realizar los cálculos matemáticos correspondientes tomando en cuenta los parámetros básicos de dimensionamiento de la tabla 13 y las magnitudes asumidas para el diseño presentadas en la tabla 14.

Cantidad de agua inicial del producto húmedo

$$m_{w,0} = M_{wb,0} \cdot m_{t,0}$$

$$m_{w,0} = 0.55 \times 1000 \text{ kg}$$

$$m_{w,0} = 550 \text{ kg}$$

Tabla 14: Valores asumidos en el diseño del secador solar directo tipo invernadero

Magnitud	Valor	Comentario
Calor latente de vaporización promedio del agua entre 25°C y 50°C ( $L_p$ )	2412 $kJ/kg$	Se ha elegido un valor promedio para calor latente de vaporización del agua entre 25°C y 50°C.
Altura del secador solar directo tipo invernadero ( $r$ )	3m	Se elige 3 m de radio de la sección transversal del secador, puesto que se debe considerar la instalación de dos puertas con un vano de 1m y altura 2.10 m.
Densidad aparente del cacao ( $\rho_p$ )	552.2 $kg/m^3$	Se obtiene a partir de la ecuación propuesta por Villamizar & Hernandez (1989), en donde se expresa el peso específico aparente del cacao en función de la humedad.
Espesor de la capa de cacao a secar ( $\delta_p$ )	0.02 m	Se conoce que el espesor del cacao en las bandejas debe ser menor a 5 cm, y debe ser movido constantemente, para el cálculo del área de bandejas se ha elegido 2 cm de espesor.
Eficiencia del secador solar ( $\eta$ )	0.4	Se asume un valor de eficiencia promedio para secadores solares directo tipo invernadero de forma semi – cilíndrica (Seveda, 2012).
Calor específico del aire ambiental ( $C_{pa}$ )	1018.2 $J/kg \cdot K$	Valor de calor específico calculado con la ecuación (1.64) de Tsilingiris (2007) a partir del valor promedio de temperatura y humedad relativa ambiental
Número de chimeneas ( $n$ )	5	Cantidad de chimeneas promedio para un secador solar directo tipo invernadero de dimensiones similares (Seveda, 2012).
Altura de chimeneas	0.75 m	Altura promedio de cada chimenea para un secador solar directo tipo invernadero de dimensiones similares (Seveda, 2012).
Diferencia entre la temperatura del aire a la salida de la chimenea y la temperatura ambiental ( $T_{ch} - T_{am}$ )	11.5 K	La diferencia entre la temperatura del aire de secado y la temperatura ambiente en secadores solares directos de circulación natural tipo invernadero a la hora de mayor radiación solar suele ser entre 25°C y 30°C. Se elige 11.5 como un valor promedio diario.
Densidad del aire a la salida de la chimenea ( $\rho_s$ )	1.1636 $kg/m^3$	Se obtiene por medio de la ecuación (1.51) de Tsilingiris (2007) con los valores promedio de temperatura y humedad relativa del aire a la salida de un secador solar directo tipo invernadero.
Densidad de aire a la entrada al secador ( $\rho_e$ )	1.1086 $kg/m^3$	Se obtiene por medio de la ecuación (1.51) de Tsilingiris (2007) con los valores promedio de temperatura ambiental y humedad relativa ambiente.

Fuente: Elaboración propia.

Masa de producto seco

$$m_d = m_{t,0} - m_{w,0}$$

$$m_d = 1000 \text{ kg} - 550 \text{ kg}$$

$$m_d = 450 \text{ kg}$$

Humedad inicial y final del producto húmedo en base seca

$$M_0 = \frac{M_{wb,0}}{1 - M_{wb,0}}$$

$$M_0 = \frac{0.55}{1 - 0.55} = 1.22$$

$$M_f = \frac{M_{wb,f}}{1 - M_{wb,f}}$$

$$M_f = \frac{0.07}{1 - 0.07} = 0.0752$$

Masa de agua a ser removida del producto durante el proceso de secado

$$m_{w,rem} = m_d \cdot (M_0 - M_f)$$

$$m_{w,rem} = 450 \text{ kg} \times (1.22 - 0.0752)$$

$$m_{w,rem} = 515.16 \text{ kg}$$

Área de la cubierta transparente

$$A_c = \frac{m_{w,rem} \cdot L_p}{I \cdot \eta \cdot 0.68}$$

$$A_c = \frac{515.16 \text{ kg} \times 2.412 \text{ MJ/kg}}{19.8 \text{ MJ/m}^2 \times 0.4 \times 0.68}$$

$$A_c = 230.72 \text{ m}^2$$

Longitud del secador

$$L = \frac{A_c - \pi r^2}{\pi \cdot r}$$

$$L = \frac{230.72 \text{ m}^2 - \pi (3 \text{ m})^2}{\pi \times 3 \text{ m}}$$

$$L = 21.48 \text{ m} \cong 21.5 \text{ m}$$

Área del piso del secador

$$A_f = 2 \cdot r \cdot L$$

$$A_f = 2 \times 3 \text{ m} \times 21.5 \text{ m}$$

$$A_f = 129 \text{ m}^2$$

Área que ocupa el producto en las bandejas

$$A_p = m_{t,0} / (\rho_p \cdot \delta_p)$$

$$A_p = 1000 \text{ kg} / (552.2 \text{ kg} / \text{m}^3 \times 0.02 \text{ m})$$

$$A_p = 90.55 \text{ m}^2$$

Diseño de chimeneas

Masa de aire necesario para eliminar humedad de producto

$$m_{a,rem} = \frac{m_{w,rem} \cdot L_p}{C_{pa} \cdot (T_{ch} - T_{am})}$$

$$m_{a,rem} = \frac{515.16 \text{ kg} \times 2.214 \times 10^6 \text{ J/kg}}{1018.2 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \times (11.5 \text{ K})}$$

$$m_{a,rem} = 97406.7 \text{ kg}$$

Masa total de aire de salida del secador

$$m_{a,ch} = m_{w,rem} + m_{a,rem}$$

$$m_{a,ch} = 515.16 \text{ kg} + 97406.7 \text{ kg}$$

$$m_{a,ch} = 97921.86 \text{ kg}$$

Diferencia de presión entre la entrada y salida de aire

$$\Delta P = z \cdot g \cdot (\rho_e - \rho_s)$$

$$\Delta P = 3.75 \text{ m} \times 9.81 \text{ m/s}^2 \times (1.1636 \text{ kg/m}^3 - 1.1086 \text{ kg/m}^3)$$

$$\Delta P = 2.0233 \text{ Pa}$$

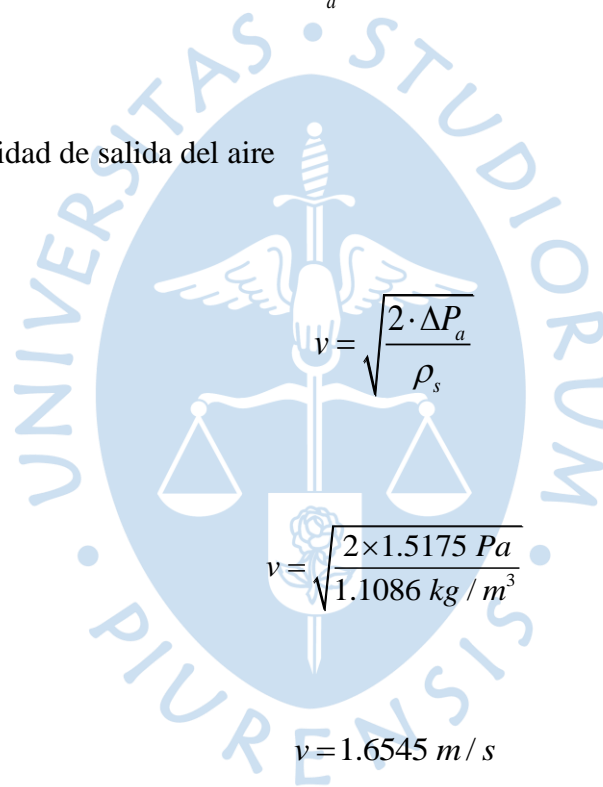
Diferencia de presión usada en los cálculos

$$\Delta P_a = 0.75 \cdot \Delta P$$

$$\Delta P_a = 0.75 \times 2.0233 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_a = 1.5175 \text{ Pa}$$

La velocidad de salida del aire



$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_a}{\rho_s}}$$

$$v = \sqrt{\frac{2 \times 1.5175 \text{ Pa}}{1.1086 \text{ kg} / \text{m}^3}}$$

$$v = 1.6545 \text{ m} / \text{s}$$

Volumen de aire a la salida de la chimenea

$$V_s = \frac{m_{a, ch}}{\rho_s}$$

$$V_s = \frac{97921.86 \text{ kg}}{1.1086 \text{ kg} / \text{m}^3}$$

$$V_s = 88329.3 \text{ m}^3$$

Flujo volumétrico de aire a la salida del secador

$$\dot{V}_s = \frac{V_s}{t}$$

$$\dot{V}_s = \frac{88329.3 \text{ m}^3}{5 \times 24 \times 3600 \text{ s}}$$

$$\dot{V}_s = 0.20445 \text{ m}^3/\text{s}$$

Flujo volumétrico a la salida de cada chimenea

$$\dot{V}_{s,ch} = \frac{\dot{V}_s}{n}$$

$$\dot{V}_{s,ch} = \frac{0.2045 \text{ m}^3/\text{s}}{5}$$

$$\dot{V}_{s,ch} = 0.0409 \text{ m}^3/\text{s}$$

Cálculo de área de chimenea

$$A_{ch} = \frac{\dot{V}_{s,ch}}{v}$$

$$A_{ch} = \frac{0.0409 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.6545 \text{ m} / \text{s}}$$

$$A_{ch} = 0.0247 \text{ m}^2$$

Cálculo de diámetro de chimenea

$$D_{ch} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{ch}}{\pi}}$$

$$D_{ch} = \sqrt{\frac{4 \times 0.0247 \text{ m}^2}{\pi}}$$

$$D_{ch} = 0.177 \text{ m} \cong 7 \text{ in}$$

### 3.5 Resumen de diseño

Después de realizada la elección de la forma del secador, los materiales del secador y los cálculos de dimensionamiento, en la tabla 15 se presenta un resumen del diseño propuesto, la cual puede ser comparada con las exigencias de diseño con la intención de corroborar si se cumplen los requerimientos del cliente.

Tabla 15: Resumen de características de diseño

<b>Característica</b>	<b>Descripción</b>
Tipo de secador	Secador solar directo tipo invernadero
Producto por secar	Granos de cacao
Locación	Morropón, Piura
Valor medio mensual de insolación diaria sobre el plano horizontal (Mes de enero)	5.5kWh/ m <sup>2</sup> =19.8 MJ/m <sup>2</sup>
Capacidad del secador	1000 kg
Humedad inicial base húmeda	55 %
Humedad final base húmeda	7 %
Masa de agua a remover del producto	515.16 kg
Forma de la estructura	Semicilíndrica
Material de la estructura del secador	Hierro galvanizado
Material de la cubierta transparente	Policarbonato
Material del piso del secador	Concreto
Ancho del secador	6 m
Largo del secador	21.5 m
Altura del secador	3 m
Área de la cubierta transparente	215.2 m <sup>2</sup>
Área del suelo	129 m <sup>2</sup>
Área del producto	90.55 m <sup>2</sup>
Número de chimeneas	5
Altura de chimeneas	0.75 m
Diámetro de chimenea	0.18 m

Fuente: Elaboración Propia

En la figura 35, se muestra una vista en tres dimensiones del secador solar directo tipo invernadero de circulación natural propuesto, donde se puede apreciar las cinco chimeneas distribuidas uniformemente sobre la cubierta transparente del secador, así como la zona de ingreso de aire en la zona inferior del secador.

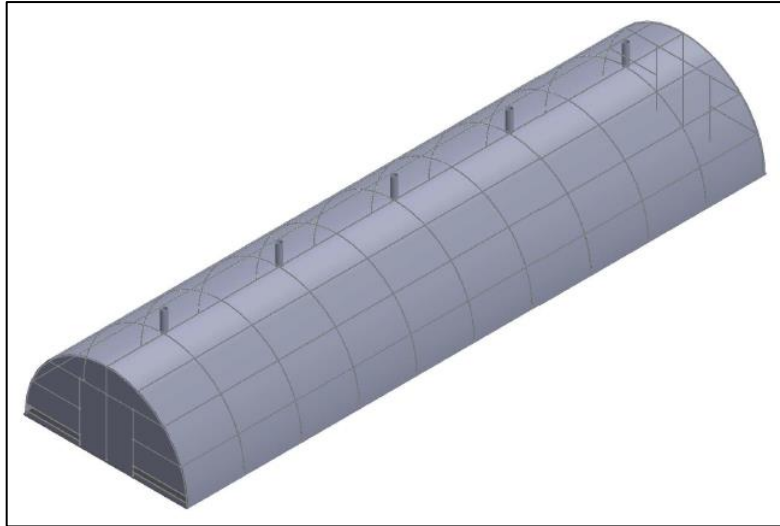


Figura 35: Diseño propuesto para el secador solar directo tipo invernadero en 3D

Fuente: Elaboración Propia

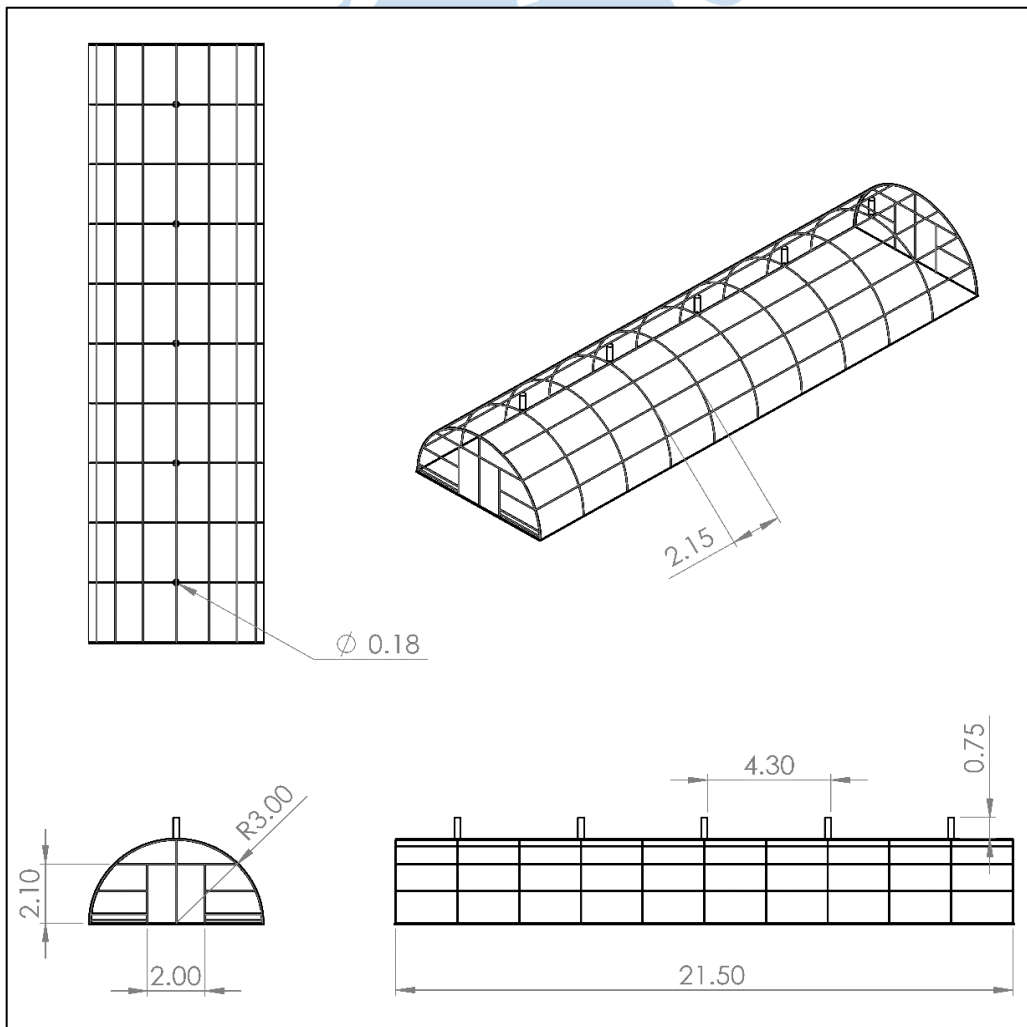


Figura 36: Vistas del secador solar directo tipo invernadero propuesto

Fuente: Elaboración propia

En la figura 36, se muestran las tres vistas principales: frontal, lateral y de planta del secador solar directo tipo invernadero propuesto en este capítulo, en esta imagen se pueden apreciar las medidas presentadas en la tabla 15 que se deben considerar para la construcción como: la altura, el largo, diámetro de chimeneas, altura de chimeneas, dimensiones de la estructura y separación entre chimeneas.

### **3.6 Proceso constructivo del secador solar directo tipo invernadero**

#### **3.6.1 Construcción del piso de secador**

El primer paso en el proceso constructivo del secador solar directo tipo invernadero es la construcción del piso del secador, se debe tomar en cuenta que el área calculada en este capítulo se refiere al área del piso que está dentro del secador, sin embargo, para la construcción se debe considerar aumentar 25 centímetros más por lado en el largo y ancho del piso del secador con la finalidad de tener área suficiente para instalar los soportes donde se fijará la estructura semicilíndrica del secador.

#### **3.6.2 Armado de estructura**

Para el armado de la estructura se iniciará colocando las semicircunferencias en sus soportes ubicados en el piso del secador como se aprecia en la figura 37, una vez colocadas las 9 semicircunferencias se soldarán los tubos laterales comenzando por los que se ubican a menor altura, esto permitirá que para soldar los tubos a mayor altura se puedan usar los primeros como apoyo.



Figura 37: Armado de la estructura del secador

Fuente: Nhu Phuong, 2017

Luego, se colocarán las chimeneas en la parte superior del secador y serán fijadas en su posición correspondiente con soldadura, finalmente se colocan las puertas y se sueldan los tubos que las unen a la estructura como se muestra en la figura 38.



Figura 38: Instalación de la puerta del secador

Fuente: Nhu Phuong, 2017

### 3.6.3 Instalación de la cubierta transparente

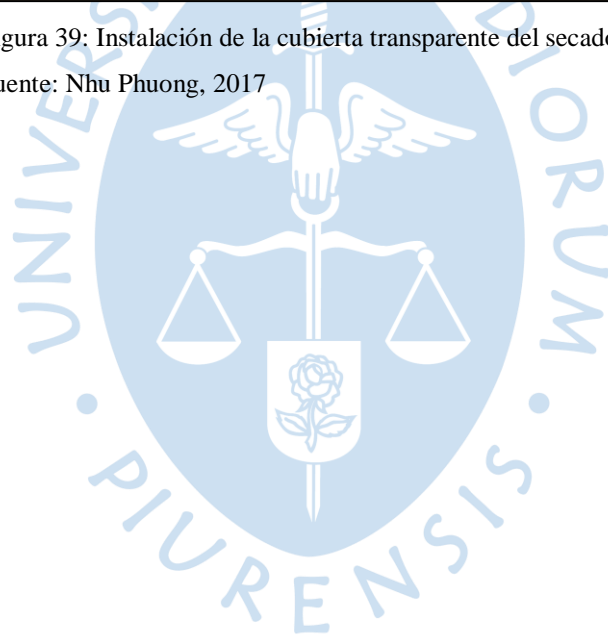
Una vez que se tiene la estructura lista, se procede a colocar los paneles de policarbonato sobre esta estructura, los paneles ya deben estar listos y cortados a la medida. Se deben colocar primero los paneles en la parte superior y chimeneas previamente instaladas, luego se colocan los de la parte delantera y posterior del

secador. La figura 39 muestra el proceso de instalación de paneles de policarbonato en la estructura superior de un secador solar directo tipo invernadero.



Figura 39: Instalación de la cubierta transparente del secador

Fuente: Nhu Phuong, 2017



## Capítulo 4

### **Modelo matemático del secador solar directo tipo invernadero y su implementación en un programa de cálculo**

El presente modelo matemático está basado en las ecuaciones de balance de masa y energía entre los elementos que componen un secador solar directo tipo invernadero: el producto, la cubierta, el aire de secado y el piso del secador (Janjai, et al., 2009). Además, se consideran otras relaciones termodinámicas constitutivas para complementar las principales ecuaciones del modelo matemático. Este modelo matemático será implementado a través de un programa de cálculo en Matlab con la finalidad de conocer el comportamiento del proceso de secado de cacao en el secador solar directo tipo invernadero propuesto en el capítulo 3.

#### **4.1 Hipótesis del modelo**

Las siguientes hipótesis se toman en cuenta con la finalidad de simplificar el modelo matemático conformado por sistemas de ecuaciones diferenciales de primer orden que describen el comportamiento de la transferencia de energía entre los elementos del secador.

- Las transferencias de calor y masa entre los elementos del secador son unidireccionales.
- El flujo de aire es unidireccional y no hay estratificación térmica del aire dentro del secador.
- No se consideran pérdidas de calor a través de la pared norte del secador.

- El cálculo de humedad del producto se basa en el modelo de secado de capa fina.
- El calor específico del suelo y la cubierta permanecen constantes durante el proceso de secado.
- La absorptividad del aire es despreciable.
- La transferencia de calor por radiación entre el suelo y la cubierta es insignificante.
- La transferencia de calor por radiación entre la cubierta y el aire de secado es insignificante.
- Se estima el grano de cacao como una esfera para evaluar sus propiedades.
- Las propiedades de los elementos del secador no varían respecto a la ubicación a lo largo del secador, pero si varían respecto al tiempo.
- La velocidad, humedad absoluta y temperatura a la entrada del secador se aproximan a los valores ambientales de estas propiedades.
- La velocidad, humedad absoluta y temperatura a la salida del secador se aproximan a los valores de estas propiedades dentro del secador.

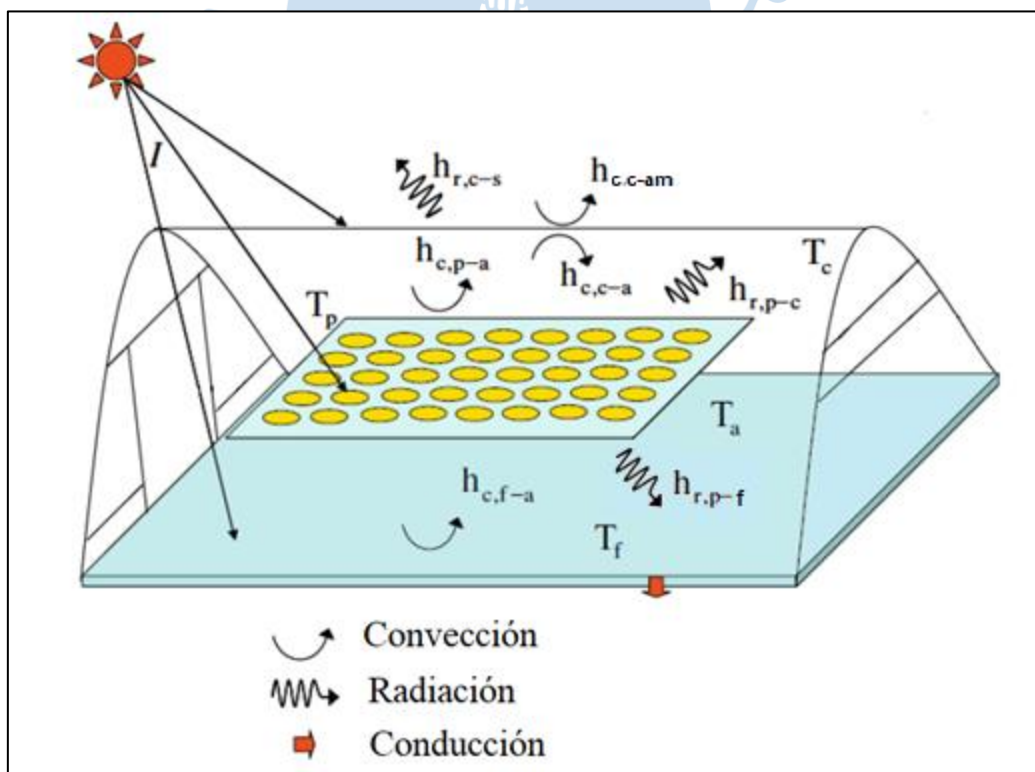


Figura 40: Diagrama de transferencia de energía entre los elementos del secador solar directo tipo invernadero

Fuente: Janjai, y otros, 2009

La figura 40 muestra los mecanismos de transferencia de calor presentes entre los elementos de un secador solar directo tipo invernadero y la influencia de los parámetros ambientales correspondientes.

#### 4.2 Balance de energía en la cubierta<sup>5</sup>

Tomando la cubierta transparente como el sistema a analizar, la tasa de acumulación de energía térmica en la cubierta se determina considerando los siguientes parámetros:

- Transferencia de calor por radiación entre la cubierta y el cielo.
- Transferencia de calor por convección entre el aire de secado y la cubierta.
- Transferencia de calor por convección entre la cubierta y el aire exterior.
- Transferencia de calor por radiación entre el producto y la cubierta.
- Tasa de absorción de la radiación solar incidente en la cubierta.

$$m_c C_{pc} \frac{dT_c}{dt} = A_c h_{r,c-s} (T_{\text{cielo}} - T_c) + A_c h_{c,c-a} (T_a - T_c) + A_c h_{c,c-am} (T_{am} - T_c) + A_p h_{r,p-c} (T_p - T_c) + A_c \alpha_c I \quad [W] \quad (4.1)$$

#### 4.3 Balance de energía en el producto<sup>5</sup>

Los mecanismos de transferencia de calor que interactúan con el producto y afectan la tasa de acumulación de energía térmica en este, son:

- Transferencia de calor por convección entre el producto y el aire de secado.
- Transferencia de calor por radiación entre la cubierta y el producto.
- Transferencia de calor por radiación entre el producto y el piso del secador.
- Tasa de pérdida de calor sensible y latente del producto.

<sup>5</sup> Ver significado de los símbolos utilizados según nomenclatura.

- Tasa de energía térmica absorbida por el producto proveniente de la radiación solar incidente.

$$m_p C_{pp} \frac{dT_p}{dt} = A_p h_{c,p-a} (T_a - T_p) + A_p h_{r,p-c} (T_c - T_p) + A_p h_{r,p-f} (T_f - T_p) + m_p [L_p + C_{pv} (T_a - T_p)] \frac{dM}{dt} + F_p \alpha_p I A_c \tau_c \quad [W] \quad (4.2)$$

#### 4.4 Balance de energía en el aire de secado<sup>6</sup>

El aire dentro del secador es medio que permite la transferencia de calor por convección hacia el producto, la cubierta y el piso. La tasa de acumulación de energía térmica en el aire de secado es influenciada por los siguientes parámetros:

- Transferencia de calor por convección entre el producto y el aire de secado.
- Transferencia de calor por convección entre el aire de secado y el piso del secador.
- Tasa de pérdida de calor general desde el aire de secado hacia el aire externo al secador.
- Transferencia de calor por convección entre el aire de secado y la cubierta.
- Tasa de ganancia de calor sensible desde el producto hacia el aire de secado.
- Tasa de cambio de energía térmica debido a la entrada y salida del aire en el secador.
- Tasa de acumulación de energía en el aire de secado debido a la radiación solar.

$$m_a C_{pa} \frac{dT_a}{dt} = A_p h_{c,p-a} (T_p - T_a) + A_f h_{c,f-a} (T_f - T_a) + A_c U_c (T_{am} - T_a) + A_c h_{c,c-a} (T_c - T_a) - m_p C_{pv} (T_p - T_a) \frac{dM}{dt} + \rho_a \dot{V}_s C_{pa} T_s - \rho_a \dot{V}_e C_{pa} T_e \quad [W] \quad (4.3) + [(1 - F_p)(1 - \alpha_f) + F_p(1 - \alpha_p)] I A_c \tau_c$$

<sup>6</sup> Ver significado de los símbolos utilizados según nomenclatura.

#### 4.5 Balance de energía en el piso del secador<sup>7</sup>

La tasa de acumulación de energía térmica en el piso del secador es consecuencia de los siguientes eventos de transferencia de energía:

- tasa de absorción de energía térmica debido a la radiación solar.
- Transferencia de calor por convección entre el aire de secado y el piso.
- Transferencia de calor por conducción a través del piso del secador.
- Transferencia de calor por radiación entre el piso y el producto.

$$m_f C_{pf} \frac{dT_f}{dt} = (1 - F_p) \alpha_f I A_c \tau_c + A_f h_{c,f-a} (T_a - T_f) + A_f h_{d,f-g} (T_g - T_f) + A_p h_{r,p-f} (T_p - T_f) \quad [W] \quad (4.4)$$

#### 4.6 Balance de masa en el aire de secado<sup>7</sup>

Para el balance de masa en el aire de secado, se toma en cuenta la tasa de acumulación de humedad y son tres los factores que influyen en la humedad absoluta del aire de secado:

- Tasa de incremento de humedad absoluta debido al ingreso de aire externo a la cámara de secado.
- Tasa de decremento de humedad absoluta debido a la salida de aire de secado desde la cámara de secado.
- Tasa de humedad removida del producto dentro del secador hacia el aire de secado.

$$m_{as} \frac{dH}{dt} = A_e \rho_a H_e v_e - A_s \rho_a H_s v_s - m_p \frac{dM}{dt} \quad [kg/s] \quad (4.5)$$

<sup>7</sup> Ver significado de los símbolos utilizados según nomenclatura.

#### 4.7 Balance de masa en el producto

La ecuación de balance de masa en el grano de cacao se puede expresar utilizando la ecuación de secado de capa fina, se considera el modelo de Lewis o modelo exponencial para representar el cambio de humedad en el grano de cacao.

$$MR = \frac{M - M_e}{M_0 - M_e} = \exp(-k't) \quad (4.6)$$

$$\frac{dM}{dt} = -k'(M - M_e) \quad [1/s] \quad (4.7)$$

Donde  $MR$  es la relación de humedad,  $M$  es la humedad del producto húmedo en base seca,  $M_e$  es la humedad de equilibrio,  $k'$  es el parámetro de secado de la ecuación de Lewis y  $t$  es el tiempo.

#### 4.8 Otras relaciones constitutivas termodinámicas

Los coeficientes de transferencia de calor por radiación entre el producto y la cubierta ( $h_{r,p-c}$ ), la cubierta y el cielo ( $h_{r,c-s}$ ) y el producto y el piso ( $h_{r,p-f}$ ), pueden ser expresados en función de la emisividad, la constante de Stefan Boltzmann ( $\sigma$ ) y las temperaturas de los elementos entre los que se lleva a cabo esta transferencia de calor (Duffie & Beckman, 1991):

$$h_{r,p-c} = \varepsilon_p \sigma (T_p^2 + T_c^2) (T_p + T_c) \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (4.8)$$

$$h_{r,c-s} = \varepsilon_c \sigma (T_c^2 + T_{cielo}^2) (T_c + T_{cielo}) \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (4.9)$$

$$h_{r,p-f} = \varepsilon_p \sigma (T_p^2 + T_f^2) (T_p + T_f) \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (4.10)$$

Donde,  $\varepsilon_p$  es la emisividad del producto,  $\varepsilon_c$  es la emisividad del producto,  $T_c$  es la temperatura de la cubierta,  $T_p$  es la temperatura del producto,  $T_f$  es la temperatura del piso del secador y  $T_{cielo}$  es la temperatura del cielo.

La relación entre la temperatura del cielo ( $T_{cielo}$ ) y la temperatura ambiental ( $T_{am}$ ) se obtiene por la siguiente ecuación (Duffie & Beckman, 1991):

$$T_{cielo} = 0.0552 (T_{am}^{1.5}) \quad [K] \quad (4.11)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el ambiente ( $h_{c,c-am}$ ) está relacionado directamente con la velocidad del viento ( $v_w$ ) (Watmuff, Charters, & Proctor, 1977).

$$h_{c,c-am} = 2.8 + 3v_w \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (4.12)$$

Los coeficientes de transferencia de calor por convección entre el aire de secado y el piso ( $h_{c,f-a}$ ), el aire de secado y la cubierta ( $h_{c,c-a}$ ) y el aire de secado y el producto ( $h_{c,p-a}$ ), son iguales y se pueden estimar a partir del número de Nusselt ( $Nu$ ), la conductividad térmica del aire de secado ( $k_a$ ) y el diámetro hidráulico del secador ( $D_h$ ).

$$h_{c,f-a} = h_{c,c-a} = h_{c,p-a} = h_{conv} = \frac{Nu k_a}{D_h} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (4.13)$$

Donde  $h_{conv}$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección relacionado con el aire de secado.

El coeficiente de transferencia de calor por conducción a través del piso ( $h_{d,f-g}$ ) se estima a partir de la conductividad térmica del material del piso ( $k_f$ ) y el espesor ( $\delta_f$ ) del piso.

$$h_{d,f-g} = \frac{k_f}{\delta_f} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (4.14)$$

La velocidad del aire próximo a la cubierta transparente, tanto dentro como fuera del secador tienen valores cercanos, se puede asumir que el coeficiente de pérdida de calor entre el aire interno al secador y el aire externo ( $U_c$ ) es igual a una pérdida de calor por conducción a través de la cubierta transparente.

$$U_c = \frac{k_c}{\delta_c} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (4.15)$$

Donde  $k_c$  es la conductividad térmica del material de la cubierta del secador y  $\delta_c$  es el espesor de la cubierta.

El cálculo de diámetro hidráulico ( $D_h$ ) del secador se realiza conociendo el área ( $A$ ) y el perímetro ( $p$ ) de la sección transversal del secador.

$$D_h = 4 \frac{A}{p} \quad [m] \quad (4.16)$$

El número de Reynolds ( $Re$ ) se calcula a partir del diámetro hidráulico ( $D_h$ ), la velocidad del aire de secado ( $v_a$ ) y la viscosidad cinemática del aire ( $\nu_a$ ).

$$Re = \frac{D_h v_a}{\nu_a} \quad (4.17)$$

Número de Nusselt ( $Nu$ ) se obtiene a partir del número de Reynolds ( $Re$ ) (Kays & Crawford, 1980).

$$Nu = 0.0158 Re^{0.8} \quad (4.18)$$

La humedad absoluta ( $H$ ) del aire de secado también conocida como humedad específica o relación de humedad queda definida como:

$$H = 0.622 \frac{RH \cdot P_{sv}}{P_0 - RH \cdot P_{sv}} \quad \left[ \frac{\text{kg de vapor}}{\text{kg de aire seco}} \right] \quad (4.19)$$

Donde  $P_{sv}$  es la presión de vapor saturado dentro del secador,  $P_0$  es la presión total de la mezcla de aire seco – vapor de agua dentro del secador y  $RH$  es la humedad relativa del aire de secado.

Para poder conocer el valor de la presión de vapor ( $P_v$ ), es necesario conocer la humedad relativa del aire ( $RH$ ) y la presión de saturación de vapor ( $P_{sv}$ ) a una determinada temperatura.

$$RH = \frac{P_v}{P_{sv}} \quad \left[ \frac{\text{kg de vapor}}{\text{kg de vapor saturado}} \right] \quad (4.20)$$

La presión de saturación del vapor de agua ( $P_{sv}$ ) se puede definir en función de la temperatura del aire ( $T_a$ ) (Hayakawa & Succar, 1982).

$$P_{sv} = 0.61078 \exp\left(\frac{17.2693882(T_a - 273.15)}{T_a - 35.85}\right) \quad [kPa] \quad (4.21)$$

La ecuación (4.7) de balance de masa en el producto, se presenta en función de la variable  $k'$  y la humedad de equilibrio ( $M_e$ ). Para secado de granos,  $k'$  se expresa en función de la difusividad efectiva del producto ( $D_{eff}$ ) y de la relación superficie – volumen del producto ( $a_p$ ) (Giner & Mascheroni, 1996).

$$k' = \frac{\pi^2}{9} D_{eff} a_p^2 \quad [1/s] \quad (4.22)$$

La relación superficie – volumen del producto ( $a_p$ ), considerando el grano de cacao como una esfera, se puede expresar en función del diámetro promedio del producto ( $D_p$ ).

$$a_p = \frac{6}{D_p} \quad [1/m] \quad (4.23)$$

La difusividad efectiva del cacao ( $D_{eff}$ ) se puede estimar en función de la temperatura del producto ( $T_p$ ) (Hii, Law, & Cloke, 2009).

$$D_{eff} = 8.43 \times 10^{-4} \exp\left(\frac{-44920}{8.314472T_p}\right) \quad [m^2/s] \quad (4.24)$$

La humedad de equilibrio ( $M_e$ ) del cacao se obtiene en función de la temperatura de secado ( $T_a$ ) y la humedad relativa del aire de secado ( $RH$ ) (Villamizar & Hernandez, 1989).

$$M_e = \left(0.01087324 + 0.23758842RH - 0.63848052RH^2\right) \exp\left(\left(\frac{0.02965424 - 0.33506858RH + 0.95779665RH^2}{-1.27182954RH^3 + 0.573953345RH^4}\right)(T_a - 330.44)\right) \quad (4.25)$$

#### 4.9 Propiedades del cacao

Koua et al (2017), presentaron las propiedades del cacao en función de la humedad en base seca y la humedad inicial del producto. Se conoce que el grano de cacao tiene una forma característica propia; sin embargo, para el proceso de cálculo se suele modelar el grano de cacao como una esfera con la finalidad de simplificar los cálculos iterativos.

La figura 41 representa gráficamente la forma del grano de cacao, además se muestra que un grano de cacao puede ser representado por tres medidas: largo, ancho y altura. Para determinar el diámetro promedio del producto ( $D_p$ ) a partir de estas medidas se puede utilizar la ecuación (4.26).

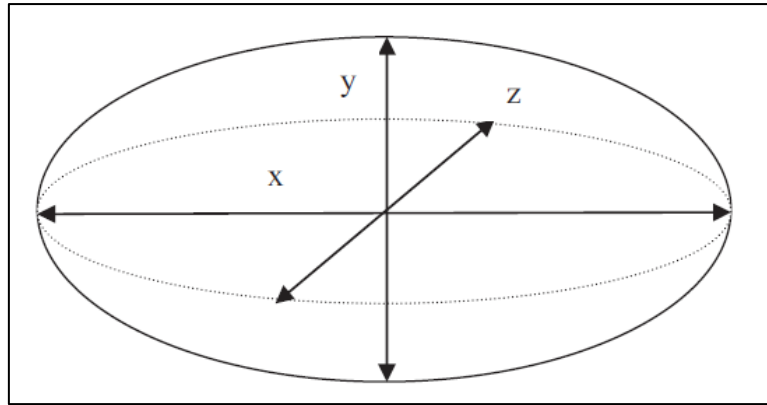


Figura 41: Forma del grano de cacao

Fuente: Koua, Ekon Koffi, &amp; Gbaha, 2017

$$D_p = (x \cdot y \cdot z)^{\frac{1}{3}} \quad [m] \quad (4.26)$$

Donde  $x$ ,  $y$ ,  $z$  son los diámetros mayor, menor e intermedio del grano de cacao, o largo ancho y altura del grano de cacao.

$$D_p = D_0 (1 - 0.276(M_0 - M))^{\frac{1}{3}} \quad [m] \quad (4.27)$$

La ecuación (4.27) presenta el diámetro promedio instantáneo del producto ( $D_p$ ) respecto a la humedad en base seca, donde  $M$  es la humedad del producto en base seca,  $M_0$  es la humedad inicial del producto en base seca y  $D_0$  es el diámetro inicial del grano de cacao.

La densidad real ( $\rho_p$ ), calor específico ( $C_{pp}$ ) y conductividad térmica ( $k_p$ ) del cacao se muestran en función la humedad del producto instantánea en base seca ( $M$ ) y humedad inicial en base seca ( $M_0$ ) en las siguientes ecuaciones:

$$\rho_p = 147.95 \frac{M}{M_0} + 691.46 \quad [kg/m^3] \quad (4.28)$$

$$C_{pp} = 2623.35 \left( \frac{M}{M_0} \right)^{0.33} \quad [J/kg \cdot K] \quad (4.29)$$

$$k_p = 0.0987 \frac{M}{M_0} + 0.00513 \quad [W/m \cdot K] \quad (4.30)$$

Estas propiedades han sido evaluadas para un solo grano de cacao, sin embargo, pueden ser tomadas para la cantidad total de producto que se desea procesar en el secador solar directo tipo invernadero.

#### 4.10 Implementación del programa de cálculo

El programa de cálculo está estructurado en tres etapas principales con el objetivo de lograr un mejor entendimiento del comportamiento del proceso de secado de cacao. Esta estructura de programa de cálculo permite conocer las entradas, el diagrama de flujo del programa implementado y finalmente los resultados de la simulación en forma gráfica.

La figura 42, muestra el esquema básico utilizado en el programa de cálculo para modelar el comportamiento de secado de cacao en un secador solar directo tipo invernadero.



Figura 42: Esquema del programa de cálculo

Fuente: Elaboración propia

#### 4.10.1 Etapa pre – proceso

En la etapa pre – proceso se presentan los parámetros de entrada para la etapa de proceso del programa de cálculo implementado en Matlab. A partir de la variación de estos valores se puede optimizar el diseño realizando un análisis paramétrico.

En cuanto a los parámetros ambientales presentados en la tabla 16, se conocen los valores de entrada en intervalos de media hora y se ingresan al programa de acuerdo con el mes que se quiera analizar, en el anexo B se encuentran estos valores detallados.

Tabla 16: Parámetros ambientales

<b>Símbolo</b>	<b>Magnitud</b>	<b>Unidades</b>
$I$	Irradiancia solar	$W/m^2$
$v_w$	Velocidad del viento	$m/s$
$T_{am}$	Temperatura ambiental	$K$
$RH$	Humedad relativa ambiental	-

Fuente: Elaboración propia

El proceso de diseño y dimensionamiento realizado en el capítulo 3, permite tener los valores de entrada de los parámetros geométricos del secador presentados en la tabla 18, además la selección de los materiales de la cubierta y el piso permiten definir los parámetros de la cubierta y los del piso del secador que se muestran en la tabla 17 y tabla 19 respectivamente.

Los parámetros del grano de cacao mostrados en la tabla 20 se definen en función de la masa de producto a procesar, la humedad inicial y a características propias del cacao.

Tabla 17: Parámetros de la cubierta del secador solar

Símbolo	Magnitud	Unidades
$c_{pc}$	Calor específico de la cubierta	$J / kg \cdot K$
$k_c$	Conductividad térmica de la cubierta	$W/m \cdot K$
$\delta_c$	Espesor de cubierta	$m$
$\rho_c$	Densidad de la cubierta	$kg/m^3$
$\varepsilon_c$	Emisividad del material de la cubierta	-
$\tau_c$	Transmisividad del material de la cubierta	-
$\alpha_c$	Absortividad del material de la cubierta	-

Fuente: Elaboración propia

Tabla 18: Parámetros geométricos del secador solar

Símbolo	Magnitud	Unidades
$L$	Longitud del secador	$m$
$D$	Diámetro del secador	$m$
$A_e$	Área de entrada de aire al secador	$m^2$
$A_s$	Área de salida de aire del secador	$m^2$

Fuente: Elaboración propia

Tabla 19: Parámetros del piso del secador solar

Símbolo	Magnitud	Unidades
$c_{pf}$	Calor específico del piso del secador	$J / kg \cdot K$
$k_f$	Conductividad térmica del piso	$W/m \cdot K$
$\delta_f$	Espesor del piso	$m$
$\rho_f$	Densidad del piso	$kg/m^3$
$\alpha_f$	Absortividad del piso	-

Fuente: Elaboración propia

Tabla 20: Parámetros del grano de cacao

Símbolo	Magnitud	Unidades
$m_p$	Masa de producto inicial	kg
$M_0$	Humedad inicial del producto en base seca	-
$F_p$	Fracción de radiación que cae sobre el producto	-
$\varepsilon_p$	Emisividad del producto	-
$\alpha_p$	Absortividad del producto	-
$L_p$	Calor latente de vaporización de la humedad del producto	J/K

Fuente: Elaboración propia

#### 4.10.2 Etapa proceso

En la etapa de proceso se debe resolver el sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias presentadas en el modelo matemático. Las principales ecuaciones (4.1), (4.2), (4.3), (4.4), (4.5) y (4.6) se resolverán usando la función ODE45 de Matlab, además de considerar las otras relaciones constitutivas termodinámicas presentadas en este capítulo y las ecuaciones para el cálculo las propiedades del aire húmedo presentadas en el primer capítulo.

La secuencia de pasos que sigue el programa de cálculo implementado en Matlab a partir del modelo matemático del secador solar directo tipo invernadero se puede apreciar en la figura 43, donde aparece el diagrama de flujo correspondiente para este programa.

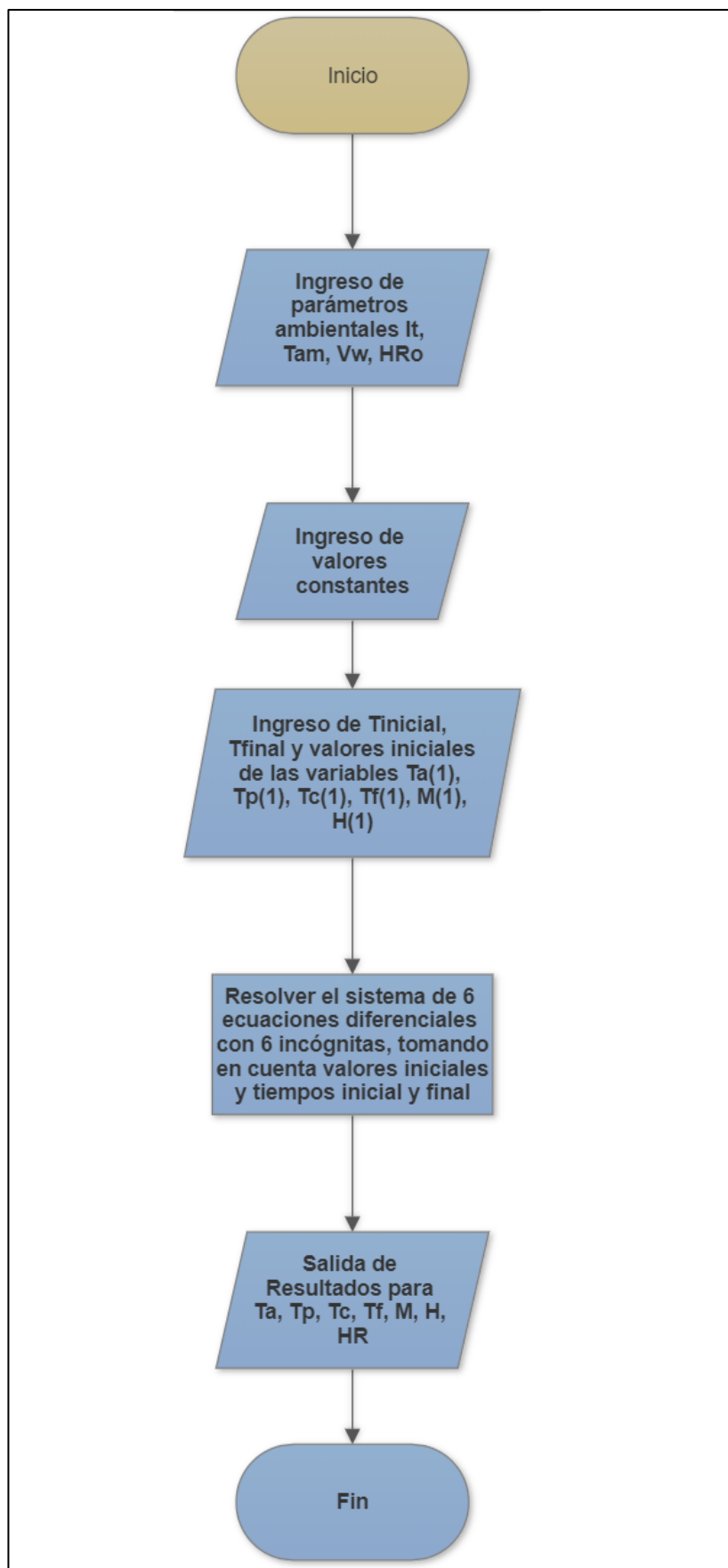


Figura 43: Diagrama de flujo del programa de cálculo implementado en Matlab

Fuente: Elaboración propia

### 4.10.3 Etapa post – proceso

En esta etapa del programa de cálculo se muestra de forma gráfica el comportamiento de las variables independientes respecto al tiempo, además de otras variables dependientes que sirven para entender mejor el proceso de secado de grano de cacao en un secador solar directo tipo invernadero.

En la etapa post – proceso se analizarán las siguientes gráficas:

- Temperatura del aire de secado en función del tiempo.
- Temperatura del producto en función del tiempo.
- Temperatura de la cubierta en función del tiempo.
- Temperatura del piso en función del tiempo.
- Humedad del producto en base seca en función del tiempo.
- Humedad relativa del aire desecante en función del tiempo.

## 4.11 Resultados

Los resultados obtenidos a partir del programa de cálculo implementado en Matlab serán mostrados en esta sección a partir de los datos de entrada mostrados en las tablas 16, 17, 18, 19 y 20. En primer lugar se mostrarán los parámetros ambientales de entrada para poder estimar su influencia en los resultados y posteriormente se analizarán las gráficas, que definen el comportamiento del proceso de secado, ya comentadas como parte de la etapa post – proceso.

### 4.11.1 Parámetros ambientales

En un secador solar directo tipo invernadero, los parámetros ambientales tienen una gran influencia en el proceso de secado y se espera que la tendencia que marcan estos parámetros se vea reflejada en los resultados del programa de cálculo.

Es importante mencionar que se ha considerado la variación horaria promedio mensual de 5 años, del 2010 al 2014, de los parámetros ambientales, en intervalos de media hora, obtenidos de la estación meteorológica de la Universidad de Piura. Por consiguiente, se considera la variación de los parámetros ambientales durante el día, y se mantienen los valores diarios constantes durante el mes.

Como se aprecia en la figura 44, los valores de irradiancia solar promedio mensual del mes de enero, comienzan a aumentar a partir de las 06:30 horas hasta su valor pico de  $847.5 \text{ W} / \text{m}^2$  a las 13 horas de cada día, para posteriormente disminuir hasta las 19 horas donde el valor vuelve a ser nulo hasta el siguiente día.

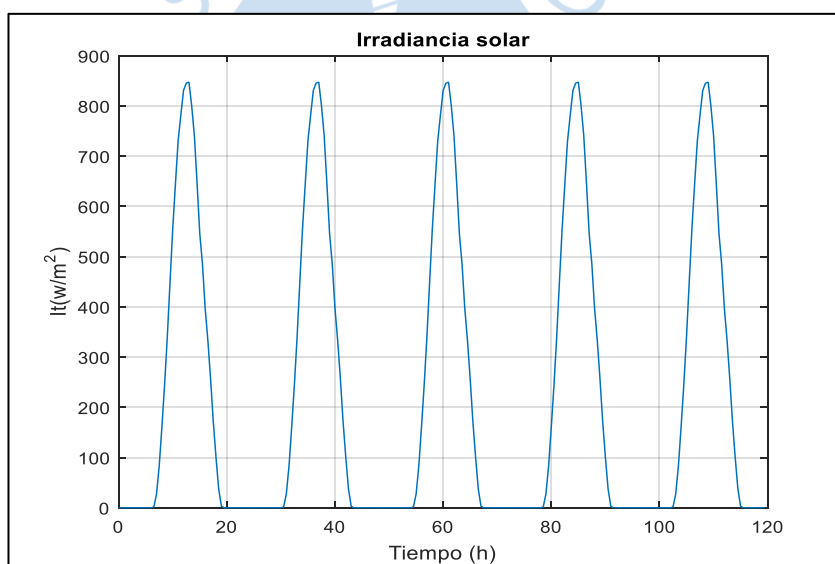


Figura 44: Radiación solar

Fuente: Estación meteorológica de la Universidad de Piura

En la figura 45 se muestra la temperatura ambiente promedio mensual en el mes de enero, que tiene su valor más bajo a las 06:30 horas con  $21.9^\circ\text{C}$  y a partir de ese momento comienza un aumento de temperatura hasta llegar al valor más alto de  $32^\circ\text{C}$  a las 14:30 horas, posteriormente esta temperatura descenderá de forma constante hasta las 06:30 horas del día siguiente.

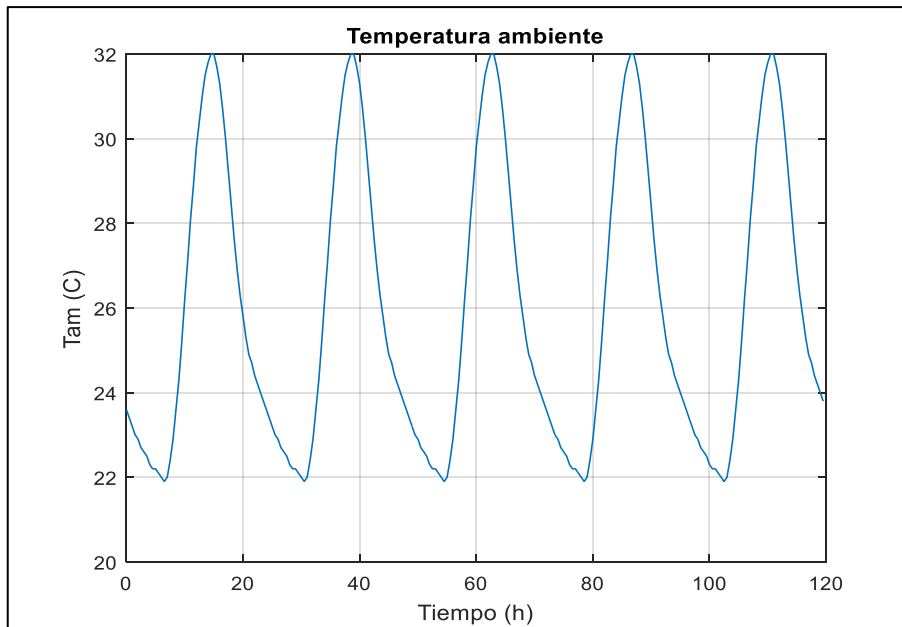


Figura 45: Temperatura ambiente

Fuente: Estación meteorológica de la Universidad de Piura

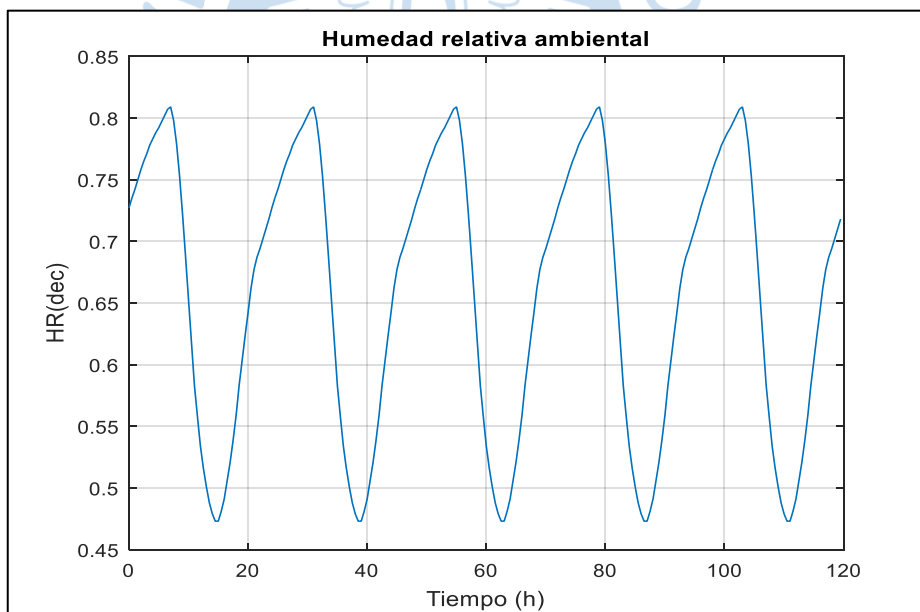


Figura 46: Humedad relativa del aire ambiental

Fuente: Estación meteorológica de la Universidad de Piura

La humedad relativa promedio mensual del aire ambiental en el mes de enero, que se presenta en la figura 46, fluctúa entre 0.80 y 0.47, estos picos se presentan a las 7 horas y a las 14:30 horas, respectivamente, esto quiere decir que en el periodo de

tiempo que la temperatura ambiental está aumentando, la humedad relativa disminuye y viceversa.

En la figura 47, la velocidad del viento promedio mensual en el mes de enero presenta su punto más bajo a las 6:30 horas con un valor de 0.1m/s y a partir de esta hora comienza a aumentar de forma constante hasta las 20 horas donde presenta un pico de velocidad de 1.3 m/s. Cabe resaltar que la velocidad del viento está en constante aumento durante el periodo del día con presencia de radiación solar.

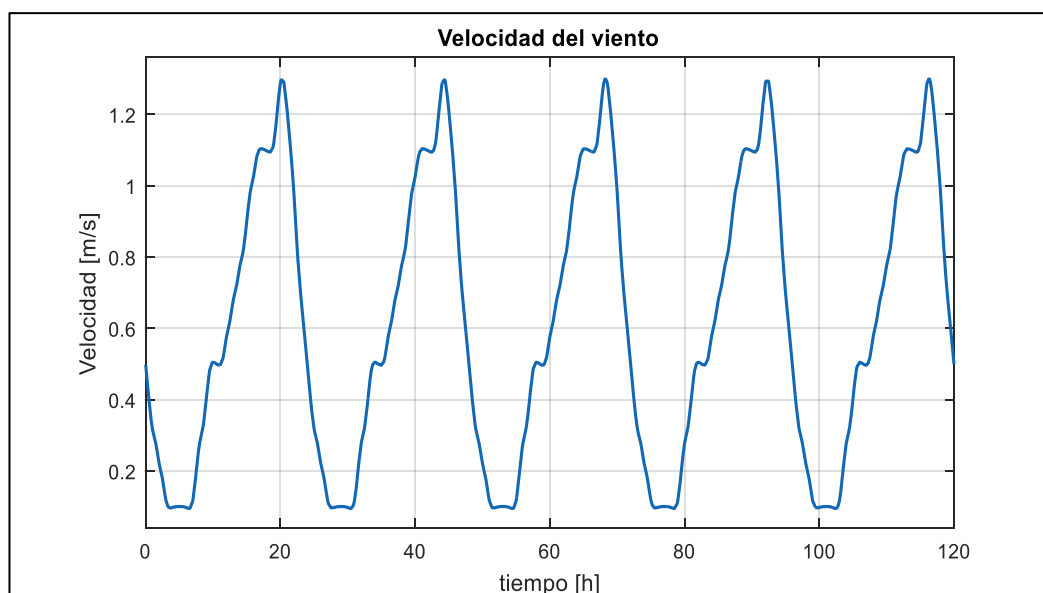


Figura 47: Velocidad del viento

Fuente: Estación meteorológica de la Universidad de Piura

#### 4.11.2 Temperatura del aire de secado

La temperatura del aire de secado que circula dentro del secador solar directo tipo invernadero se muestra en la figura 48, esta temperatura alcanza valores cercanos a 60°C, aproximadamente, entre las 14 y 15 horas. La curva de temperatura del aire de secado está relacionada con la temperatura ambiente en la forma, la diferencia entre sus valores pico es cercana a los 25°C que se justifican por la acción del efecto invernadero.

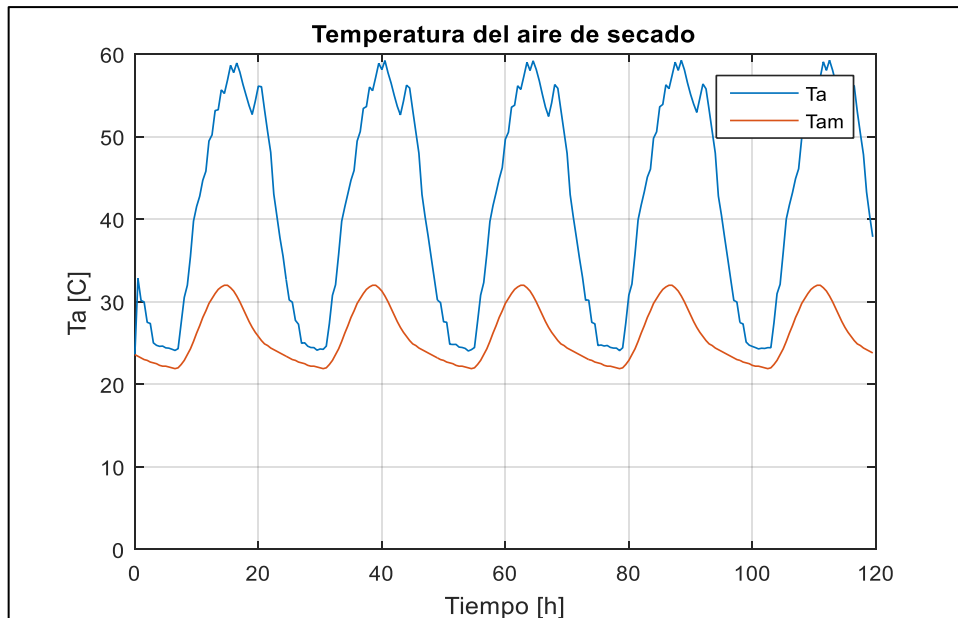


Figura 48: Temperatura del aire de secado

Fuente: Elaboración propia

Los datos experimentales de secadores solares directos tipo invernadero para productos como banana, chile y longan (Janjai, et al., 2009), presentan que la diferencia de temperatura entre el aire desecante y el aire ambiental puede llegar a ser entre 10 y 30 grados dependiendo de la hora del día. La figura 49 muestra estos datos experimentales de temperatura en diferentes puntos del secador en comparación con la temperatura ambiente. Los resultados obtenidos en el secador de cacao se pueden justificar con esta referencia.

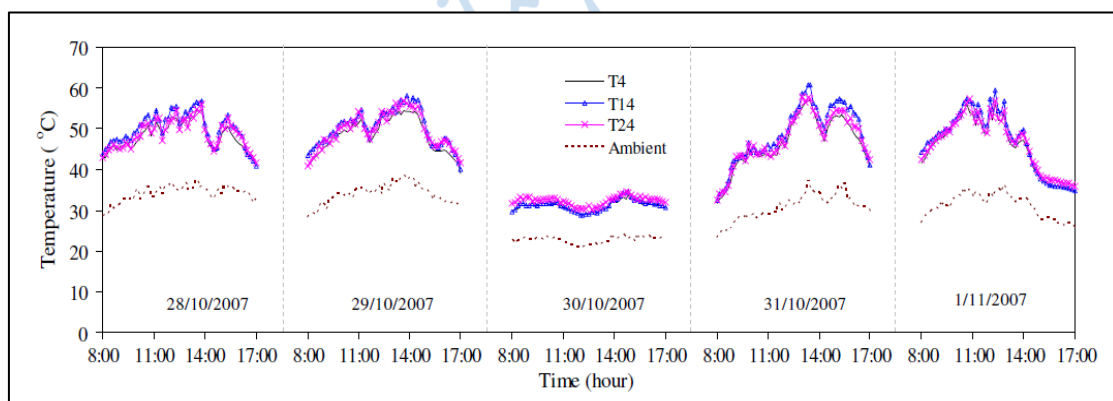


Figura 49: Datos experimentales de temperatura de aire de secado

Fuente: Janjai et al, 2009

### 4.11.3 Temperatura del cacao

En la figura 50 se presenta la temperatura del cacao, esta temperatura se caracteriza porque su pico más alto se observa a las 13 horas de cada día de secado, coincidiendo con la hora de mayor radiación incidente en el secador, el valor de temperatura llega a ser mayor que la temperatura del aire desecante porque el cacao es un cuerpo gris por tener un valor de absorptividad elevado y esta característica permite una mayor acumulación de energía térmica.

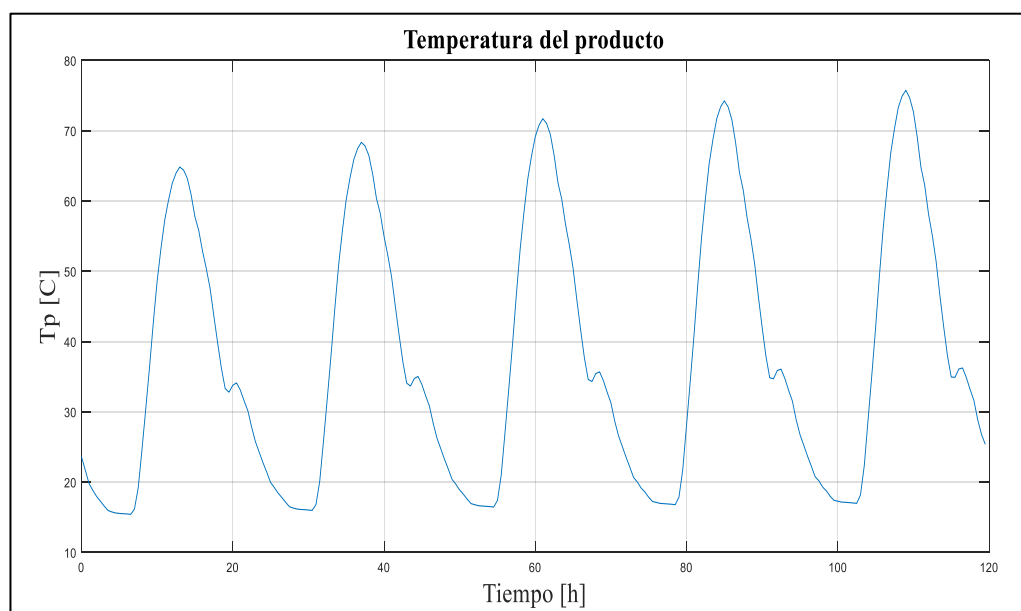


Figura 50: Temperatura del producto

Fuente: Elaboración Propia

Se puede observar que la temperatura del producto tiene valores pico que aumentan de un día al otro, esto se debe a que el cacao con menor humedad tiene mayor capacidad de almacenamiento térmico.

### 4.11.4 Temperatura de la cubierta transparente

La temperatura de la cubierta del secador se aprecia en la figura 51, en donde al igual que en la gráfica de temperatura del producto, la cubierta transparente presenta sus picos altos de temperatura durante la mayor radiación incidente del día. Los valores pico de temperatura de la cubierta son menores que la temperatura del producto y la

temperatura del aire, puesto que la función de la cubierta es dejar pasar la radiación solar, teniendo un valor de transmisividad de 0.79 y un valor de absorptividad de 0.08.

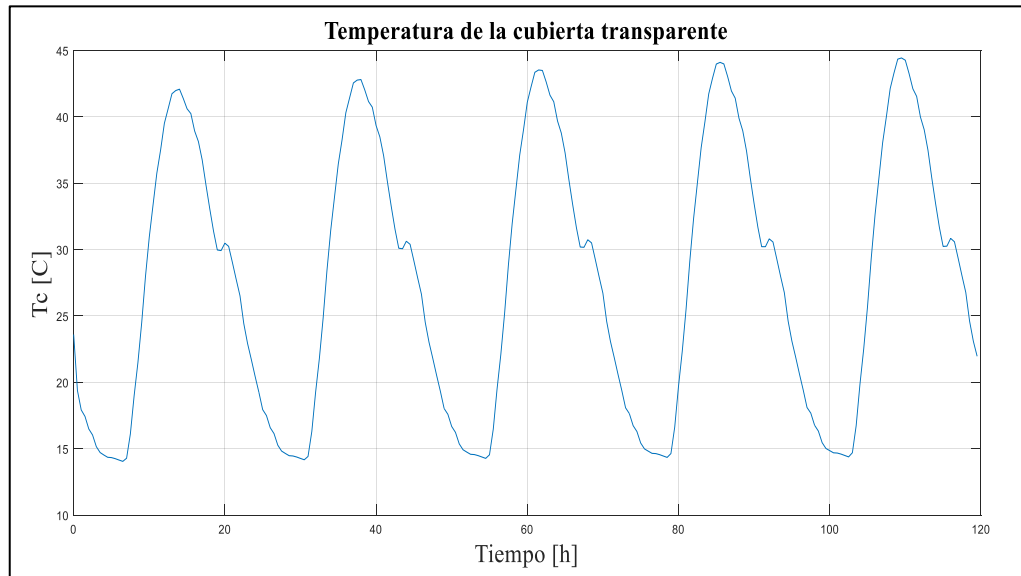


Figura 51: Temperatura de la cubierta transparente

Fuente: Elaboración propia

#### 4.11.5 Temperatura del piso del secador

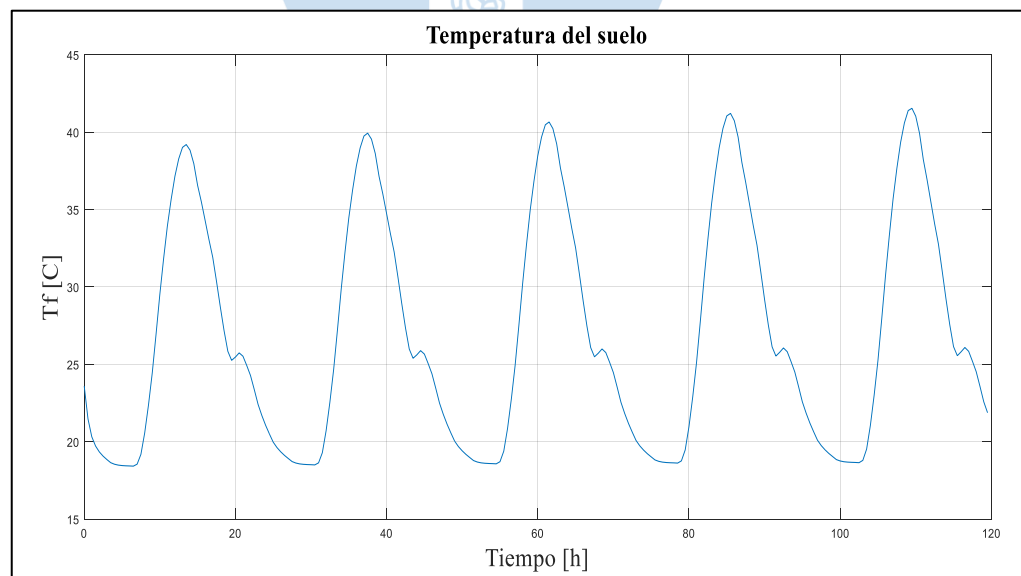


Figura 52: Temperatura del piso del secador

Fuente: Elaboración propia

La temperatura del piso del secador mostrada en la figura 52, es otra de las variables independientes que se han analizado, esta temperatura alcanza su punto más elevado con la mayor radiación incidente en el día. La temperatura del suelo tiene la particularidad que además de la convección con el aire y la radiación del producto, depende también de la conducción que se origina por la diferencia de temperatura con el sustrato que se encuentra bajo el piso del secador.

#### 4.11.6 Humedad relativa del aire de secado

Los valores de humedad relativa de aire de secado obtenidos en el modelo matemático que se presentan en la figura 53, tienen la característica de ser menores a los valores de humedad relativa del aire externo al secador, esto quiere decir que el aire que sale del secador aún presenta capacidad de secado. Tanto la curva de humedad relativa dentro del secador como la curva de humedad relativa ambiental tienen la misma forma con sus valores pico en tiempos cercanos.

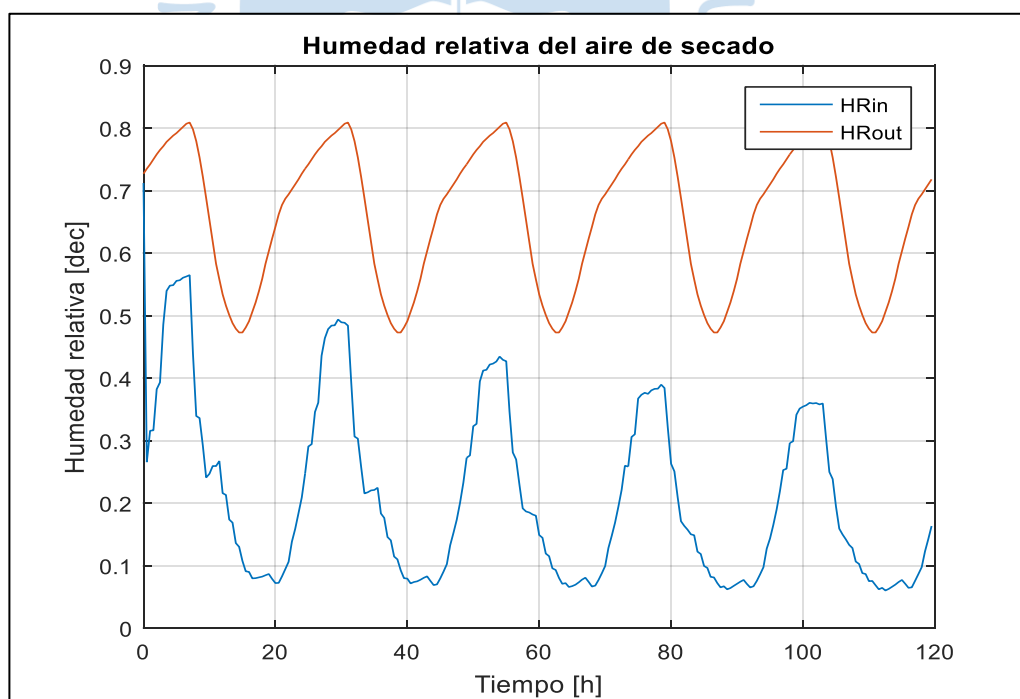


Figura 53: Humedad relativa del aire de secado

Fuente: Elaboración propia

Esta forma característica de la humedad relativa coincide con los valores experimentales obtenidos durante el secado de otros productos agrícolas con secadores

solares directos tipo invernadero (Janjai, et al., 2009). En la figura 54, se muestra una gráfica de humedad relativa en el secado solar directo tipo invernadero para banana.

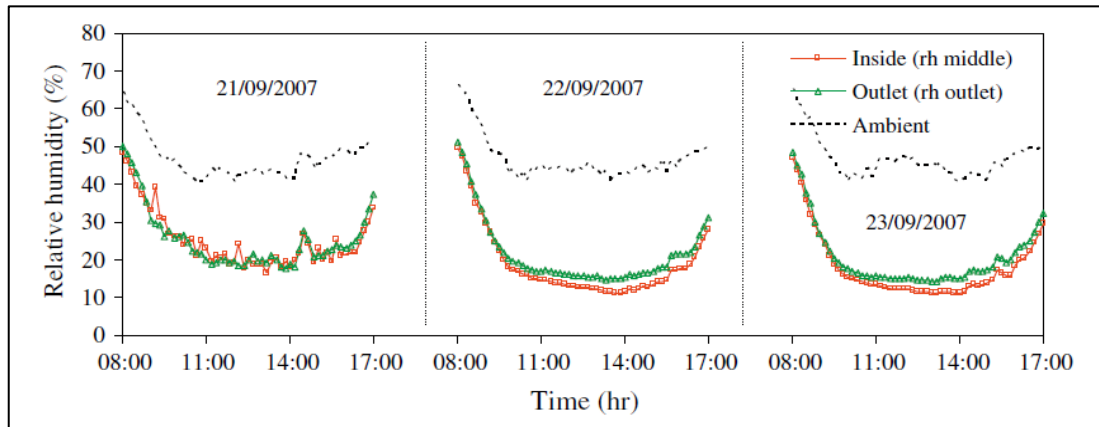


Figura 54: Datos experimentales de humedad relativa en un secador solar directo tipo invernadero

Fuente: Janjai et al, 2009

#### 4.11.7 Humedad del cacao en base seca

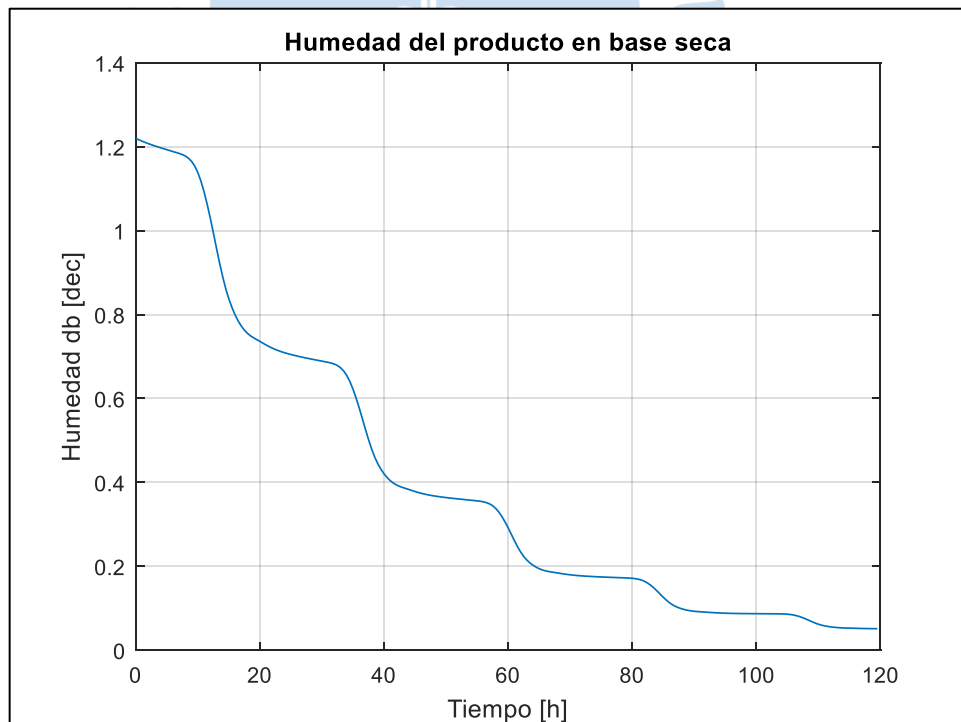


Figura 55: Humedad en base seca del producto

Fuente: Elaboración propia

La disminución de humedad en el producto es el objetivo del secado; en la figura 55, se evidencia claramente que se ha llevado a cabo el secado de forma satisfactoria, el cacao inicia el proceso con una humedad en base seca de 1.22 que equivale a un 55% de humedad en base húmeda, se puede observar que el periodo de secado se lleva a cabo durante el día mientras se tiene radiación solar incidente, y durante la noche se presenta el fenómeno conocido como *tempering*, en este periodo la humedad del producto disminuye con una velocidad lenta debido únicamente a la acumulación de energía térmica en el producto.

El tiempo de secado para llegar a una humedad final de un 7% en base húmeda es de, aproximadamente, 108 horas desde el inicio de la simulación a las 0 horas del primer día, esto significa que el secado se ha realizado en un tiempo entre 4 a 5 días, que es menor al tiempo de secado convencional que toma generalmente 7 días con una mejora significativa de calidad del producto que conlleva la utilización de un secador solar directo tipo invernadero.

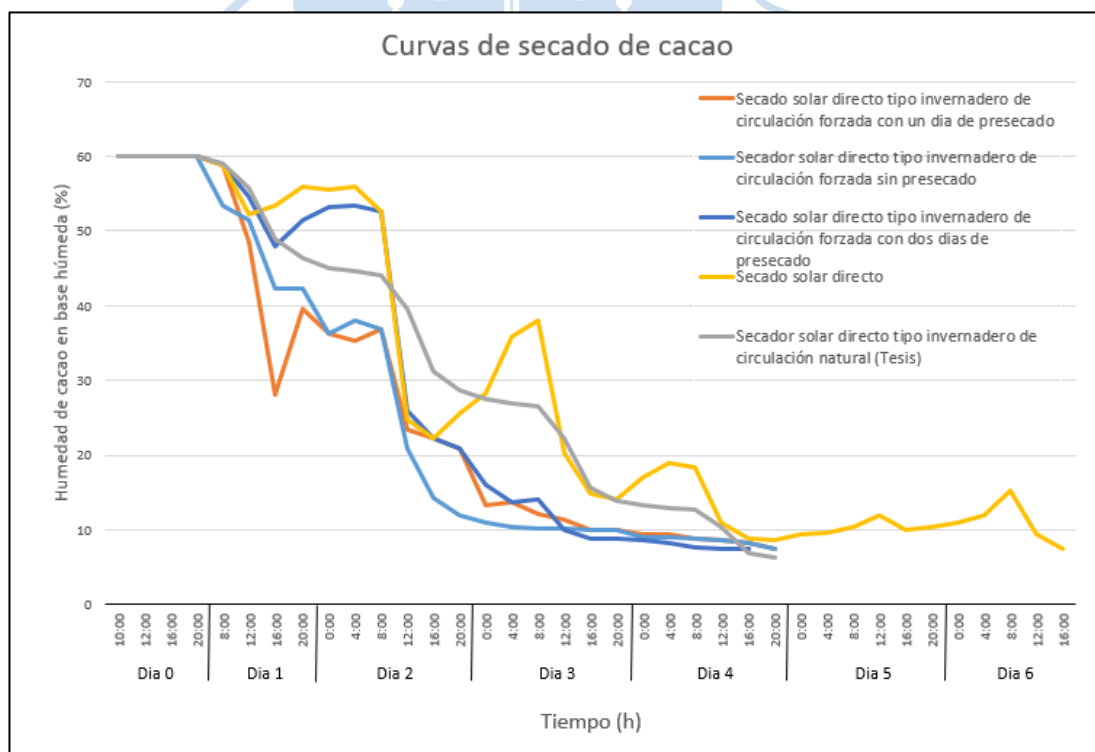


Figura 56: Datos experimentales de humedad del cacao en un secador solar directo tipo invernadero  
Fuente: Sandy, Reza, Espinoza, & Arellano, 2015

En la figura 56, Se aprecian datos experimentales de humedad de cacao en base húmeda en un prototipo de secado con ambiente controlado ubicado en la región norte de La Paz (Sandy, Reza, Espinoza, & Arellano, 2015). Las curvas de secado de cacao obtenidas en este estudio se han superpuesto con la curva de secado de cacao proporcionada por el programa de cálculo presentado en esta tesis (curva de color gris).

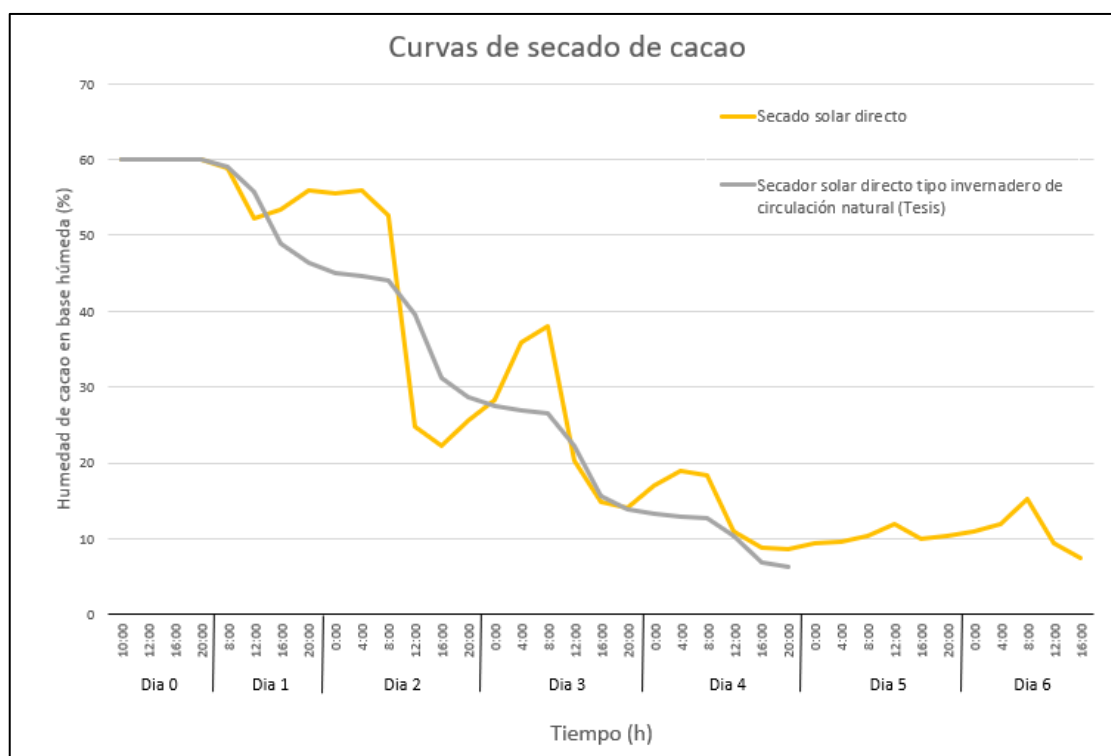


Figura 57: Comparación entre el secado tipo invernadero de circulación natural y el secado solar directo para cacao

Fuente: Sandy, Reza, Espinoza, & Arellano, 2015

En la figura 57, se realiza la comparación entre el secado solar directo tipo invernadero con circulación natural (tesis) y el secado solar directo, en donde se puede verificar que el secador solar propuesto se tiene menor tiempo de secado de hasta dos días, con la ventaja de que el grano de cacao no tiende a reabsorber humedad durante la noche como sucede en un secado solar directo. Además, evita fuertes mermas ocasionadas por cambios meteorológicos, ataque de animales e insectos al producto, posible contaminación por presencia de polvo, restos de insectos, hongos u objetos extraños.

En la figura 58, se observa que el valor de la humedad de cacao en base húmeda en el secador solar directo de circulación forzada disminuye con mayor rapidez que aquella en el secador solar directo de circulación natural, debido a la mayor velocidad de secado en el primer caso; Sin embargo, se debe considerar que esta mayor velocidad de secado puede afectar la calidad final del grano de cacao. Por este motivo, para el secado solar de circulación forzada se han considerado tratamientos de pre – secado, siendo el más efectivo el de dos días de pre – secado (Sandy, Reza, Espinoza, & Arellano, 2015).

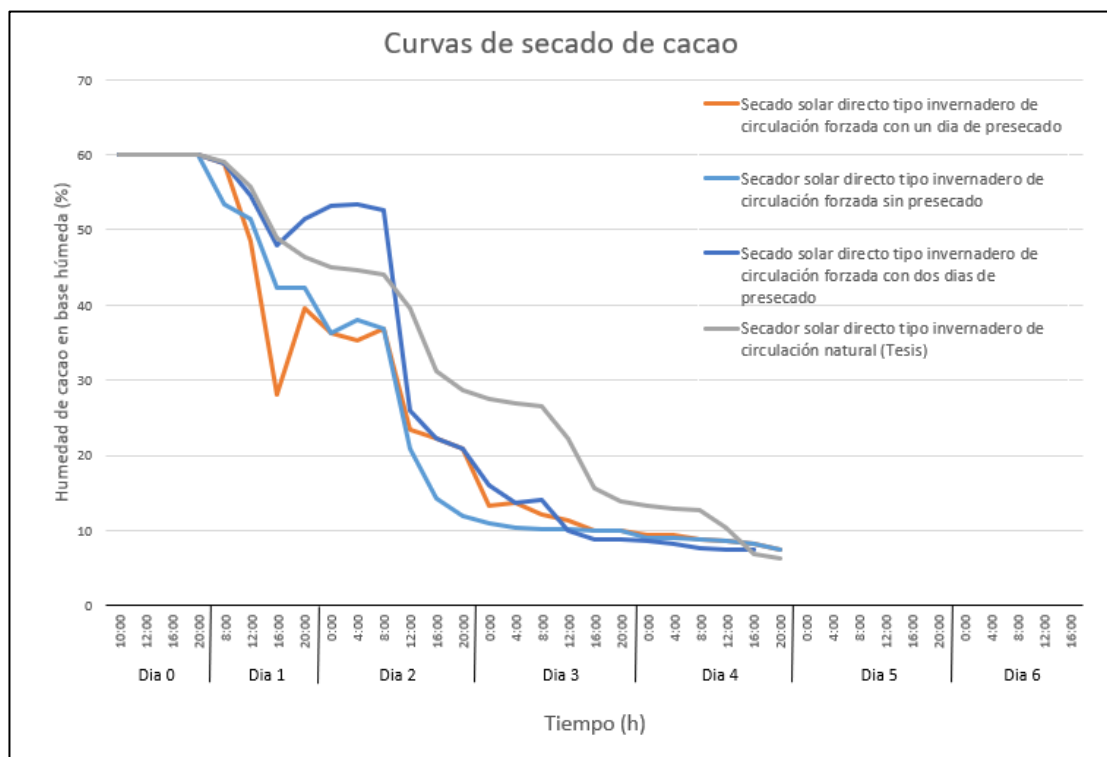


Figura 58: Comparación de curvas de secado de cacao en un secador tipo invernadero de circulación natural y un secador tipo invernadero de circulación forzada

Fuente: Sandy, Reza, Espinoza, & Arellano, 2015



## Conclusiones

Los resultados del modelo matemático del secador solar directo tipo invernadero para cacao muestran el potencial del secado solar en este producto agrícola; dado que, se obtiene una disminución del tiempo de secado de hasta dos días en comparación con el secado solar directo, y una mejora significativa de calidad del cacao al no estar expuesto al ambiente.

Contar con un modelo matemático a partir de un diseño teórico de un secador solar directo de circulación natural tipo invernadero, permite corroborar que las dimensiones del secador son correctas y a partir de estos resultados volver a calcular las dimensiones si fuera necesario. También el modelo matemático permite conocer el comportamiento del proceso de secado al realizar pruebas paramétricas en el secador.

El proceso de diseño y modelamiento matemático de un secador solar directo tipo invernadero presentado puede ser adaptado al secado de distintos productos y ubicaciones geográficas diferentes, esto será posible si se realiza el cambio de los valores de parámetros ambientales y actualizando las propiedades físicas del cacao por la del producto deseado.

Es necesario conocer los recursos ambientales de la zona donde se desea instalar el secador solar directo tipo invernadero para evaluar la viabilidad del uso de este tipo de secadores solares.

Conocer las características de las partes de un secador solar directo tipo invernadero permite tener un panorama completo al momento de realizar el diseño y dimensionamiento del secador.

Durante el dimensionamiento de las chimeneas del secador se debe considerar valores promedio aproximados recogidos de secadores solares del mismo tipo presentados como bibliografía, a partir de los resultados del modelo matemático del capítulo 4 se conocerá si los valores tomados son correctos y a partir de éstos volver a calcular los valores de ser necesario.

Las hipótesis asumidas en el desarrollo del modelo matemático permiten simplificar ecuaciones de balance de masa y energía, permitiendo tener un sistema de ecuaciones diferenciales de primer orden que puede resolverse usando ODE45 de Matlab.

El modelo matemático está basado en balances de masa y energía entre los elementos del secador solar directo tipo invernadero, estas ecuaciones permiten entender de forma simple, y con un respaldo teórico, el comportamiento del proceso de secado para cacao.

Considerar las características del aire húmedo como variables dependientes de la temperatura y humedad relativa permite tener resultados con mayor confiabilidad que si solamente se consideran como valores constantes.

Los resultados muestran la influencia de los parámetros ambientales en los valores de las variables independientes: temperatura del aire de secado, temperatura del producto, temperatura del piso, temperatura de la cubierta y en la humedad relativa del aire de secado. Por ende, los parámetros ambientales tienen influencia en la forma de la curva de secado del cacao.

Para validar los resultados del modelo matemático se compararon los resultados de temperatura del aire de secado y humedad relativa del aire de secado con valores experimentales obtenidos en el secado de otros productos agrícolas en secadores solares directos tipo invernadero, de este modo, se puede verificar que existe una relación del mismo tipo entre los valores de los parámetros ambientales y de aire desecante tanto en los valores experimentales como en el modelo matemático.

El flujo volumétrico del aire desecante influye directamente en la velocidad de secado del producto, de este modo al aumentar este flujo volumétrico se obtiene una mayor capacidad del aire de secado para recoger humedad del grano de cacao, disminuyendo así el tiempo de secado. Una forma eficiente de mejorar la velocidad de secado sería el uso de ventiladores que permitan obtener una convección forzada aumentando el flujo volumétrico, de ser el caso se recomienda alimentar los ventiladores con paneles solares para mantener la independencia de la red eléctrica o combustibles fósiles.

Los resultados de humedad relativa del aire de secado muestran valores menores a la humedad relativa ambiental, esto supone que el aire desecante aún conserva capacidad de secado al salir del secador, para aprovechar esta capacidad se podría plantear una reducción del tamaño de secador o un aumento en la cantidad de producto distribuido en un segundo nivel de bandejas. Como posible mejora se puede plantear un sistema de control que permita mantener valores de humedad relativa del aire desecante dentro de un rango óptimo con el uso de ventiladores como actuadores para variar el flujo volumétrico de aire.

El resultado de la temperatura del producto presentado en la figura 50, permite observar que la temperatura del grano de cacao puede llegar a aumentar a valores mayores a 55°C durante sus valores picos diarios, esta característica podría afectar las propiedades organolépticas del cacao durante el proceso de secado. A partir de estos datos se puede plantear el uso de otra cubierta interna que no permita el contacto directo de la radiación solar con el producto.



## Bibliografía

- Barnwal, P., & Tiwari, G. (2008). Grape drying by using hybrid photovoltaic-thermal (PV/T) greenhouse dryer: An experimental study. *Solar Energy*, 1131-1144.
- Barragán Medrano, J. C., Rios Orozco, C. O., Rodriguez Muñoz, N. A., Escobedo Bretado, J. A., Nájera Trejo, M., & Matín Dominguez, I. R. (2016). Dimensionamiento de Sistema de Climatización para un Invernadero. *Memorias del XXXI Congreso Nacional de Termodinámica* (pp. 191-200). Durango: Sociedad Mexicana de Termodinámica.
- Bart-Plange, A., & Baryeh, E. A. (2003). The physical properties of Category B cocoa beans. *Journal of food engineering*, 219-227.
- Belessiotis, V., & Delyannis, E. (2010). Solar drying. *Solar Energy*, 1665-1691.
- Bolaji, B. O. (2005). Development and performance evaluation of box-type absorber solar air collector for crop drying. *Journal of Food Technology*, 515-600.
- Brace Research Institute. (1965). *How to Make a Solar Cabinet Dryer for Agricultural Produce*. Quebec: McGill University.
- Canut, A., Guerra, F., Guzmán, B., & Struck, A. (2008, Mayo 12). Número Reynolds. México D.F, Mexico.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2011). *Termodinámica* (Séptima ed.). Mexico: McGRAW-HILL.
- Cengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y masa* (cuarta ed.). Mexico: McGraw - Hill.
- Chinenye, N. M., Ogunlowo, A. S., & Olukunle, O. J. (2010). Cocoa bean (*Theobroma cacao* L.) drying kinetics. *Chilean Journal of Agricultural Research*, 633-639.
- Crank, J. (1975). *The Mathematics of Diffusion*. Trowbridge: Oxford.

- Dávila Nava, J. R. (2004, Mayo 13). Estudio experimental del efecto de la porosidad de partículas sobre el proceso de secado en un lecho fluidizado a vacío empleando aire. Cholula, Puebla, México.
- Duffie, J., & Beckman, W. (1991). *Solar Engineering of Thermal Processes*. New York: John Wiley and Sons.
- Ekechucwu, O., & Norton, B. (1997). Experimental studies of integral-type natural-circulation solar-energy tropical crop dryers. *Pergamon*, 1483-1500.
- Ekechukwu, O., & Norton, B. (1999). Review of solar-energy drying systems II: an overview of solar drying technology. *Energy Conversion & Management*, 615-655.
- Fagunwa, A. O., Koya, O. A., & Faborode, M. O. (2009). Development of an Intermittent Solar Dryer for Cocoa Beans. *CIGR Ejournal*, 1-14.
- FAO. (2018, Julio 23). [www.fao.org](http://www.fao.org). Retrieved from [www.fao.org](http://www.fao.org): <http://www.fao.org/docrep/x5058s/x5058S02.htm>
- Fudholi, A., Sopian, K., Ruslan, M., Alghoul, M., & Sulaiman, M. (2010). Review of solar dryers for agricultural and marine products. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 1-30.
- Giner, S. A., & Mascheroni, R. H. (1996). Cross-flow Drying of Wheat. A Simulation Program with a Diffusion-Based Deep-Bed Model and a Kinetic Equation for Viability Loss Estimations. *Drying Technology*, 1625-1671.
- Hayakawa, K.-I., & Succar, J. (1982). Heat Transfer and Moisture Loss of Spherical Fresh Produce. *Journal of Food Science*, 597.
- Hii, C. L., Law, C. L., & Cloke, M. (2008). Modelling of thin layer drying kinetics of cocoa beans during artificial and natural drying. *Journal of Engineering Science and Technology*, 1-10.
- Hii, C. L., Law, C. L., & Cloke, M. (2009). Modeling using a new thin layer drying model and product quality of cocoa. *Journal of Food Engineering*, 191-198.
- Hii, C. L., Law, C. L., & Law, M. C. (2013). Simulation of heat and mass transfer of cocoa beans under stepwise drying conditions in a heat pump dryer. *Applied Thermal Engineering*, 264-271.

- Hii, C. L., Rahman, R. A., Jinap, S., & Man, Y. C. (2006). Quality of cocoa beans dried using a direct solar dryer at different loadings. *Journal of the science of Food and Agriculture*, 1237-1243.
- Janjai, S., Intawee, P., Kaewkiew, J., Sritus, C., & Khamvongsa, V. (2011). A large-scale solar greenhouse dryer using polycarbonate cover: Modeling and testing in a tropical environment of Lao People's Democratic Republic. *Renewable Energy*, 1053-1062.
- Janjai, S., Lamlert, N., Intawee, P., Mahayothee, B., Bala, B. K., Nagle, M., & Muller, J. (2009). Experimental and simulated performance of a PV-ventilated solar greenhouse dryer for drying of peeled longan and banana. *Solar Energy*, 1550-1565.
- Jaramillo, O. (2008, Mayo 3). Notas del Curso de Termodinámica para Ingeniería. Temixco, Morelos, México. Retrieved Agosto 23, 2017, from <http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/Termodinamica/Termo.pdf>
- Jiji, L. (2006). *Heat Convection*. New York, United States of America: Springer. Retrieved Agosto 19, 2017, from [http://kntu.ac.ir/dorsapax/userfiles/file/mechanical/ostadfile/dr\\_avami/9.pdf](http://kntu.ac.ir/dorsapax/userfiles/file/mechanical/ostadfile/dr_avami/9.pdf)
- Kays, W. M., & Crawford, M. E. (1980). *Convective heat and mass transfer*. New York: McGraw Hill.
- Koua, B. K., Ekon Koffi, P. M., & Gbaha, P. (2017). Evolution of shrinkage, real density, porosity, heat and mass transfer coefficients during indirect solar drying of cocoa bean. *Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences*, 1-11.
- Linehan, M., Paddack, K., & Mansour, M. (1993). *Secado Solar para la Vitamina A*. USAID.
- Listin Diario. (2008, Agosto 21). FEDA construye secadores cacao. Santo Domingo, Santo Domingo, República Dominicana.
- Mercado do cacau. (2013, Diciembre 17). Secador solar de cacau. Brasil.
- Minka, C. J. (1986). Potential improvements to traditional solar crop dryers in Cameroon: Research and development. In *Solar Drying in Africa: proceedings of a workshop held in Dakar, Senegal* (pp. 11-22).
- Mujumdar, A. (1995). *Handbook of Industrial Drying*. New York: Marcel Dekker, Inc.

- N´Jai, A. E. (1986). Outlook for solar drying fish in the Gambia. In *Solar Drying in Africa: proceedings of a workshop held in Dakar, Senegal* (pp. 34-46).
- National greenhouse Company. (2018, Agosto 13). *National greenhouse Company*. Retrieved from nationalgreenhouse.com: <https://nationalgreenhouse.com/pages/biotech>
- Naturalmente ciencias. (2018, Febrero 24). *naturalmenteciencias.wordpress.com*. Retrieved from naturalmenteciencias.wordpress.com: [naturalmenteciencias.wordpress.com/tag/longitud-de-onda/](https://naturalmenteciencias.wordpress.com/tag/longitud-de-onda/)
- Ndukwu, M. C. (2009). Effect of Drying Temperature and Drying Air Velocity on the Drying Rate and Drying Constant of Cocoa Bean. *CIGR Ejournal*, 1-7.
- Nhu Phuong, B. T. (2017 de Octubre de 31). *Nhu Phuong*. Obtenido de Nhu Phuong: <https://www.youtube.com/watch?v=O-O4UKBWbkA&t=2s>
- Nhu Phuong, B. T. (2018, Julio 25). *Inclusive Business Action Network*. Retrieved from [www.inclusivebusiness.net](http://www.inclusivebusiness.net): <https://www.inclusivebusiness.net/ib-voices/solar-dryer-dome-technology-solution-enhance-climate-change-resilience>
- Nwakuba, N. R., Ejesu, P. K., & Okafor, V. C. (2017). Mathematical model for predicting the drying rate of cocoa bean (*Theobroma cacao* L.) in a hot air dryer. *CIGR Journal*, 195-202.
- Odhiambo, O. (2015). Development of solar dryer for orange Flesh Sweet Potato drying. *Greenhouse Solar Dryers*, 3-5.
- Othieno, H. (1986). Circulation of air in natural-convection solar dryers. In *Solar Drying in Africa: proceedings of a workshop held in Dakar, Senegal* (pp. 47-59). Ottawa.
- Parra, P. (2017). Modelación de un proceso de secado de cacao utilizando una cámara rotatoria cilíndrica y flujo de aire caliente (Tesis doctoral en Ingeniería con Mención en Automatización, Control y Optimización de Procesos). Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería. Piura, Perú.
- Rathore, N. S., & Panwar, N. L. (2010). Design and development of energy efficient solar tunnel dryer for industrial drying. *Clean Techn Environ Policy*, 125-132.
- Ríos, M. (2018, Julio 19). Cacao peruano ¿Cuánto es el consumo per cápita? *Gestión*.

- Sandy, X., Reza, C., Espinoza, J. C., & Arellano, G. (2015). *Control de fermentado y evaluación de un prototipo de secador con ambiente controlado para cacao*. La Paz: Wildlife Conservation Society.
- Seveda, M. S. (2012). Design and Development of Walk-In Type Hemicylindrical Solar Tunnel Dryer for Industrial Use. *Renewable Energy*, 1-9.
- Tinoco, H. A., & Ospina, D. Y. (2010). Análisis del proceso de deshidratación de cacao para la disminución del tiempo de secado. *Revista Escuela de Ingeniería de Antioquia*, 53-63.
- Tiwari, G., Bhatia, P., Singh, A., & Sutar, R. (1994). Design Parameters of a Shallow Bed Solar Crop Dryer with Reflector. *Pergamon*, 535-542.
- Tsilingiris, P. T. (2007). Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 C. *Energy Conversion & Management*, 1098-1110.
- Universidad de Sevilla. (2012, Febrero 12). *laplace.us.es*. Retrieved from [laplace.us.es](http://laplace.us.es/wiki/index.php/Sistemas_terminodin%C3%A1micos_(GIE)): [http://laplace.us.es/wiki/index.php/Sistemas\\_terminodin%C3%A1micos\\_\(GIE\)](http://laplace.us.es/wiki/index.php/Sistemas_terminodin%C3%A1micos_(GIE))
- Vásquez, G. (2017). Modelación matemática, simulación, análisis paramétrico y financiero de una cámara de secado solar para cacao (Tesis de licenciatura en Ingeniería Mecánico-Eléctrica). Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería. Programa Académico de Ingeniería Mecánico-Eléctrica. Piura, Perú.
- Villamizar, F., & Hernandez, J. E. (1989). Determinación de parámetros y simulación matemática del proceso de secado de cacao (*Theobroma cacao*). *Ingeniería e investigación*, 6-12.
- Watmuff, J., Charters, W., & Proctor, D. (1977). Solar and Wind induced external coefficients for solar collectors. *Comptes Rendus de l'Académie des Sciences et des Lettres de Paris, Série II*, 56.



## Anexos





## Anexo A. Códigos

### Anexo A.1 Código 1

```

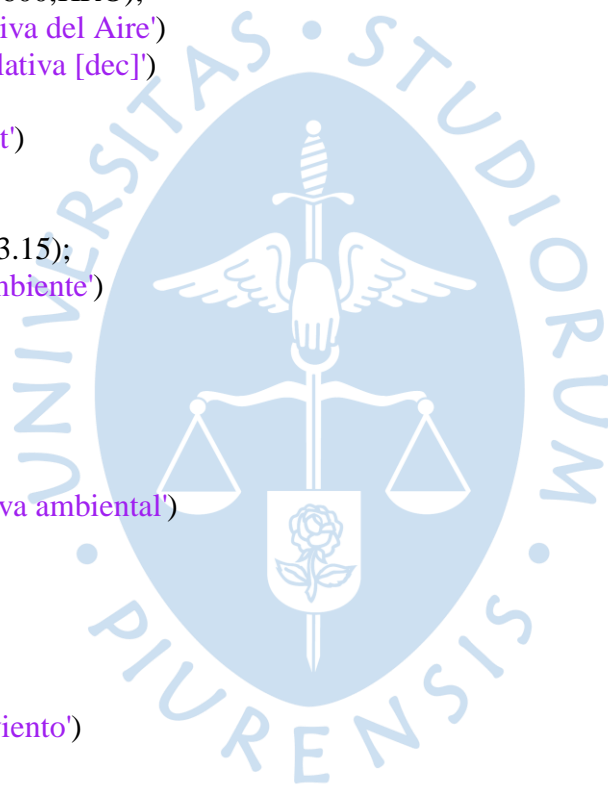
clc
clear all
close all
%Ingreso de parámetros ambientales a partir de archivo en excel.
It=xlsread('DATOS1.xlsx','ENERO','E3:E242');% [W/m^2]
Tam=xlsread('DATOS1.xlsx','ENERO','D3:D242')+273.15;% [K]
Vw=xlsread('DATOS1.xlsx','ENERO','F3:F242');% [m/s]
HRO=xlsread('DATOS1.xlsx','ENERO','G3:G242')/100;% [dec]
% Vector tiempo de muestreo de parámetros ambientales
T=xlsread('DATOS1.xlsx','ENERO','B3:B242');% [s]
hccam=2.8+(3*Vw);% [W/m^2*K]
Ts=0.0552*(Tam.^1.5);% [K]
% Vector con valores iniciales de las variables
IC=[Tam(1);Tam(1);Tam(1);Tam(1);0.013;1.22];
%Ingreso de los tiempos a evaluar en el programa
timerange=T;%segundos
%Uso de ODE45
[t,x]=ode45(@(t,x) LV(t,x,T,It,Tam,HRO,Vw,Ts,hccam),timerange,IC);
[f,c]=size(t);
% Cálculo de Humedad Relativa a partir de la humedad absoluta y la
% temperatura del aire
for Z=1:f
    Pws(Z)=0.61078*exp((17.2697*(x(Z,2)-273.15))/(x(Z,2)-35.85));
    Rhsx(Z)=(101.325*x(Z,5)/(Pws(Z)*(x(Z,5)+0.622)));
    Z=Z+1;
end
% Gráfica de variables
figure(5);
plot(t/3600,x(:,2)-273.15,T/3600,Tam-273.15);
title('Temperatura del Aire')
xlabel('Tiempo [h]')
ylabel('Ta [C]')
legend('Ta','Tam')
grid on
figure(6);
plot(t/3600,x(:,1)-273.15);
title('Temperatura de la Cubierta')
xlabel('Tiempo [h]')
ylabel('Tc [C]')
grid on
figure(7);
plot(t/3600,x(:,3)-273.15);
title('Temperatura del Producto')
xlabel('Tiempo [h]')
ylabel('Tp [C]')

```

```

grid on
figure(8);
plot(t/3600,x(:,4)-273.15);
title('Temperatura del Suelo')
xlabel('Tiempo [h]')
ylabel('Tf [C]')
grid on
figure(9);
plot(t/3600,x(:,6));
title('Humedad Base Seca')
xlabel('Tiempo [h]')
ylabel('Humedad db [dec]')
grid on
figure(11)
plot(t/3600,Rhsx,T/3600,HRO);
title('Humedad Relativa del Aire')
ylabel('Humedad Relativa [dec]')
xlabel('Tiempo [h]')
legend('HRin','HRout')
grid on
figure(1);
plot(T/3600,Tam-273.15);
title('Temperatura ambiente')
xlabel('Tiempo (h)')
ylabel('Tam (C)')
grid on
figure(2);
plot(T/3600,HRO);
title('Humedad relativa ambiental')
xlabel('Tiempo (h)')
ylabel('HR(dec)')
grid on
figure(3);
plot(T/3600,Vw);
title('Velocidad del viento')
xlabel('Tiempo (h)')
ylabel('Vw(m/s)')
grid on
figure(4);
plot(T/3600,It);
title('Irradiancia solar')
xlabel('Tiempo (h)')
ylabel('It(w/m^2)')
grid on
figure(10);
plot(t/3600,(x(:,5)));
title('Humedad absoluta')
xlabel('Tiempo')
ylabel('H')
grid on

```



## Anexo A.2 Código 2

```

function f=LV(t,x,T,It,Tam,HRO,Vw,Ts,hccam)
format long
%interpolación de parámetros ambientales
Ts2=spline(T,Ts,t);% [K]
hccam2=spline(T,hccam,t);% [W/m^2*K]
Tam2=spline(T,Tam,t);% [K]
It2=spline(T,It,t);% [W/m^2]
HRO2=spline(T,HRO,t);% [dec]
Vw2=spline(T,Vw,t);% [m/s]
%Definición de las variables.
Tc=x(1);% [K]
Ta=x(2);% [K]
Tp=x(3);% [K]
Tf=x(4);% [K]
H=x(5);% [dec]
M=x(6);% [dec]
%% Parámetros geométricos del secador
%Longitud del secador [m]
L=17;
%Diámetro del secador [m]
Ds=6;
%Área del cover [m^2]
Ac=pi*(Ds/2)*L+pi*(Ds/2)^2;
%Área del suelo del secador [m^2]
Af=L*Ds;
%Área que ocupa el producto en el secador [m^2]
Ap=L*(Ds-0.5);
%perímetro de la sección transversal del secador [m]
perimetro=Ds+((Ds/2)*pi);
%Área de la sección transversal del secador [m^2]
area=(Ds^2)*pi/8;
% Volumen dentro del secador [m^3]
V=area*L;
%% Parámetros de la cubierta
%Calor específico de la cubierta [J/Kg.K]
Cpc=1200;
%Conductividad térmica de la cubierta [W/m.K]
Kc=0.19;
%espesor de la cubierta [m]
deltac=4*10^-3;
%Densidad de la cubierta[Kg/m^3]
denc=930;
%Emisividad de la cubierta [dec]
emic=0.89;
%Transmitividad de la cubierta [dec]
tauc=0.79;
%absortividad de la cubierta [dec]

```

```

alfac=0.08;
%masa de la cubierta [kg]
mc=Ac*deltac*denc;
%% Parámetros del suelo del secador
%Calor específico del suelo del secador [J/Kg.K]
Cpf=750;
%Conductividad térmica del material del suelo [W/m.K]
Kf=1.28;
%espesor del concreto [m]
detaf=0.05;
%absortividad del suelo [dec]
alfaf=0.9;
%densidad del concreto [kg/m^3]
denf=1500;
%Temperatura del subsuelo [K]
Tinf=273.15+18.8;
%masa del suelo [kg]
mf=Af*detaf*denf;
%% Parámetros del grano de cacao
%Fracción de Radiación que cae sobre el producto [dec]
Fp=0.7;
%absortividad del producto [dec]
alfap=0.6;
%Emisividad del producto [dec]
emip=0.88;
%masa de producto a ser secado [kg]
mp0=1000;
%Humedad inicial en base seca [dec]
M0=1.22;
%Calor latente de vaporización de la humedad del producto [J/Kg]
Lp=2.257*10^6;
% Masa de agua inicial [kg]
magua0=(M0/(1+M0))*mp0;
%Masa de producto seco [Kg]
mp=mp0-magua0;
% Calor específico del producto [J/kg.K]
Cpp=2623.35*((M/M0)^0.33);
%% Propiedades del aire
%Masa molar de aire seco [kg/kmol]
Ma=28.9635;
%Masa molar de vapor de aire [kg/kmol]
Mv=18.02 ;
%Presión de la mezcla [kPa]
P0=101.293;
%Constante universal de los gases [J/mol.K]
R=8.31441;
%Presión de Saturación de vapor [kPa]
Psv=0.61078*exp((17.2697*(Ta-273.15))/(Ta-273.15+237.35));
%Humedad relativa del aire [dec]
RH=(P0*H/(Psv*(H+0.622)));

```

%Densidad del aire húmedo [kg/m<sup>3</sup>]

denas=((P0-RH\*Psv)/(R\*Ta))\*Ma %Densidad del aire seco

dena=(P0/(R\*Ta))\*Ma\*(1-(RH\*(1-(Mv/Ma))\*(Psv/P0)));

% Viscosidad cinemática del aire húmedo [Ns/m<sup>2</sup> x 10<sup>-6</sup>]

visdas=(-9.8601\*10<sup>-1</sup>)+(9.080125\*10<sup>-2</sup>\*Ta)+((-1.17635575\*10<sup>-4</sup>)\*(Ta<sup>2</sup>))+((1.2349703\*10<sup>-7</sup>)\*(Ta<sup>3</sup>))+((-5.7971299\*10<sup>-11</sup>)\*(Ta<sup>4</sup>));

visdv=(8.058131868\*10<sup>1</sup>)+(4.000549451\*10<sup>-1</sup>\*(Ta-273.15));

phivav=((2<sup>0.5</sup>)/4)\*((1+(Ma/Mv))<sup>-0.5</sup>)\*((1+(((visdas/visdv)<sup>0.5</sup>)\*((Mv/Ma)<sup>0.25</sup>)))<sup>2</sup>);

phivva=((2<sup>0.5</sup>)/4)\*((1+(Mv/Ma))<sup>-0.5</sup>)\*((1+(((visdv/visdas)<sup>0.5</sup>)\*((Ma/Mv)<sup>0.25</sup>)))<sup>2</sup>);

visdm=((visdas\*(1-(RH\*(Psv/P0))))/(1-

(RH\*(Psv/P0)))+(RH\*(Psv/P0)\*phivav)))+(visdv\*RH\*(Psv/P0))/((RH\*(Psv/P0))+((1-(RH\*(Psv/P0)))\*phivva)));

Visca=(visdm\*10<sup>-6</sup>)/dena; % [m<sup>2</sup>/s] Viscosidad cinemática de la mezcla

% Conductividad Térmica del aire húmedo [W/m.K]

kas=(-2.276501\*10<sup>-3</sup>)+(1.2598485\*10<sup>-4</sup>\*Ta)+((-1.4815235\*10<sup>-7</sup>)\*(Ta<sup>2</sup>))+((1.73550646\*10<sup>-10</sup>)\*(Ta<sup>3</sup>))+((-1.066657\*10<sup>-13</sup>)\*(Ta<sup>4</sup>))+((2.47663035\*10<sup>-17</sup>)\*(Ta<sup>5</sup>));

kv=(1.761758242\*10<sup>1</sup>)+(5.558941059\*10<sup>-2</sup>\*(Ta-273.15))+((1.663336663\*10<sup>-4</sup>)\*(Ta-273.15)<sup>2</sup>);

phikav=((2<sup>0.5</sup>)/4)\*((1+(Ma/Mv))<sup>-0.5</sup>)\*((1+(((kas/kv)<sup>0.5</sup>)\*((Mv/Ma)<sup>0.25</sup>)))<sup>2</sup>);

phikva=((2<sup>0.5</sup>)/4)\*((1+(Mv/Ma))<sup>-0.5</sup>)\*((1+(((kv/kas)<sup>0.5</sup>)\*((Ma/Mv)<sup>0.25</sup>)))<sup>2</sup>);

Ka=((kas\*(1-(RH\*(Psv/P0))))/(1-

(RH\*(Psv/P0)))+(RH\*(Psv/P0)\*phikav)))+(kv\*RH\*(Psv/P0))/((RH\*(Psv/P0))+((1-(RH\*(Psv/P0)))\*phikva))); % Conductividad Térmica de la mezcla

% Calor específico del aire húmedo [KJ/kg.k]

cpas=(0.103409\*10<sup>1</sup>)+((-0.284887\*10<sup>-3</sup>\*Ta)+((0.7816818\*10<sup>-6</sup>)\*(Ta<sup>2</sup>))+((-0.4970786\*10<sup>-9</sup>)\*(Ta<sup>3</sup>))+((0.1077024\*10<sup>-12</sup>)\*(Ta<sup>4</sup>));

cpv=(1.86910989)+((-2.578421578\*10<sup>-4</sup>\*(Ta-273.15))+((1.941058941\*10<sup>-5</sup>)\*(Ta-273.15)<sup>2</sup>);

Cpa=((cpas\*(1-(RH\*(Psv/P0)))\*Ma)+(cpv\*RH\*(Psv/P0)\*Mv))/((Ma\*(1-

(RH\*(Psv/P0)))+(Mv\*RH\*(Psv/P0))))\*1000; % [J/kg.K] Calor Específico de la Mezcla

% Calor específico del vapor [KJ/kg.k]

Cpv=cpv\*1000;

% masa del aire en la cámara de secado [kg]

ma=dena\*(V);

mas=ma/(1.0+H); % Masa de aire seco [kg]

% Velocidad del aire dentro del secador [m/s]

va=Vw2\*2;

%% Parámetros de flujo volumétrico de entrada y salida

% Velocidad del entrada del aire al secador [m/s]

vin=Vw2;

% Velocidad de salida del aire del secador [m/s]

vout=va;

% Área de entrada del aire al secador [m<sup>2</sup>]

Ain=5\*pi\*(0.2<sup>2</sup>);

% Área de salida del aire del secador [m<sup>2</sup>]

Aout=5\*pi\*(0.2<sup>2</sup>);

% Ain\*vin; % Flujo volumétrico de aire a la entrada (m<sup>3</sup>/s)

Vin=vin\*Ain;

% Aout\*vout; % Flujo volumétrico de aire a la salida [m<sup>3</sup>/s]

```

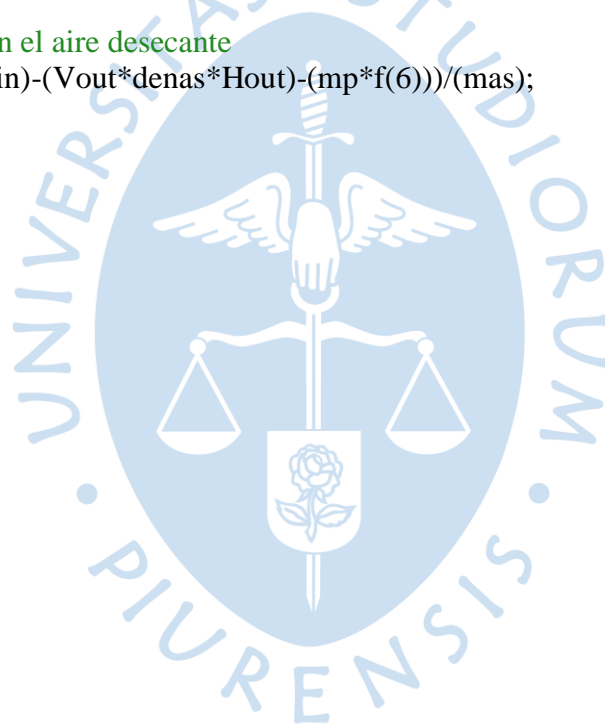
Vout=vout*Aout;
%% Ecuaciones hidráulicas
%Diámetro hidráulico [m]
Dh=(4*area)/perimetro;
%Número de Reynolds
Re=(Dh*va)/Visca;
%Número de Nusselt
Nu=0.0158*(Re^0.8);
%Coeficiente total de pérdida de calor de la cubierta al ambiente exterior [W/m^2.K]
Uc=Kc/deltac;
%Coeficiente de transferencia de calor por conducción entre el suelo y el subsuelo
[W/m^2.K]
hdfg=Kf/deltaf;
%Coeficiente de transferencia por convección [W/m^2.K]
hc=(Nu*Ka)/Dh;
% Constante de Stephan Boltzmann [W/m^2.K^4]
sigma=5.67*10^-8;
%Presión de vapor saturado a la entrada [kPa]
Pwsin=0.61078*exp((17.2697*(Tam2-273.15))/(Tam2-35.8));
%Presión de Vapor a la entrada [kPa]
Pvin=HRO2*Pwsin;
%Humedad absoluta a la entrada [dec]
Hin=abs(0.622*Pvin/(P0-Pvin));
%% Expresiones de Humedad
%Humedad de Equilibrio [dec]
Me=(0.01087324+(0.23758842*RH)-
(0.63848052*RH*RH)+(0.56197989*RH*RH*RH))*exp((0.02965424-
(0.33506858*RH)+(0.95779665*RH*RH)-
(1.27182954*RH*RH*RH)+(0.573953345*RH*RH*RH*RH))*(Ta-273.15-57.2912401));
%Diámetro del producto [m]
Dp=0.0169*((1-(0.276*(M0-M)))^(1/3));
%Área específica del producto [m^2/m^3]
aca=7/Dp;
%Difusividad Efectiva [m^2/s]
Deff=(8.43*10^-4)*exp(-44920/(8.314472*Tp));
%Exponente de ecuación de humedad [1/s]
k=((pi^2)/9)*(aca^2)*(Deff);
%Temperatura a la entrada del secador [K]
Tin=Tam2;
%Temperatura a la salida del secador [K]
Tout=Ta;
%Humedad absoluta a la salida del secador [dec]
Hout=H;
%Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre el producto y la cubierta
[W/m^2.K]
hrpc=emip*sigma*((Tp^2)+(Tc^2))*(Tp+Tc);
%Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre el cielo y la cubierta [W/m^2.K]
hracs=emic*sigma*((Tc^2)+(Ts2^2))*(Tc+Ts2);
%Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre el producto y el suelo
[W/m^2.K]

```

```

hrpf=emip*sigma*((Tp^2)+(Tf^2))*(Tp+Tf);
%% Ecuaciones principales del modelo matemático
%Balance de masa en el producto
f(6)=-k*(M-Me);
%Balance de energía en la cubierta transparente
f(1)=((Ac*hc*(Ta-Tc))+(Ac*hrsc*(Ts2-Tc))+(Ac*hc*cam2*(Tam2-Tc))+(Ap*hrpc*(Tp-
Tc))+(Ac*alfac*It2))/(mc*Cpc);
%Balance de energía en el aire desecante
f(2)=((Ap*hc*(Tp-Ta))+(Af*hc*(Tf-Ta))+(Ac*hc*(Tc-Ta))-(mp*Cpv*(Tp-
Ta)*f(6))+(dena*Vout*Cpa*Tout)-(dena*Vin*Cpa*Tin)+(Uc*Ac*(Tam2-Ta))+(((1-
Fp)*(1-alfaf))+((1-alfap)*Fp))*It2*Ac*tauc))/(ma*Cpa);
%Balance de energía en el producto
f(3)=((Ap*hc*(Ta-Tp))+(Ap*hrpf*(Tf-Tp))+(Ap*hrpc*(Tc-Tp))+(mp*(Lp+(Cpv*(Ta-
Tp)))*f(6))+(Fp*alfap*It2*Ac*tauc))/(mp*Cpp);
%Balance de energía en el suelo del secador
f(4)=(((1-Fp)*alfaf*It2*Ac*tauc)+(Af*hc*(Ta-Tf))+(Ap*hrpf*(Tp-Tf))+(Af*hdg*(Tinf-
Tf)))/(mf*Cpf);
%Balance de masa en el aire desecante
f(5)=((Vin*denas*Hin)-(Vout*denas*Hout)-(mp*f(6)))/(mas);
f=f(:);
end

```



## Anexo B. Tablas de parámetros ambientales

### Anexo B.1 Temperatura ambiental

Temperatura ambiental													
Hora	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr	Hora	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr
0:00	19.1	21.1	23.6	24.6	24.2	22.9	12:00	25.9	27.7	29.8	30.5	30.7	29.3
0:30	18.9	20.9	23.4	24.4	24.1	22.7	12:30	26.7	28.4	30.4	31.2	31.4	30
1:00	18.8	20.7	23.2	24.2	23.9	22.5	13:00	27.3	29.1	31	31.7	31.9	30.6
1:30	18.6	20.6	23	24	23.7	22.3	13:30	28	29.7	31.5	32.2	32.4	31.1
2:00	18.5	20.5	22.9	23.8	23.6	22.2	14:00	28.5	30.1	31.8	32.5	32.7	31.5
2:30	18.4	20.3	22.7	23.7	23.4	22.1	14:30	28.8	30.4	32	32.8	33	31.8
3:00	18.3	20.2	22.6	23.5	23.3	21.9	15:00	28.7	30.4	32	32.8	33.1	31.9
3:30	18.3	20.1	22.5	23.4	23.1	21.8	15:30	28.3	30.1	31.7	32.6	32.8	31.7
4:00	18.2	20	22.3	23.3	23	21.7	16:00	27.6	29.6	31.3	32.3	32.4	31.4
4:30	18.2	20	22.2	23.2	22.8	21.6	16:30	26.8	28.9	30.7	31.7	31.8	30.8
5:00	18.1	19.9	22.2	23.1	22.7	21.5	17:00	26	28.1	30	31	31	30
5:30	18.1	19.8	22.1	23	22.6	21.3	17:30	24.9	27.1	29.2	30.2	30.1	29
6:00	18	19.7	22	22.9	22.5	21.2	18:00	23.8	26.2	28.4	29.3	29.2	28
6:30	18.1	19.7	21.9	22.8	22.4	21.1	18:30	22.9	25.2	27.6	28.4	28.3	27
7:00	18.4	20	22	22.8	22.5	21.2	19:00	22.1	24.4	26.9	27.7	27.5	26.2
7:30	18.8	20.4	22.4	23.1	22.9	21.6	19:30	21.5	23.7	26.3	27.1	26.9	25.6
8:00	19.3	20.9	22.9	23.6	23.6	22.2	20:00	21	23.2	25.8	26.6	26.4	25
8:30	20	21.6	23.6	24.3	24.4	23	20:30	20.5	22.7	25.3	26.2	26	24.5
9:00	20.7	22.4	24.3	25	25.3	23.8	21:00	20.2	22.4	24.9	25.8	25.6	24.1
9:30	21.5	23.3	25.2	26	26.3	24.7	21:30	19.9	22.1	24.7	25.5	25.3	23.8
10:00	22.4	24.2	26.2	27	27.2	25.7	22:00	19.7	21.9	24.4	25.3	25	23.6
10:30	23.3	25.1	27.1	28	28.2	26.7	22:30	19.5	21.7	24.2	25.1	24.8	23.4
11:00	24.2	26	28.1	28.9	29.1	27.6	23:00	19.4	21.5	24	24.9	24.6	23.2
11:30	25	26.8	28.9	29.7	29.9	28.5	23:30	19.2	21.3	23.8	24.8	24.4	23

## Anexo B.2 Radiación solar

Irradiancia													
Hora	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr	Hora	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr
0:00	0	0	0	0	0	0	12:00	864	833	831	845	894	889
0:30	0	0	0	0	0	0	12:30	896	853	845	861	916	902
1:00	0	0	0	0	0	0	13:00	890	854	848	853	884	913
1:30	0	0	0	0	0	0	13:30	867	837	801	834	864	883
2:00	0	0	0	0	0	0	14:00	826	788	741	789	832	849
2:30	0	0	0	0	0	0	14:30	768	728	647	722	752	785
3:00	0	0	0	0	0	0	15:00	682	645	546	635	675	696
3:30	0	0	0	0	0	0	15:30	585	562	485	535	580	592
4:00	0	0	0	0	0	0	16:00	478	484	397	456	483	494
4:30	0	0	0	0	0	0	16:30	372	388	333	365	385	385
5:00	0	0	0	0	0	0	17:00	265	279	257	282	286	279
5:30	0	0	0	0	0	0	17:30	164	178	171	191	183	171
6:00	0.1	0	0	0	0	0	18:00	67.4	89.8	101	112	97.4	78.6
6:30	16.3	8.7	1.4	0	0.1	0.8	18:30	9.3	23.1	37.4	44	31.5	13.8
7:00	60.9	50.3	27	18.6	22.1	29.2	19:00	0	0.5	3	4.8	1.2	0
7:30	124	117	82.6	71.9	86	95.3	19:30	0	0	0	0	0	0
8:00	202	196	161	153	175	182	20:00	0	0	0	0	0	0
8:30	305	298	245	251	283	292	20:30	0	0	0	0	0	0
9:00	409	397	340	352	397	398	21:00	0	0	0	0	0	0
9:30	520	494	449	464	517	509	21:30	0	0	0	0	0	0
10:00	625	598	555	570	625	604	22:00	0	0	0	0	0	0
10:30	706	678	644	667	720	711	22:30	0	0	0	0	0	0
11:00	785	733	731	746	801	791	23:00	0	0	0	0	0	0
11:30	832	804	782	812	851	848	23:30	0	0	0	0	0	0

**Anexo B.3 Velocidad del viento**

Velocidad del viento													
Hora	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr	Hora	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr
0:00	0.4	0.4	0.5	0.4	0.3	0.4	12:00	0.8	0.7	0.6	0.5	0.5	0.6
0:30	0.4	0.4	0.4	0.4	0.2	0.3	12:30	0.9	0.8	0.6	0.5	0.5	0.6
1:00	0.3	0.3	0.3	0.3	0.2	0.2	13:00	1	0.8	0.7	0.5	0.6	0.7
1:30	0.3	0.2	0.3	0.3	0.2	0.2	13:30	1.1	0.9	0.7	0.6	0.7	0.8
2:00	0.2	0.2	0.2	0.2	0.1	0.2	14:00	1.2	1	0.8	0.6	0.7	0.8
2:30	0.2	0.2	0.2	0.2	0.1	0.2	14:30	1.3	1.1	0.8	0.7	0.8	0.9
3:00	0.2	0.2	0.1	0.2	0.2	0.2	15:00	1.3	1.2	0.9	0.7	0.9	1
3:30	0.2	0.2	0.1	0.2	0.1	0.2	15:30	1.4	1.2	1	0.8	0.9	1.1
4:00	0.2	0.1	0.1	0.2	0.1	0.2	16:00	1.4	1.3	1	0.9	1	1.1
4:30	0.2	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2	16:30	1.4	1.4	1.1	0.9	1	1.2
5:00	0.2	0.1	0.1	0.2	0.1	0.2	17:00	1.5	1.4	1.1	1	1	1.3
5:30	0.3	0.1	0.1	0.2	0.1	0.2	17:30	1.5	1.5	1.1	0.9	1	1.3
6:00	0.3	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2	18:00	1.5	1.4	1.1	0.9	0.9	1.3
6:30	0.3	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2	18:30	1.5	1.5	1.1	0.9	0.9	1.3
7:00	0.3	0.2	0.1	0.2	0.1	0.2	19:00	1.5	1.5	1.1	0.8	0.8	1.3
7:30	0.5	0.3	0.2	0.2	0.1	0.3	19:30	1.6	1.5	1.2	0.8	0.8	1.3
8:00	0.6	0.4	0.3	0.3	0.2	0.3	20:00	1.6	1.5	1.3	0.8	0.9	1.3
8:30	0.6	0.5	0.3	0.3	0.3	0.4	20:30	1.5	1.5	1.3	0.9	0.9	1.2
9:00	0.7	0.6	0.4	0.4	0.3	0.5	21:00	1.3	1.3	1.2	0.8	0.9	1.1
9:30	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.5	21:30	1.1	1.1	1.1	0.8	0.8	1
10:00	0.6	0.6	0.5	0.4	0.3	0.5	22:00	0.9	0.9	1	0.7	0.7	0.8
10:30	0.6	0.6	0.5	0.4	0.3	0.5	22:30	0.8	0.8	0.8	0.6	0.6	0.7
11:00	0.7	0.6	0.5	0.4	0.4	0.5	23:00	0.7	0.7	0.7	0.5	0.5	0.6
11:30	0.7	0.7	0.5	0.4	0.4	0.6	23:30	0.5	0.5	0.6	0.4	0.4	0.5

**Anexo B.4 Humedad relativa**

Humedad relativa													
Hora	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr	Hora	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr
0:00	80.2	77.2	72.7	74.4	74.6	75.4	12:00	59.8	56.6	53.4	53.9	53.6	57.1
0:30	80.9	78	73.5	75.1	75.1	76.2	12:30	57.6	54.6	51.6	52	51.7	55.2
1:00	81.3	78.7	74.2	76	76.1	76.9	13:00	55.7	52.7	50.1	50.3	50.4	53.4
1:30	81.8	79.3	75	77	76.8	77.6	13:30	53.7	51	48.8	49	48.9	52.2
2:00	82.3	79.9	75.8	77.8	77.7	78.3	14:00	52.2	49.6	47.9	47.9	47.9	51
2:30	82.7	80.5	76.5	78.6	78.4	78.9	14:30	51	48.6	47.3	47.1	47.1	50
3:00	83	80.9	77.1	79.2	79.1	79.5	15:00	51	48.6	47.3	47	46.8	49.7
3:30	83.2	81.3	77.8	79.9	79.8	80.1	15:30	51.9	49.2	48.1	47.7	47.4	49.9
4:00	83.5	81.7	78.3	80.6	80.6	80.5	16:00	53.2	50.1	49.1	48.6	48.3	50.5
4:30	83.7	82	78.8	81.1	81.3	81	16:30	55.1	51.6	50.6	49.9	49.6	51.8
5:00	83.8	82.3	79.2	81.7	81.9	81.5	17:00	57.2	53.6	52.1	51.5	51.3	53.5
5:30	84	82.7	79.7	82.3	82.5	82.1	17:30	60	55.9	53.9	53.7	53.2	55.9
6:00	84.3	82.9	80.2	82.8	82.9	82.6	18:00	63.2	58.7	55.9	55.7	55.8	58.5
6:30	84.4	83.3	80.7	83.3	83.3	83	18:30	66.2	61.4	58.3	58.3	58.4	61.4
7:00	84	83	80.9	83.7	83.6	83.2	19:00	68.7	64.2	60.3	60.8	61.1	64
7:30	82.9	81.8	79.8	83	82.5	82.1	19:30	71	66.6	62.3	63.1	63.2	66.2
8:00	81	79.9	77.9	81.1	80.1	80.1	20:00	72.9	68.8	64.2	65.2	65.4	68.4
8:30	78.7	77.5	75.3	78.5	77	77.4	20:30	74.5	70.7	66.2	67.2	67.3	70.1
9:00	76.2	74.5	72.2	75.3	73.5	74.6	21:00	75.8	72.1	67.7	69	68.9	71.4
9:30	73.4	71.4	68.8	71.5	69.6	71.3	21:30	76.8	73.2	68.7	70.4	70.1	72.2
10:00	70.5	68	65.3	67.1	65.9	68.1	22:00	77.5	74.1	69.4	71.5	71.2	72.9
10:30	67.6	64.9	61.8	63.1	62.4	64.8	22:30	78.3	74.9	70.2	72.2	72	73.7
11:00	64.7	61.9	58.3	59.5	59	61.8	23:00	79.1	75.7	71	72.8	72.9	74.2
11:30	62.3	59.2	55.8	56.5	56.2	59.3	23:30	79.7	76.4	71.8	73.6	73.7	74.7

Anexo C. Vistas del secador

