



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DESARROLLO DE UN SISTEMA DE SECADO DE
CACAO DE AROMA, UTILIZANDO COMBUSTIBLE
CONVENCIONAL Y ENERGÍA RENOVABLE”**

LÓPEZ CHICA JAIME ALFREDO

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2015

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2012-11-29

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

LÓPEZ CHICA JAIME ALFREDO

Titulada:

**“DESARROLLO DE UN SISTEMA DE SECADO DE CACAO DE AROMA,
UTILIZANDO COMBUSTIBLE CONVENCIONAL Y ENERGÍA RENOVABLE”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Jorge E. Lema M.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Edwin Á. Jácome D.
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: LÓPEZ CHICA JAIME ALFREDO

TÍTULO DE LA TESIS: “DESARROLLO DE UN SISTEMA DE SECADO DE CACAO DE AROMA, UTILIZANDO COMBUSTIBLE CONVENCIONAL Y ENERGÍA RENOVABLE”

Fecha de Examinación: 2015-04-17

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

| COMITÉ DE EXAMINACIÓN | APRUEBA | NO APRUEBA | FIRMA |
|---|----------------|-------------------|--------------|
| Ing. Marco H. Santillán G. PRESIDENTE TRIB. DEFENSA | | | |
| Ing. Jorge E. Lema M. DIRECTOR DE TESIS | | | |
| Ing. Edwin Á. Jácome D. ASESOR | | | |

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Marco H. Santillán G.
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presento, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad del autor. El patrimonio intelectual e industrial le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

López Chica Jaime Alfredo

DEDICATORIA

A mi padre por haberme guiado a lo largo de mi carrera dándome fuerzas para continuar. A mi madre le dedico con mucho cariño y amor todo mi esfuerzo fruto del trabajo realizado para el desarrollo de esta tesis, quien a lo largo de mi vida ha velado por mi educación y bienestar siendo mi apoyo en todo momento, sin dudar ni un solo instante de mi capacidad. Es gracias a ella quien soy ahora.

López Chica Jaime Alfredo

AGRADECIMIENTO

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica por brindarme la oportunidad de obtener una profesión y ser una persona útil para la sociedad.

Agradezco a mi madre por haberme dado la oportunidad de tener una excelente educación durante el transcurso de mi vida. A mis hermanos por ser parte importante de ella, Patricia por ser un ejemplo de desarrollo profesional a seguir, Adrian por ser mi apoyo y fortaleza, Jorge quien con su sabiduría y paciencia ha estado siempre en los malos y buenos momentos, a mi esposa Diana que con su amor y convicción contagiosa es parte fundamental de todos mis éxitos.

Al Ing. Ángel Jácome y al Ing. Jorge Lema quienes con su experiencia, conocimiento, motivación y paciencia he culminado mis estudios con éxito.

López Chica Jaime Alfredo

CONTENIDO

Pág.

| | | |
|-----------|--|----|
| 1. | INTRODUCCIÓN | |
| 1.1 | Antecedentes | 1 |
| 1.2 | Justificación | 2 |
| 1.3 | Objetivos | 2 |
| 1.3.1 | Objetivo general.. .. | 2 |
| 1.3.2 | Objetivos específicos..... | 2 |
| 2. | MARCO TEÓRICO | |
| 2.1 | Marco conceptual | 3 |
| 2.2 | Marco teórico..... | 4 |
| 2.2.1 | Condiciones climatológicas del cantón Ventanas | 4 |
| 2.2.2 | Cacao de aroma | 5 |
| 2.2.3 | Condiciones climatológicas para la obtención del cacao | 6 |
| 2.2.4 | Principios técnicos de secado..... | 6 |
| 2.2.5 | Extracción de la humedad en el cacao | 7 |
| 2.2.6 | Fases en el proceso de secado | 8 |
| 2.2.7 | Ciclo de secado de cacao de aroma..... | 9 |
| 2.2.8 | Panel solar de aire..... | 12 |
| 2.2.9 | Balace de energía en el colector solar. | 15 |
| 2.2.10 | Sistema de control..... | 20 |
| 2.2.11 | Procesamiento de la información..... | 23 |
| 3. | DISEÑO DEL SECADOR DE CACAO DE AROMA | |
| 3.1 | Definición del problema | 25 |
| 3.2 | Determinación de los parámetros del diseño | 25 |
| 3.2.1 | Capacidad de secado..... | 25 |
| 3.2.2 | Parámetros térmicos..... | 25 |
| 3.3 | Análisis del volumen de cacao para el secador | 26 |
| 3.4 | Diseño térmico..... | 27 |
| 3.4.1 | Flujo de aire requerido..... | 27 |
| 3.4.2 | Acondicionamiento de aire | 29 |
| 3.4.3 | Proceso de secado..... | 30 |
| 3.4.4 | Balace de energías en el secador..... | 34 |
| 3.4.5 | Tiempo de secado | 38 |
| 3.4.6 | Diseño del sistema de paneles solares..... | 38 |
| 3.5.1 | Cantidad de energía solar disponible..... | 38 |
| 3.5.2 | Cantidad de calor disponible en el panel solar..... | 43 |
| 3.6 | <i>Diseño y selección del quemador.</i> | 46 |
| 3.6.1 | Selección del combustible | 46 |
| 3.6.2 | Análisis del combustible..... | 47 |
| 3.6.3 | Costo del combustible | 50 |
| 3.6.4 | Selección de quemador | 51 |
| 3.6.5 | Selección de ventilador..... | 52 |
| 3.7 | Diseño mecánico del secador de cacao..... | 53 |
| 3.7.1 | Dimensiones del secador. | 55 |
| 3.7.2 | Cálculo de los esfuerzos en las paredes del cilindro..... | 58 |
| 3.7.3 | Diseño de los baffles. | 60 |
| 3.7.4 | Diseño de la junta empernada | 62 |

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 3.7.5 | Prueba de resistencia del cilindro | 67 |
| 3.7.6 | Selección de elementos..... | 68 |
| 4. | DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL EN EL SECADOR DE CACAO | |
| 4.1 | <i>Selección de elementos de control</i> | 77 |
| 4.1.1 | Sensor de Temperatura..... | 77 |
| 4.1.2 | Sensor de Humedad..... | 79 |
| 4.1.3 | Variador de frecuencia..... | 80 |
| 4.1.4 | PLC | 81 |
| 4.1.5 | Diagrama del circuito de control | 82 |
| 4.1.6 | Diagrama del circuito de potencia..... | 83 |
| 4.1.7 | Programación del PLC..... | 83 |
| 5. | ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA VIABILIDAD DEL PROYECTO | |
| 5.1 | Introducción..... | 84 |
| 5.2 | Costos directos..... | 84 |
| 5.3 | Costos indirectos | 86 |
| 5.4 | Costo total de fabricación | 87 |
| 5.5 | Cálculo del VAN y TIR..... | 87 |
| 6. | CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | 89 |
| 6.1 | Conclusiones..... | 89 |
| 6.2 | Recomendaciones..... | 90 |

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

| | Pág. |
|----|---|
| 1 | Capacidad de agua 7 |
| 2 | Propiedades del aire al inicio del proceso de calentamiento.....29 |
| 3 | Propiedades del aire al final del proceso de calentamiento29 |
| 4 | Propiedades del aire al final del proceso de secado31 |
| 5 | Propiedades del aire resultante de la mezcla33 |
| 6 | Número máximo teórico de horas de sol39 |
| 7 | Radiación solar extraterrestre.....41 |
| 8 | Radiación solar calculada en el cantón Ventanas.....42 |
| 9 | Dimensiones del colector solar43 |
| 10 | Porcentajes de combustión y quemado de varios combustibles46 |
| 11 | Componentes, poder calorífico y eficiencia de la combustión47 |
| 12 | Composición química del GLP47 |
| 13 | Modelos de quemadores51 |
| 14 | Iteraciones para diseño de pernos.....65 |
| 15 | Dimensiones de la cámara de secado65 |
| 16 | Propiedades de sensores resistivos78 |
| 17 | Valores de resistencia para el sensor Pt 100.....78 |
| 18 | Características del sensor Pt -100.....79 |
| 19 | Costo de la estructura del secador de cacao84 |
| 20 | Costo de la estructura de manejadora de aire84 |
| 21 | Costos del sistema de ventilación.....84 |
| 22 | Costo del sistema de control85 |
| 23 | Costo del sistema de paneles solares85 |
| 24 | Costo sistema de transmisión.....85 |
| 25 | Total de costos de materiales86 |
| 26 | Costos por transporte86 |
| 27 | Costos por mano de obra86 |
| 28 | Costos directos.....86 |
| 29 | Costos indirectos87 |
| 30 | Costo Total de fabricación87 |

LISTA DE FIGURAS

| | Pág. |
|----|---|
| 1 | Secado del cacao al sol..... 1 |
| 2 | Mapa cantón Ventanas..... 5 |
| 3 | Tipos de cacao 5 |
| 4 | Humedad relativa Vs tiempo..... 8 |
| 5 | Esquema psicrométrico del ciclo de secado 9 |
| 6 | Elementos de un panel solar12 |
| 7 | Colector solar13 |
| 8 | Balance de energía en el calentador solar.....14 |
| 9 | Circuito térmico de un colector solar plano16 |
| 10 | Topología de un sistema de control digital.....20 |
| 11 | Diagrama de bloques con las acciones proporcional, integral y derivativa.....21 |
| 12 | Control de temperatura en modo ON-OFF23 |
| 13 | Proceso de calentamiento29 |
| 14 | Diagrama del proceso de secado33 |
| 15 | Latitud del cantón Ventanas40 |
| 16 | Características del ventilador53 |
| 17 | Alternativas de secadores54 |
| 18 | Diseño del secador.....55 |
| 19 | Diagrama de fuerza cortante56 |
| 20 | Área del sector circular57 |
| 21 | Dimensiones de baffle60 |
| 22 | Distribución de los baffles en el cilindro60 |
| 23 | Diagrama de fuerza cortante en los baffles60 |
| 24 | Juntas soldadas de los baffles.....61 |
| 25 | Carga distribuida con apoyos66 |
| 26 | Diagrama cortante en el cilindro67 |
| 27 | Sección transversal cilindro67 |
| 28 | Inercia en un segmento circular.....69 |
| 29 | Momento de carga en el cilindro debido al producto.....71 |
| 30 | Diseño del sistema a controlar76 |
| 31 | Diagrama proceso de secado.....77 |
| 32 | Sensor de temperatura Pt 100.....78 |
| 33 | Sensor de humedad80 |
| 34 | Variador de frecuencia de 3Hp81 |
| 35 | PLC 224XP82 |
| 36 | Módulo de expansión PLC 224XP82 |
| 37 | Diagrama del circuito de control82 |
| 38 | Diagrama de circuito de potencia83 |
| 39 | Programación del PLC.83 |

SIMBOLOGÍA

| | | |
|--------------------------------|---|--|
| H | Altura del colector solar | M |
| A | Área | m ² |
| A _{CS} | Área del colector solar | m ² |
| A _{TC} | Área transversal de cilindro | m ² |
| C _c | Calor de combustión | kcal |
| Q | Calor | W |
| c _p _{agua} | Calor específico del agua | kJ/kg.K |
| dU/dt | Calor por calentamiento del colector | W |
| C _p | Capacidad calórica del aire | J/kg.K |
| h _{fo} | Coefficiente convectivo entre la placa de absorción y el ambiente | W/m ² .K |
| U _L | Coefficiente total de transferencia de calor | W/m ² .K |
| U _{fo} | Conductancia en la parte inferior del panel | W/m ² .K |
| k _a | Conductividad térmica del aislante | W/m.K |
| Σ | Constante de Estefan – Boltzman | W/m ² .K ⁴ |
| P | Densidad promedio del cacao | kg/m ³ |
| Φ ₁ | Diámetro interior del cilindro | m |
| η _c | Eficiencia del calentador | |
| ε _{c2} | Emitancia de la cubierta interior | |
| ε _p | Emitancia de la placa de absorción | |
| l' | Espesor del aislante por los lados del colector solar | m |
| Tα | Factor de corrección | |
| ṁ | Flujo de aire | kg/s |
| V | Flujo de aire requerido | m ³ /s |
| ω ₁ | Humedad específica a la entrada del túnel de secado | kg H ₂ O/kg aire seco |
| ω ₂ | Humedad específica a la salida del secador | kg agua/ kg aire seco |
| L | Longitud transversal de la placa de absorción | M |
| m | Masa | Kg |
| q _i | Pérdida de calor a través de los lados del colector | W |
| P | Perímetro del colector solar | m |
| x ₁ | Porcentaje de humedad en el cacao | |
| ε | Porosidad | |
| h _t A _e | Radiación solar que incide sobre el colector | W |
| Q _{aire} | Rapidez de transferencia de calor | k.W |
| R ₁ | Resistencia Térmica conductiva | m ² .K/W |

| | | |
|--------------------|---|--------------|
| T | Temperatura | K |
| Δm | Variación de masa en el sistema | Kg |
| V | Velocidad del aire en el cilindro de secado | m/s |
| V_{cacao} | Volumen de los granos de cacao | m^3 |

LISTA DE ABREVIACIONES

| | |
|------|--|
| ART | Normas para Compañías Aseguradoras |
| ANSI | American National Standar Institute |
| ASME | Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos |
| AWS | American Welding Society |

LISTA DE ANEXOS

- A** Propiedades termicas del aire para el procesos de secado
- B** Carta psicrométrica del aire
- C** Catálogo quemador
- D** Catálogo del ventilador
- E** Catálogo sensor de temperatura PT-100
- F** Catálogo sensor de humedad
- G** Catálogo variador de frecuencia
- H** Catálogo PLC s7-200

RESUMEN

En la presente investigación se desarrolló un sistema de secado de cacao de aroma, utilizando combustible convencional y energía renovable, orientado al análisis técnico y económico para una futura implementación.

Se empezó por determinar las temperaturas óptimas para el secado de cacao de aroma, en el cantón Ventanas, Provincia de los Ríos, para mediante un proceso controlado generar un producto de calidad que cumpla con requerimientos técnicos específicos, como es el control de su temperatura máxima de secado y así minimizar el uso de energía convencional con la utilización de la energía solar cuando esta esté presente, reduciendo los costos directos del secado y con el correcto control de la temperatura agregar un valor extra al producto.

La investigación realizada, da como resultado el diseño de un secador rotativo el cual utiliza un quemador de GLP Modelo A55, capacidad 50 000 kcal/h, y cuatro paneles solares que precalientan al aire antes de ingresar al quemador, con esto se redujo el consumo de combustible en un 11% produciendo un ahorro en el proceso de secado, el sistema de control es relativamente sencillo y económico donde se controlan las temperaturas del aire disponible y la temperatura del mismo antes de ingresar al secador.

El tiempo de secado es de aproximadamente 6,69 horas, los materiales usados para la construcción del mismo se encuentran disponibles en el mercado.

Se realizó un análisis económico con una relación costo-beneficio a una tasa de interés del 9%, igual a 2,86; garantizando que el beneficio es mayor que el costo y se determinó como un proyecto económicamente viable con un tiempo estimado de recuperación de la inversión de cuatro años.

Se recomienda actualizar los datos empleados en el análisis económico ya que son precios referenciales, los cuales con el paso del tiempo sufrirán inevitables modificaciones, por lo que se deberá actualizar el análisis previa construcción.

ABSTRACT

This research develops an aroma cocoa drying system, using conventional fuel and renewable energy, geared to technical and economic analysis for a future implementation.

It began by determining the optimal temperature for drying cocoa aroma, in Ventanas canton Los Ríos province, for using a control build a quality product that meets specific technical requirements, as a the control of the maximum temperature process drying and minimize the use of conventional energy with the use of solar energy when it is present, reducing the direct costs of drying and proper temperature control add extra value to the product.

The research results in the design of a rotary dryer which uses LPG burner model A55, 50 000 kcal/h capacity and for solar panels to preheat the air before it enters the burner, with this fuel consumption is reduced producing a 11% savings in the drying process, the control system is relatively simple and inexpensive where air temperatures available and its temperature before entering the dryer are controlled.

The drying time is approximately 6.69 hours, the materials used for its construction are commercially available.

An economic analysis with a cost-benefit ratio with an interest rate of 9%, equal to 2,86; guarantee that the benefits outweigh the cost and determined as an economically viable project with an estimated payback period of four years.

It recommends to update the data used in the economic analysis because they are reference prices, which with the passage of time will suffer inevitable changes, so it must update of analysis before construction.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

La producción de cacao en el país presenta un incremento anual de 10%, en el último año se registró un incremento de 165 mil toneladas a 185 mil superando el promedio.

En la actualidad se estima que en Ecuador existen 415 mil hectáreas de cacao sembrado a nivel nacional, y gracias a las condiciones climáticas tiene aproximadamente el 70% de la producción mundial de cacao fino de aroma.

Al cierre del 2011 el sector cacaotero vendió al exterior alrededor de 400 millones de USD. En Ecuador, el producto tradicional no petrolero más importante y el tercero en las exportaciones, es el cacao.

En nuestro país el secado más utilizado es el natural o de “tendal” que consiste en aprovechar directamente la radiación solar para secar el grano.

Figura 1. Secado del cacao al sol



Fuente: (Porras, 2009)

El cual se coloca en plataformas de concreto, los usuarios están limitados por las condiciones climáticas, el problema se incrementa cuando la mayor producción se obtiene en épocas de lluvia donde los tiempos de secados son mínimos.

Una pequeña parte se realiza en secadoras las cuales secan el grano sin ningún control técnico lo cual incide directamente en sus propiedades organolépticas.

La gran exigencia de productos de calidad obliga a los productores a mejorar las técnicas ocupadas para la obtención de cacao fino.

1.2 Justificación

La presente tesis provee desarrollar de un sistema de secado de cacao de aroma, utilizando combustible convencional y energía renovable.

Esta máquina pretende mediante un proceso controlado generar producto secado que cumpla con requerimientos técnicos específicos, como es el control de su temperatura máxima de secado y así minimizar el uso de energía convencional con la utilización de la energía solar cuando esta esté presente, reduciendo así los costos directos del secado y con el correcto control de la temperatura agregar un valor extra al producto.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Desarrollar un sistema de secado de cacao de aroma, utilizando combustible convencional y energía renovable.

1.3.2 *Objetivos específicos:*

- Conocer las generalidades del cacao y análisis de sus condiciones.
- Analizar las características ambientales del sector.
- Definir los parámetros de secado óptimo.
- Determinar y seleccionar los colectores solares y el quemador de GLP.
- Diseñar el secador de cacao de aroma.
- Diseñar el sistema de control para el secador de cacao de aroma.
- Analizar económicamente la viabilidad del proyecto.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Marco conceptual

Cacao fino de aroma. Es una clase de cacao producida en la península de Santa Elena, Calceta en Manabí, es más resistente a plagas, se adapta a diversos climas y es de mejor rendimiento.

La variedad del fino de aroma es muy requerido porque tiene características especiales para la elaboración de chocolates, especialmente en Europa, tiene aroma y tres tipos de sabores. (EL COMERCIO, El cacao fino de aroma es la variedad que más se siembra)

Secado. Consiste en retirar por evaporación el agua de la superficie del producto y traspasarla al aire circundante.

Humedad. Es la cantidad de vapor de agua presente en el aire.

Circulación forzada. El aire que circula hacia la cámara de secado es generado por un ventilador, éste modelo de circulación generalmente se implementa en los diseños de gran capacidad de secado.

Circulación natural. El aire es generado por la diferencia de temperatura que se genera en el panel o colector solar.

Dispersión. Es el fenómeno por el cual un conjunto de partículas que se mueve en una dirección determinada rebota sucesivamente con las partículas del medio por el que se mueve hasta perder una dirección privilegiada de movimiento.

Sistema solar fotovoltaico. Básicamente convierte la energía solar (rayos del sol) en energía eléctrica.

Sistema solar térmico. Consiste en el aprovechamiento de la energía del sol para producir calor que puede aprovecharse en la cocción de los alimentos o en la producción de agua caliente destinada al consumo doméstico.

Carta psicométrica. La carta psicométrica es un diagrama de doble entrada que involucra las propiedades termodinámicas del aire húmedo, y el efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y el confort humano. En este se relacionan múltiples parámetros referentes a una mezcla de aire húmedo, tales como: temperatura, humedad relativa y absoluta, punto de rocío, entalpía específica, calor sensible, calor latente y volumen específico del aire.

Combustión. Es una reacción química que consiste en la oxidación violenta de un elemento de desprendimiento de calor y llamas, para que exista una buena combustión es necesario tres factores: el combustible (carbón, madera, papel, etc), el comburente (oxígeno) y la energía de activación (gasóleo, fuel oil, GLP, butano, propano, etc.).

Poder calorífico. Es una característica física, que permite conocer la cantidad de calor que podemos utilizar en un proceso térmico, se mide en calorías por kilogramo (cal/kg).

Colector solar. Es cualquier dispositivo diseñado para recoger la energía radiada por el sol y convertirla en energía térmica, estos se dividen en dos grandes grupos: los captadores de baja temperatura, utilizados en sistemas domésticos de calefacción y agua caliente sanitaria, y los de alta temperatura, conformados mediante espejos para producir vapor que mueve una turbina que generará energía eléctrica.

Quemadores. Es un equipo que se utiliza para quemar combustible líquido y gaseoso, los quemadores para combustibles sólidos requieren diseños especiales; y producir calor mediante una llama.

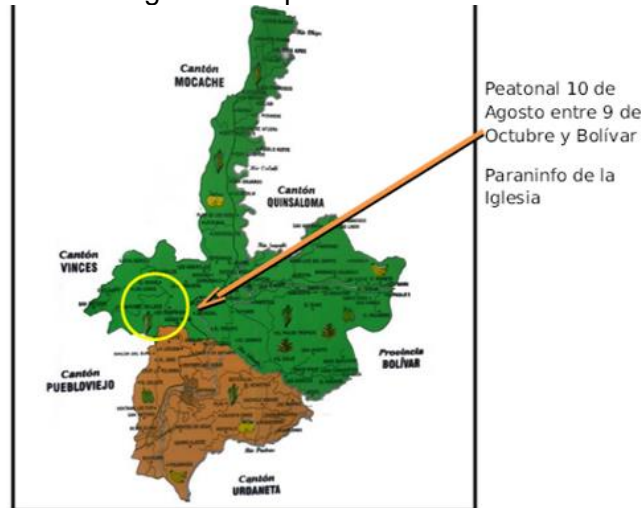
2.2 Marco teórico

2.2.1 Condiciones climatológicas del cantón Ventanas. La ciudad de Ventanas está localizada en la región litoral de la república del Ecuador, a dos horas de Guayaquil y a seis horas de Quito, es un cantón de la provincia de los Ríos.

A esta ciudad se la conoce como la capital maicera, es netamente agrícola, donde se produce, se comercializa y se exporta varios productos como el café, cacao, arroz, soya, maracuyá, gandul y su principal producto el banano. En la zona se han identificado dos estaciones climáticas bien definidas; el verano seco, generalmente fresco, se presenta de junio a diciembre; y el invierno, que es lluvioso y caluroso, va de diciembre a inicios de junio. La precipitación media anual llega a los 2120 mm. La temperatura alcanza su

límite máximo de 31 °C en verano y 34 °C en invierno; el límite mínimo fluctúa entre 17 °C en verano y 20 °C en invierno, la humedad relativa media del aire es de 81% y la nubosidad es alta durante todo el año.

Figura 2. Mapa cantón Ventanas



Fuente: (Castro, 2012)

2.2.2 Cacao de aroma. El cacao es una planta tropical, es un árbol con pequeñas flores y producen una mazorca que contiene granos cubiertos de una pulpa rica en azúcar. La producción se concentra en las provincias de Los Ríos, Guayas, Manabí y Sucumbíos y comprende unas 20 especies, entre las diferentes variedades de cacao se distinguen tres variedades clásicas de cacao:

Figura 3. Tipos de cacao

| | | |
|------------------------------|--|--|
| CRIOLLO (nativo) | | -Cáscara delgada y tierna. -Son los más apreciados. -Producido en: América, zona del Caribe, Índico e Indonesia. |
| ORDINARIO (forastero) | | -Cáscara gruesa y dura. Resistente y poco aromático. -Son los más producidos. -Producido en: África. |
| HÍBRIDO (Trinitario) | | -Presentan características de los dos anteriores. -Originario de la isla de Trinidad. |

Fuente: (PLAZA ESPINOZA, y otros, 2012)

El criollo: Es considerada como el príncipe de los cacaos por el fino aroma que posee, actualmente ocupa el 10% de la producción mundial debido a su bajo volumen de producción, por la finura que posee es destinado a la chocolatería de alta gama.

El forastero: Tiene el 90% de la producción a nivel mundial, se lo conoce como cacao “ordinario”, debido a que posee una amargura fuerte y de corta duración, un aroma poco pronunciado, pero presenta una muy buena resistencia a las enfermedades se lo utiliza en la fabricación de chocolates corrientes.

El trinitario: Constituye el 15% de la producción mundial. Esta especie de cacao es un híbrido biológico natural entre criollos y Forastero, por lo que la especie no tiene atributo puro y la calidad de cacao varía de media a superior, con un alto contenido en manteca de cacao.

Cacao CNN51: Esta es una variedad que se desarrolló en Ecuador conocida también como Colección Castro Naranjal (CCN-51), las principales características que presenta esta variedad es volumen de producción que supera en promedio cuatro veces más el rendimiento de otras variedades además de tener una alta resistencia a enfermedades como la escoba de bruja y monilla, por lo que ofrece al país una mejor posición dentro del mercado competitivo de exportación.

2.2.3 *Condiciones climatológicas para la obtención del cacao.* El clima ideal para el cultivo de cacao es tropical cálido, los factores climáticos que influyen directamente en el crecimiento y desarrollo de la fase vegetativa, productiva y reproductiva son:

Temperatura. El promedio ideal se encuentra entre los 25 °C, considerando una temperatura media máxima de 30.3 °C y una temperatura media mínima de 18 °C.

Precipitación. Las condiciones óptimas de hidrometeoro para la producción del cacao son de 1200 a 2500 mm anuales, bien distribuidos y con un mínimo de lluvia de 100 mm.

Humedad Relativa. Una media de 75 – 80% es conveniente para evitar el grano enfermo. (INIAP, 1995)

2.2.4 *Principios técnicos de secado.* La rapidez del secado depende de la velocidad con la que circule el aire a través del cacao, además de su grado de sequedad, características del producto (composición, humedad, tamaño).

La cantidad de vapor de agua que el aire puede absorber depende en gran medida de su temperatura, a medida que el aire se calienta, su humedad relativa decae y por lo

tanto puede absorber más humedad. Al calentarse el aire alrededor del cacao, éste se deshidrata rápidamente.

En la Tabla 1 se puede apreciar como a mayor temperatura, más capacidad del aire para absorber agua; cuanto mayor sea el flujo de aire, más rápidamente se eliminará el agua del producto que se esté secando.

Tabla 1. Capacidad de agua

| Temperatura [°C] | Hr | Agua que pueden ser retirados por el aire seco [g H ₂ O/kg aire seco] |
|------------------|----|--|
| 29 | 90 | 0,6 |
| 30 | 50 | 7,0 |
| 40 | 28 | 14,5 |
| 50 | 15 | 24,0 |

Fuente: (ITDG, 1998)

Las características que posee el producto también influyen en el proceso de secado, ya que pueden tener una capa exterior gruesa o fina las cuales influyen para que su interior se seque por completo. Luego que la humedad de la superficie del grano se ha evaporado, la velocidad de secado dependerá de cómo la humedad interior se dirija a la superficie. El tamaño también es un factor que se deberá tomar en cuenta porque mientras más pequeña sea, menor tiempo tomará para que la humedad interna sea evaporada a diferencia de un grano más grande que tomaría un poco más de tiempo en evaporarse la humedad.

Para obtener un producto de calidad, se deberá considerar los diferentes niveles de secado, ya que a temperatura moderada y un alto grado de humedad dentro de la cámara de secado podría dar origen a bacterias, hongos, levaduras. Por ello el periodo de secado deberá ser más corto, sin embargo al aumentar la temperatura el proceso de secado podría originar pérdida de color, sabor y ruptura del grano. Hay que tomar en cuenta que cuando el producto sea retirado de la secadora tiende a absorber humedad del medio ambiente, por lo que es recomendable aislar el producto ya que la cantidad de humedad que absorbe depende del clima de la zona.

2.2.5 Extracción de la humedad en el cacao. Al momento de iniciar el proceso de secado, el cacao contiene cierta cantidad de agua, la cual es indicada de manera porcentual, y es conocido como contenido de humedad inicial:

$$X_1 = \frac{m_1 - m_2}{m_1} \quad (1)$$

Dónde:

m_1 = Masa inicial (antes del secado) [kg]

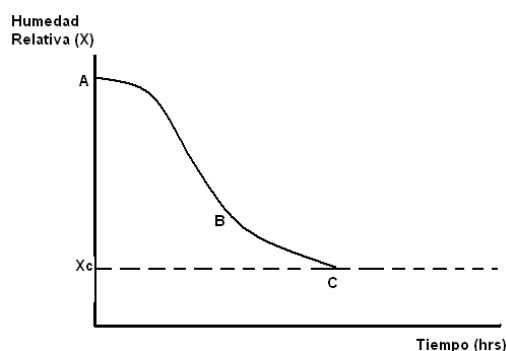
m_2 = Masa final (después del secado) [kg]

El secado es una etapa en la que se elimina el exceso de humedad de los granos por calentamiento y se completa la formación del aroma y sabor a chocolate. Al finalizar la fermentación del cacao el grano queda con aproximadamente un 60% de humedad. Es recomendable reducir la humedad hasta 8% para evitar el desarrollo de hongos al almacenar el grano que deterioren la calidad, además facilita el transporte, almacenamiento, manejo y comercialización del cacao, caso contrario al reducir demasiado la humedad la cáscara se vuelve quebradiza.

Durante el secado continúa la fase oxidativa de la fermentación, por lo que juega un papel importante en la disminución de la astringencia, amargor y acidez del grano, así como en el desarrollo del color marrón. Entre los métodos de secado, el más utilizado es el secado por exposición al sol en patios de cemento con diferentes texturas, como la rugosa, lisa e intermedia. (SIGUENCIA, 2013)

2.2.6 Fases en el proceso de secado. Dentro de la cámara de secado ocurren dos fenómenos, el primero permite extraer la humedad de la superficie del cacao y el segundo que es un proceso lento, más bien lo deshidrata internamente, así:

Figura 4. Humedad relativa Vs tiempo



Fuente: Elaboración propia a partir de E. Morillo de Escobar, 1998, Pág 80

Zona A-B, período de rapidez constante, donde se evapora uniformemente la humedad superficial del producto.

Zona B-C, período de secado de rapidez decreciente, donde la humedad interna sale hacia la superficie, para posteriormente evaporarse.

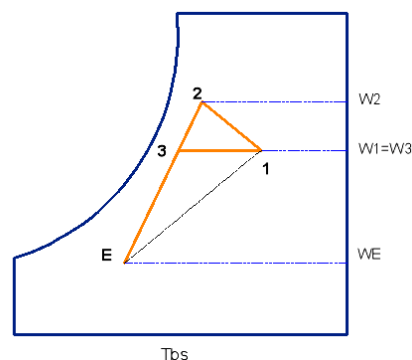
Punto X_c , es el valor donde ya no existe transferencia de humedad del producto a la cámara de secado.

Ventajas del uso de secadores frente al secado al sol

- Permite obtener temperaturas elevadas, por lo que los grados de humedad son menores, obteniendo así un secado mucho más rápido.
- El trabajar con temperaturas elevadas permite una protección contra insectos y desarrollo de bacterias.
- En el proceso de secado, el producto no tiene contacto externo, es decir le permite estar libre de impurezas y agentes externos como lluvia, polvo, ceniza.
- La manipulación del producto es más higiénica ya que no requiere mano de obra adicional, todo el movimiento del grano es de forma mecánica.

2.2.7 *Ciclo de secado de cacao de aroma.* Considerando que la materia prima se seca por convección (calor suministrado únicamente por la corriente de aire), los productos aumentan su humedad relativa cuando se enfrían con el aire caliente sin llegar a su saturación, ya que puede seguir absorbiendo humedad.

Figura 5. Esquema psicrométrico del ciclo de secado



Fuente: (VALENZUELA, 2009)

En el punto 1 entra al secador el aire caliente y seco y sale en condiciones 2 después de pasar por el producto. Los sólidos deben estar a una temperatura de bulbo húmedo

del aire, así 1-2 formaran parte de una curva de saturación adiabática, caso contrario la curva 1-2 obtendrá una pendiente diferente de la de una curva de saturación adiabática, pero no muy distinta de la que se muestra en la figura 5. La condición 3 se logra cuando el aire húmedo se mezcla con aire fresco del punto “E”, el aire se calienta hasta 1 y se repite el proceso de secado.

Proceso de calentamiento del aire. El proceso de calentamiento del aire corresponde a la línea 3-1 en la Figura 5, donde se mantiene constante la humedad específica del aire, por el calor transferido desde una fuente de calor se puede aumentar la temperatura del aire.

En la Figura 5 para que el punto 1 alcance la necesaria rapidez de transferencia de calor, es la siguiente:

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = \dot{m}_a (h_1 - h_3) \quad (2)$$

Dónde:

h_3 = Entalpía del aire en el punto 3 [kJ/kg]

\dot{m}_a = Flujo de aire [kg/s]

\dot{Q}_{aire} = Rapidez de transferencia de calor [kJ/s]

h_1 = Entalpía del aire en el punto 1 [kJ/kg]

Proceso de humidificación del aire. Corresponde a la línea 1-2 en la Figura 5, en este proceso se mantiene constante la temperatura de bulbo húmedo, se origina al entrar en contacto el producto húmedo con la corriente de aire caliente. En el proceso de secado para calcular la cantidad de humedad removida por el aire está dada por el siguiente balance de masa.

$$m_w = m_a (\omega_2 - \omega_1) \quad (3)$$

Dónde:

ω_2 = Humedad específica a la salida del secador [kg agua/ kg aire seco]

ω_1 = Humedad específica a la entrada del túnel de secado [kg agua/kg aire seco]

m_w = Masa de agua [kg]

m_a = Masa de aire [kg]

Mezcla adiabática

Balance de masa de aire seco:

$$m_{a1} + m_{a2} = m_{a3} \quad (4)$$

Balance de masa del vapor de agua:

$$m_{a1}\omega_1 + m_{a2}\omega_2 = m_{a3}\omega_3 \quad (5)$$

$$\frac{m_{a1}}{m_{a2}} = \frac{(\omega_3 - \omega_2)}{(\omega_1 - \omega_3)} \quad (6)$$

$$\frac{m_{a2}}{m_{a3}} = \frac{(\omega_1 - \omega_3)}{(\omega_1 - \omega_2)} \quad (7)$$

Balance de energía:

$$m_{a1}h_1 + m_{a2}h_2 = m_{a3}h_3 \quad (8)$$

$$\frac{m_{a1}}{m_{a2}} = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3} \quad (9)$$

Calor útil

Es la energía efectiva utilizada por el cacao para ser secado y está representado por la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{útil}} = \Delta m (Cp_{\text{agua}}) (T_1 - T_2) \quad (10)$$

Dónde:

Δm = Variación de masa en el sistema [kg]

cp_{agua} = Calor específico del agua [kJ/kg.K]

T_1 = Temperatura inicial del cacao [K]

T_2 = Temperatura del cacao seco [K]

$$\Delta m = m_1 - m_2 \quad (11)$$

Dónde:

m_1 = Masa inicial (antes del secado) [kg]

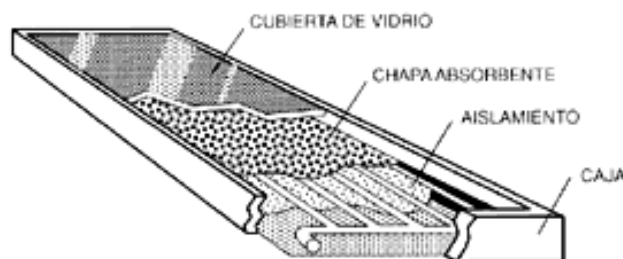
m_2 = Masa final (después del secado) [kg]

2.2.8 Panel solar de aire. Son sistemas encargados de transformar la energía solar en energía térmica, la cual es transmitida a una masa de fluido, en nuestro caso será aire; para su elaboración consta de cuatro elementos:

Se pueden clasificar los colectores solares de acuerdo al fluido térmico que utilice, un gas o un líquido se pueden utilizar para transferir el calor. Como ejemplo de gas se utiliza el aire y el agua es uno de los líquidos más frecuentes, seguido de un aceite térmico o una disolución anticongelante.

Convertidor en el caso del colector de aire el convertidor es la placa absorbente, la misma que intercepta las radiaciones solares y las convierte en calor, este se transfiere después al fluido térmico que circula por los conductos, los cuales se fabrican de cobre y acero inoxidable para la placa, en los colectores de aire pueden o no estar presentes los conductos.

Figura 6. Elementos de un panel solar



Fuente: (Introducción a la energía ambiental, 2010)

Circuito de fluido térmico es la distancia más corta que sigue el calor para llegar al fluido térmico, la radiación es atraída por la superficie captora y la convierte en calor, la temperatura del fluido es superada por la temperatura del convertidor.

Aislamiento térmico permite disminuir las pérdidas de calor del convertidor al ambiente que lo rodea, las propiedades físicas del aislante tales como el comportamiento ante la humedad, conductividad y estabilidad térmica, densidad aparente, impide que el calor se fugue, la fibra de vidrio es el aislante más utilizado por el bajo costo y la resistencia a las altas temperaturas.

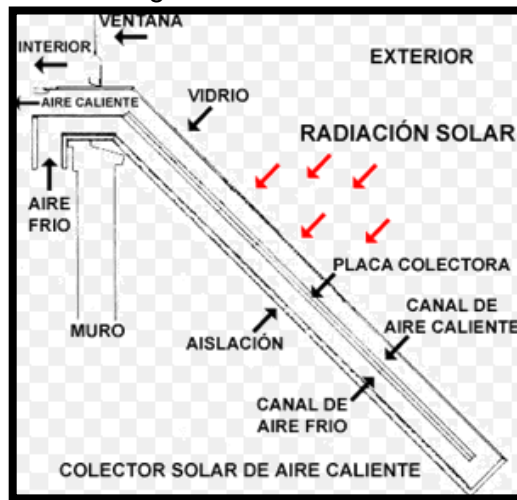
Caja es generalmente de acero galvanizado con tratamiento anodizado, para durar y soportar el paso del tiempo con el mínimo deterioro posible, esta alberga el conjunto de componentes, su función principal es asegurar la estabilidad del colector e impedir que

ingrese humedad ya que podría empañar los cristales haciendo disminuir su transmitancia, reduciendo el flujo de radiación y el rendimiento del colector.

Análisis del colector solar

Para calentar el aire se emplea calor útil $q_{\text{útil}}$, que es una parte de la radiación global incidente sobre el colector solar $H_t A_e$; y por el colector solar q_{cs} , y las conexiones q_{cx} se disipa la otra parte de calor al ambiente.

Figura 7. Colector solar



Fuente: (EILSEO, 2011)

Expresado analíticamente se tiene:

$$H_t A_e = q_{\text{útil}} + q_{cs} + q_{cx} \quad (12)$$

Dónde:

$H_t A_e$ = Radiación solar que incide sobre el colector [W]

$q_{\text{útil}}$ = Calor disponible del calentador solar [W]

q_{cs} = Calor disipado al ambiente por el calentador solar [W]

q_{cx} = Calor disipado por las conexiones [W]

En la ecuación 13, se introduce el calor útil representado por el flujo de aire \dot{m} en el calentador y las temperaturas de salida y entrada del depósito de almacenamiento t_{fe} y t_{fs}

$$q_{\text{útil}} = \dot{m} C_p (T_{fe} - T_{fs}) \quad (13)$$

Dónde:

\dot{m} = Flujo másico del aire [kg/s]

C_p = Capacidad calórica del aire [J/kg.K]

T_{fe} = Temperatura de entrada del aire [K]

T_{fs} = Temperatura de salida del aire [K]

La eficiencia del calentador se define, entonces, como el porcentaje de la radiación solar global incidente sobre la superficie efectiva del colector y que es aprovechado como calor útil.

$$\eta_c = \frac{\text{calor aprovechado}}{\text{radiación solar incidente}}$$

$$\eta_c = \frac{q_{\text{útil}}}{H_t A_e} \quad (14)$$

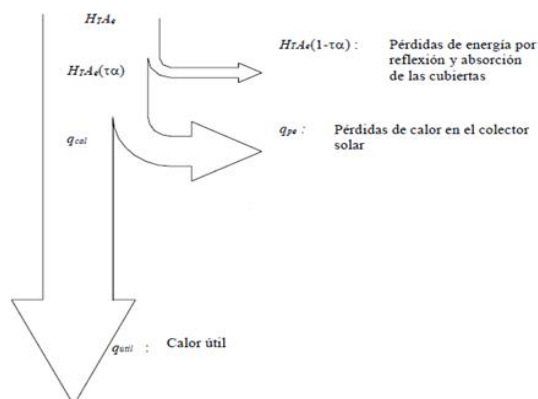
Dónde:

η_c = Eficiencia del calentador

En la práctica la eficiencia se determina experimentalmente en un intervalo finito de tiempo; para fines de diseño el período de evaluación t puede ser de un día o un tiempo mayor. Así, los valores puntuales obtenidos durante el periodo de evaluación son integrados mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_c = \frac{\int_0^t q_{\text{útil}} dt}{\int_0^t H_t A_e dt} \quad (15)$$

Figura 8. Balance de energía en el calentador solar



Fuente: (GUEVARA VÁSQUEZ, 2003)

2.2.9 Balance de energía en el colector solar. Sobre el colector solar $H_T A_e$ incide la radiación global y debido a las características propias de reflexión y absorción de la cubierta del colector esta disminuye su valor; el cual es corregido por un factor $\tau\alpha$. Parte de esta radiación $H_T A_e(\tau\alpha)$ es usada como calor para calentar el aire q_{cal} y el resto constituye el almacenamiento de energía en el colector dU/dt , que comúnmente es despreciable; así como, las pérdidas de calor hacia el ambiente por convección, re-radiación q_{pe} y conducción.

$$H_T A_e(\tau\alpha) = q_{cal} + q_{pe} + \frac{dU}{dt} \quad (16)$$

Dónde:

$\tau\alpha$ = Factor de corrección

q_{cal} = Calor empleado para calentar el aire [W]

q_{pe} = Calor de pérdidas al ambiente [W]

$dU/dt \approx 0$ = Calor por calentamiento del colector [W]

Por lo tanto, la ecuación (16) se transforma en:

$$H_T A_e(\tau\alpha) = q_{cal} + q_{pe} \quad (17)$$

Al relacionar las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$q_{cs}(\tau\alpha) = q_{pe} \quad (18)$$

$$\frac{q_{cal}}{(\tau\alpha)} = q_{\text{útil}} + q_{cx} \quad (19)$$

Para determinar la energía necesaria para el calentamiento del aire en el colector solar es primordial fijar las pérdidas de calor en el colector según la siguiente ecuación:

$$q_{pe} = U_L A_{cs} (T_p - T_a) \quad (20)$$

Dónde:

U_L = Coeficiente total de transferencia de calor [$W/m^2.K$].

A_{cs} = Área del colector solar [m^2]

T_p = Temperatura promedio de la placa de absorción [K]

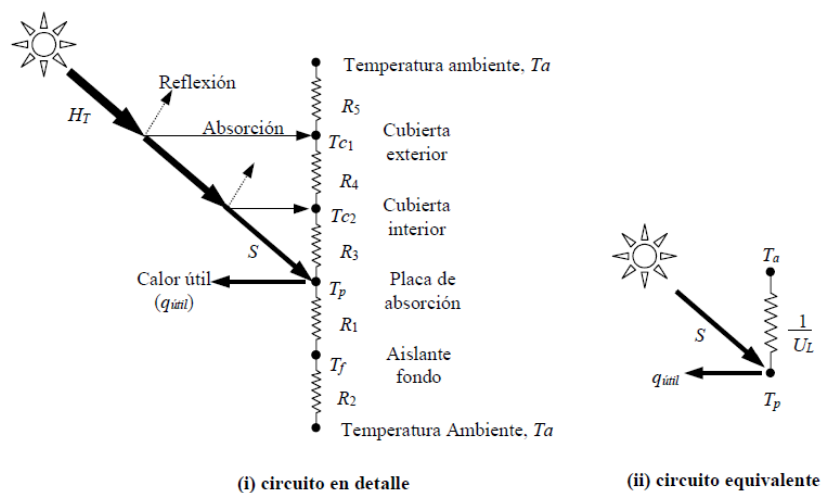
T_a = Temperatura ambiente [K]

Coefficiente total de transferencia de calor U_L

Se determina a partir de la temperatura promedio de la placa de absorción, obtenida de la temperatura del tubo y del aire a lo largo de todo el tubo y del factor de remoción de calor. La evaluación numérica del U_L requiere determinar las conductancias lateral, inferior y superior en el colector solar.

En la figura 9 se indica el circuito térmico de un colector solar plano donde se visualiza los fenómenos físicos del colector solar y de la cual se plantean las ecuaciones de las conductancias.

Figura 9. Circuito térmico de un colector solar plano



Fuente: (GUEVARA VÁSQUEZ, 2003)

Conductancia en la parte inferior U_{fo}

Se calcula al conocer la resistencia térmica convectiva R_2 y resistencia térmica conductiva R_1 .

$$U_{fo} = \frac{1}{R_1 + R_2} \tag{21}$$

Dónde:

U_{fo} = Conductancia en la parte inferior del panel [$W/m^2 \cdot K$].

R_1 = Resistencia Térmica conductiva [$m^2 \cdot K/W$]

R_2 = Resistencia Térmica conductiva [$m^2 \cdot K/W$]

R_1 está dado por la conductividad del aislante k_a , y L la longitud transversal del mismo; R_2 está dado por el coeficiente convectivo de transferencia de calor entre el ambiente y la placa de absorción, el cual es despreciable en colectores bien aislados.

$$R_1 = \frac{L}{k_a} \quad (22)$$

$$R_2 = \frac{1}{h_{fo}} \quad (23)$$

Dónde:

L = Longitud transversal de la placa de absorción [m]

K_a = Conductividad térmica del aislante [$W/m^2.K$]

h_{fo} = Coeficiente convectivo entre la placa de absorción y el ambiente [$W/m^2.K$]

Conductancia en la parte superior U_{sup}

Resulta de la determinación de las resistencias térmicas R_3 , R_4 , R_5 como se indican en la Figura 9. El calor se transfiere por convección y radiación en forma paralela entre la cubierta interior y la placa de absorción, de igual forma ocurre entre las dos cubiertas, exterior e interior. Son también importantes los mecanismos de transferencia, en la disipación de calor de la cubierta exterior hacia el ambiente.

$$U_{sup} = \frac{1}{R_3 + R_4 + R_5} \quad (24)$$

Dónde:

U_{sup} = Conductancia en la parte superior del panel [$W/m^2.K$]

R_3 = Resistencia entre la cubierta interior y la placa de absorción [$m^2.K/W$]

R_4 = Resistencia térmica entre la cubierta interior y la cubierta exterior [$m^2.K/W$]

R_5 = Resistencia térmica entre el ambiente y la cubierta exterior [$m^2.K/W$]

Resistencia térmica entre la cubierta interior y la placa de absorción:

$$R_3 = \frac{T_p - T_{C2}}{(h_{C2} + h_{R2})(T_p - T_{C1})} \quad (25)$$

Dónde:

T_p = Temperatura promedio de la placa de absorción [K]

T_{C1} = Temperatura promedio de la cubierta exterior [K]

T_{C2} = Temperatura promedio de la cubierta interior [K]

h_{C2} = Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta interior y la placa de absorción [W/m².K]

h_{R2} = Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta interior y la placa de absorción [W/m².K]

$$h_{R2} = \frac{\sigma(T_p + T_{C2})(T_p^2 + T_{C2}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_{C2}} - 1} \quad (26)$$

Dónde:

σ = Constante de Estefan – Boltzman [W/m².K⁴]

ε_{C2} = Emitancia de la cubierta interior

ε_p = Emitancia de la placa de absorción

Resistencia térmica entre la cubierta interior y la cubierta exterior R_4

$$R_4 = \frac{T_{C2} - T_{C1}}{(h_{C1} + h_{R1})(T_{C2} - T_{C1})} \quad (27)$$

Dónde:

h_{C1} = Coeficiente de transferencia de calor entre las cubiertas interior y exterior [W/m².K]

h_{R1} = Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre las cubiertas interior y exterior [W/m².K]

$$h_{R1} = \frac{\sigma(T_p + T_{C2})(T_p^2 + T_{C2}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{C2}} + \frac{1}{\varepsilon_{C1}} - 1} \quad (28)$$

Dónde:

ε_{C1} = Emitancia de la cubierta exterior

Resistencia térmica entre el ambiente y la cubierta exterior R_5 :

$$R_5 = \frac{T_{C1} - T_a}{(h_{C\infty} + h_{fir})(T_{C1} - T_a)} \quad (29)$$

Dónde:

$h_{c\infty}$ = Coeficiente de transferencia de calor por convección ambiente-cubierta [W/m².K]

T_a = Temperatura ambiente [K]

h_{fir} = Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre las cubiertas interior y exterior [W/m².K]

$$h_{fir} = \sigma \varepsilon_{C1} (T_{C1} + T_a)(T_{C1}^2 + T_a^2) \quad (30)$$

Conductancia en la parte lateral U_l :

De manera similar a través de los lados del colector se evalúan las pérdidas de calor, aplicando la siguiente ecuación:

$$q_l = U_l A_l (T_p - T_a) \quad (31)$$

Dónde:

q_l = Pérdida de calor a través de los lados del colector [W]

U_l = Coeficiente global lateral de transferencia de calor [W/m².K]

A_l = Área transversal de la parte lateral del colector solar [m²]

El valor del coeficiente global de transferencia de calor se calcula aplicando la siguiente ecuación:

$$U_l = \frac{k_a' h p}{l' A_l} \quad (32)$$

Dónde:

k_a' = Conductividad térmica del aislante [W/m.K]

h = Altura del colector solar [m]

p = Perímetro del colector solar [m]

l' = Espesor del aislante por los lados del colector solar [m]

Para todo el colector el coeficiente total de transferencia de calor, está representada por la sumatoria de las tres conductancias lateral, inferior y superior.

$$U_L = U_{fo} + U_{sup} + U_l \quad (33)$$

2.2.10 *Sistema de control.* Se basa en un sistema de control de tiempo continuo

Sistemas de Control Analógico

Son aquellos en los cuales las magnitudes de las señales son función de la variable del tiempo (t), los sistemas analógicos manipulan o contienen elementos como sensores u otros dispositivos en los cuales su magnitud varía en un intervalo continuo de tiempo, unos ejemplos de señales analógicas son el tiempo, precisión, distancia y el sonido.

Según la señal ya sea de CA o de CD los sistemas de control en tiempo continuo se divide en control CD y control CA, aunque ambas señales son en CA la diferencia esta que en el control CD la señal no está modulada.

Características de un sistema de control en tiempo continuo

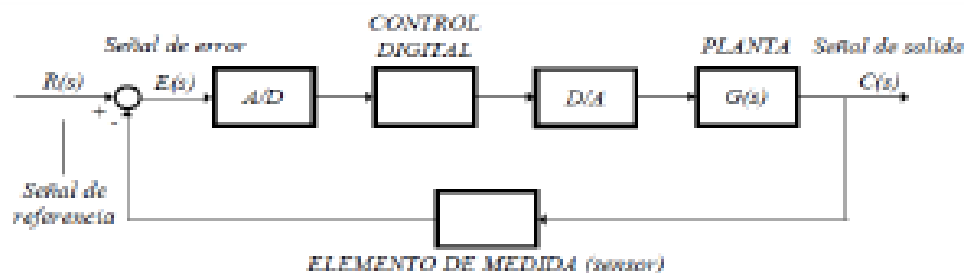
Los sistemas de control en tiempo continuo, se caracterizan por tener dos topologías de conexiones:

- Topología en lazo abierto
- Topología en lazo cerrado

Sistemas de control digitales

Un sistema de control digital se refiere al uso de una computadora o controlador digital en el sistema, de tal manera que las señales estén en código digital, como un código binario. A los sistemas de control digital se los conoce como sistemas de tiempo discreto, ya que los sistemas de tiempo discreto se subdividen en sistemas de control de datos muestreados y los sistemas de control digital.

Figura 10. Topología de un sistema de control digital



Fuente: (PLAZA ESPINOZA, y otros, 2012)

Tipos de controladores:

Controladores proporcionales

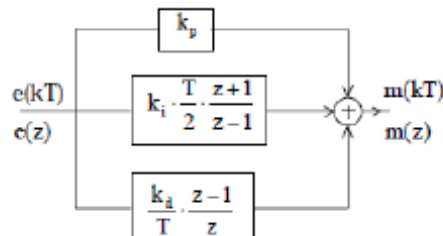
Un controlador automático compara el valor real a la salida de un planta con la entrada de referencia a si mismo determina la desviación produciendo una señal de control que reduce la desviación a un pequeño valor o cero, por lo que un controlador automático se lo denomina acción de control.

Los controladores se clasifican de acuerdo a con sus acciones de control:

- Controlador proporcional derivativo (PD)
- Controlador proporcional integral (PI)
- Controlador proporcional integral derivativo (PID)
- Controlador On-Off

El diseño de los controladores consiste básicamente en ajustar los valores de los coeficientes k_p , k_i y k_d de manera que se cumplan las especificaciones requeridas, como se observa en la figura

Figura 11. Diagrama de bloques con las acciones proporcional, integral y derivativa



Fuente: (PLAZA ESPINOZA, y otros, 2012)

Controlador proporcional derivativo (PD)

El control PD es proporcional al cual se agrega capacidad de considerar la velocidad de cambio de la variable en el tiempo. Por lo que se puede adelantar la acción en el control del mando a la salida para obtener de esta manera una variable estable.

Si la variable a la salida está por debajo del valor deseado, pero subiendo rápidamente y se va sobrepasarlo, entonces el controlador trata de disminuir la tasa de crecimiento a la salida. En caso de que la variable sea mayor a lo deseado la salida debe ser 0%,

pero si el control estima que la variable baja muy rápido a un valor menor al potencia para ir frenando el descenso brusco.

Se la conoce también como rateaction porque se le considera como la razón de cambio de la variable. El control PD permite obtener a la salida una variable muy estable y sin oscilaciones.

Controlador proporcional integral (PI)

Se lo utiliza para solucionar el problema de error estacionario conocido también como automaticreset o resetaction. El control es proporcional pero a la salida se le añade una acción integral que la corrige tomándose en cuenta la magnitud de error y el tiempo que ha permanecido.

Por lo cual se programa al control con una constante K, la cual aumenta acción proporcional por segundo, esta constante siempre corrige el error estacionario así sea un valor muy pequeño, pero toma más tiempo corregir el error, pero se debe considerar que si la constante K tiene un valor muy grande, la acción integral tendrá mucha fuerza a la salida y el sistema alcanzara rápidamente el valor deseado por lo que probablemente alcance valores mayores por efectos de la inercia del sistema. De esta forma se crea la acción integral con error negativo que será en sentido contrario y el valor de salida disminuye rápidamente con la magnitud de error, existirá una reducción de potencia a la salida entrando de esta forma el sistema en un ciclo oscilatorio.

La constante K debería ser grande solo para sistemas que reaccionan rápidamente como en controles de velocidad de motores y en sistemas lentos con mucha inercia como los hornos.

Controlador proporcional integrativo y derivativo (PID)

Es un controlador proporcional con acción derivativa y acción integral simultáneamente superpuestas. Este controlador siempre busca que el sistema de control sea estable, pero se deben considerar que existen tres tipos de comportamiento como:

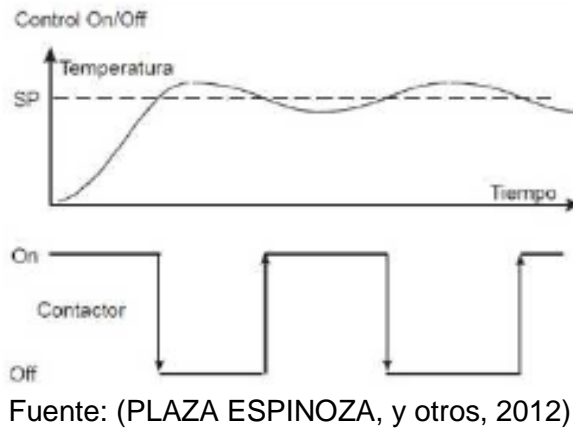
- Control sub-amortiguado
- Control con amortiguamiento critico
- Control sobre-amortiguado

El sobre-amortiguado tiene una velocidad de respuesta lenta, después de que ocurre la perturbación por lo que puede tardar en volver al valor deseado, pero la ventaja que es un sistema muy estable y no adquiere comportamientos osciladores indeseables.

El sub-amortiguado la velocidad de respuesta es muy bueno pero se pueden presentar varias oscilaciones de cierta amplitud antes que la variable llegue a un valor estable.

El amortiguamiento crítico sería el punto medio entre estas dos, a esta condición corresponden valores óptimos de los parámetros P, D, I. Para este caso el sistema es bastante estable y la velocidad de respuesta es mejor.

Figura 12. Control de temperatura en modo ON-OFF



Controlador ON-OFF

Es el modo más convencional el cual consisten en activar el mando de salida cuando la variable se encuentra por debajo de valor requerido SP y desactivarlo cuando la variable PV se encuentra por arriba del SP, como se puede observar en la figura 3.9.

2.2.11 *Procesamiento de la información.* El procesamiento de la información se lo realiza mediante controladores programables como por ejemplo:

Controlador PLC

Un PLC (Programmable Logic Controller), es un equipo electrónico, programable en lenguaje no informático, controla los procesos secuenciales en tiempo real. Un PLC trabaja con un programa lógico interno y en base a la información recibida por sensores, actuando en los diferentes elementos de la instalación.

Los PLC pueden realizar operaciones aritméticas, controlar la lógica de procesos industriales y funcionamiento de máquinas, manejar señales analógicas para estrategias de control, como controladores proporcional integral derivativo (PID), así como comunicarse con otros controladores y computadores en redes de área local y también con modernos sistemas de control.

Para la programación del PLC existen varios lenguajes, uno de los más utilizados es el diagrama de escalera LADDER, es una lista de instrucciones y programación por estados, y otros que implementan algoritmos complejos mediante diagramas de flujo más fáciles de interpretar y mantener. Los operando más simples serian la lógica booleana, controladores, temporizadores, contactos, bobinas y operadores matemáticos, apuntadores, algoritmos PID, funciones de comunicación multiprotocolo que le permiten interconectarse con otros dispositivos.

El PLC permite conexiones especiales en entrada/salida para sensores y actuadores, además de que pueden interpretar las señales interruptores, indicadores analógicos y localización de complejos sistemas de posicionamiento. En las salidas puede operar motores eléctricos neumáticos, cilindros hidráulicos, relés magnéticos y solenoides.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL SECADOR DE CACAO DE AROMA

3.1 Definición del problema

El problema surge debido al manejo de métodos tradicionales de secado de cacao en el Ecuador, debido principalmente al tiempo que lleva el secado de los granos al ambiente, además de optimizar el proceso mediante el uso de energías alternativas que no solo contribuye con el ecosistema local, sino también con la economía de este sector tan productivo.

En la actualidad el proceso de secado se lo realiza mediante la exposición de los granos al ambiente, con este proceso ancestral el tiempo de secado es de seis días, perdiendo producción y dinero, en vista a esto existen secadores de cacao mediante convección forzada en el cual se utiliza un combustible fósil, el cual contamina el ambiente además de producir un gasto significativo al pequeño y gran empresario.

La solución de este problema para mejorar el proceso de secado y contribuir con el cuidado del ambiente es: desarrollar un sistema de secado de cacao de aroma, utilizando combustible convencional y energía renovable, el cual utiliza un sistema híbrido que lo hace más eficiente que los procesos que se usan actualmente.

3.2 Determinación de los parámetros del diseño

3.2.1 *Capacidad de secado.* Para el diseño se cuenta con una producción de cacao en la ciudad de Ventanas, de aproximadamente 300 lb de cacao promedio diario, dato generado por la Asociación de montubios Nuevo Paraíso de la misma ciudad.

3.2.2 *Parámetros térmicos.* La definición de estos parámetros se basa principalmente en:

Medio de calefacción. Para el sistema de secado se basa en un quemador de GLP y una serie de paneles solares colocados en serie.

Velocidad del aire sobre el cacao. Es recomendable una velocidad de 1,5 m/s. (Maldonado, 2006)

En el proceso de calentamiento las condiciones del aire son:

Humedad relativa = 30%

Humedad relativa local = 65%

Temperatura ingreso del aire = 25 °C

Temperatura del salida de aire = 42 °C

3.3 Análisis del volumen de cacao para el secador

El porcentaje aproximado de humedad de cacao de aroma en la ciudad de Ventanas, a ser secado es aproximadamente del 30% de humedad (TORRES, 2013). Valor que se toma promedio en las estimaciones para un correcto proceso de secado.

Masa de la muestra de cacao = 300 lb

Masa de humedad contendida en la muestra:

$$m_{humedad} = (hu)(m_{muestra}) \quad (34)$$

Dónde

$m_{humedad}$ = Masa de humedad contenida en la muestra [kg]

hu = Humedad contenida en el cacao a ser secado

$m_{muestra}$ = Masa de la muestra de cacao [kg]

$$m_{humedad} = (0,30)(m_{muestra})$$

$$m_{humedad} = (0,30)(136,05 \text{ kg}) = 40,82 \text{ kg}$$

Cálculo de la porosidad y volumen de la materia prima

Se procede a realizar el cálculo de la porosidad del producto a secar cacao fino de aroma los cuales presentan los siguientes datos:

Diámetro promedio de los granos: 16 mm

Densidad media de los granos: 520 kg/m³

El volumen utilizado será: $V_{cacao} = \frac{m}{\rho}$ (35)

Dónde:

V_{cacao} = Volumen de los granos de cacao [m^3]

ρ = Densidad promedio del cacao [kg/m^3]

$$V_{cacao} = \frac{136,05 \text{ kg}}{520 \frac{\text{kg}}{m^3}} = 0,2616 \text{ m}^3$$

Volumen del cilindro: $2,85 \text{ m}^3$

Porosidad

$$\epsilon = \frac{V_{cacao}}{V_{cilindro}} \quad (36)$$

Dónde:

ϵ = Porosidad, adimensional.

$$\epsilon = \frac{0,2616 \text{ m}^3}{2,85 \text{ m}^3} = 0,09178$$

3.4 Diseño térmico

3.4.1 Flujo de aire requerido. La cantidad de aire requerido depende principalmente de la velocidad óptima para el proceso de secado, por tratarse de secado de granos, se recomienda que la velocidad del aire de secado esté entre $0,25 \text{ m/s}$ y $2,5 \text{ m/s}$. (GUACHAMÍN, 2007)

Por lo que se determina el flujo de aire con una velocidad de $1,5 \text{ m/s}$

$$\dot{V} = (v)(A_{TC}) \quad (37)$$

Dónde:

\dot{V} = Flujo de aire requerido [m^3/s]

v = Velocidad de del aire en el cilindro de secado [m/s]

A_{tc} = Área transversal de cilindro [m^2]

$$A_{TC} = \frac{\pi\phi_1^2}{4} \quad (36)$$

Dónde:

Φ_1 = Diámetro interior del cilindro [m]

El diámetro interior del cilindro es de 110 cm, determinado en el diseño mecánico.

$$A_{TC} = \frac{\pi(1,1 \text{ m})^2}{4} = 0,95 \text{ m}^2$$

Se reemplaza en la ecuación 35 y se obtiene:

$$\dot{V} = (1,5 \text{ m/s})(0,95 \text{ m}^2) = 1,43 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Densidad del aire:

La densidad del aire se toma a una temperatura de 25°C y una presión de 1 atm. Para la ciudad de Ventanas, con un valor de 1,202 kg/m³ (CENGEL, y otros, 2012)

Masa de aire requerida:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \rho_{\text{aire}}\dot{V} \quad (38)$$

Dónde:

\dot{m}_{aire} = Masa del aire [kg/s]

ρ_{aire} = Densidad del aire [kg/m³].

$$\dot{m}_{\text{aire}} = (1,43 \text{ kg/m}^3)(0,285 \text{ m}^3/\text{s}) = 1,687 \text{ kg/s}$$

Las propiedades del aire se obtienen del programa Engineering Equation Solver, versión V9.214 año 2012.

3.4.2 Acondicionamiento de aire. En el proceso de secado se necesita principalmente el calentamiento del aire, el cual se lo realiza desde una temperatura de 25°C y una humedad relativa de 65%, con estos datos partimos para encontrar todas las propiedades:

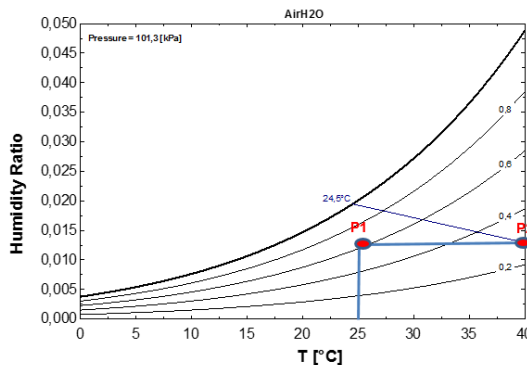
Tabla 2. Propiedades del aire al inicio del proceso de calentamiento

| | |
|-----------------------------|--|
| Temperatura de bulbo seco | 25 °C |
| Temperatura de bulbo húmedo | 20,2 °C |
| Temperatura de Rocío | 18 °C |
| Humedad relativa | 65% |
| Humedad Absoluta | 0,01291 kg vapor / kg aire |
| Volumen específico | 0,8623 m ³ / kg _{aire} |
| Entalpía específica | 58,05 kJ / kg _{aire} |

Fuente: ENGINEERING EQUATION SOLVER, versión V9.214 año 2012.

El proceso de calentamiento corresponde a la línea P1-P₂ en la Figura 13, en la cual se mantiene constante la humedad específica del aire, la temperatura del aire aumenta por el calor transferido desde una fuente de calor la cual puede ser de energía alternativa o de energía convencional, en nuestro caso será la proporcionada por los paneles solares y el quemador.

Figura 13. Proceso de calentamiento



Fuente: ENGINEERING EQUATION SOLVER, versión V9.214 año 2012.

Tabla 3. Propiedades del aire al final del proceso de calentamiento

| | |
|-----------------------------|--|
| Temperatura de bulbo seco | 40 °C |
| Temperatura de bulbo húmedo | 24,5 °C |
| Temperatura de Rocío | 18 °C |
| Humedad relativa | 27,9% |
| Humedad Absoluta | 0,01291 kg agua / kg _{aire} |
| Volumen específico | 0,9057 m ³ / kg _{aire} |
| Entalpía específica | 73,52 kJ / kg _{aire} |

Fuente: ENGINEERING EQUATION SOLVER, versión V9.214 año 2012.

Flujo de energía utilizada para calentar el aire.

Cuando la humedad y temperatura son constantes y el producto se expone a una atmosfera de secado se está utilizando secado por convección.

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = \dot{m}_a (h_1 - h_2) \quad (39)$$

Dónde:

Q_{aire} = Potencia de calentamiento [W]

h_1 = Entalpía del aire al inicio del proceso de calentamiento [kJ/kg]

h_2 = Entalpía del aire al final del proceso de calentamiento [kJ/kg]

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = \left(1,687 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) (58,05 - 73,52) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = 26,09 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = 26,09 \text{ kW}$$

3.4.3 *Proceso de secado.* Se parte de que la temperatura del cacao no debe sobrepasar los 60°C Las condiciones más favorables del secado se obtienen cuando se realizan con el calor del sol.

El proceso debe ser lento y a bajas temperaturas al principio del secado. Por lo cual la temperatura máxima alcanzada por los granos se estima de 40°C; y la temperatura de los granos se encuentra alrededor de 18 °C al ambiente. (Porrás, 2009).

Esto garantiza que el grano que se hinchó durante la fermentación no se aplaste de manera brusca, tomando una contextura aplanada.

Con estas consideraciones la temperatura de salida del aire después del proceso de secado se asume de 35 °C, con dicho valor se establece la curva de secado de la siguiente manera:

Temperatura de salida del aire del proceso de secado es 35 °C. La entalpia a la salida del proceso de secado es la misma que a la entrada por realizar un proceso de humidificación adiabática con lo que se determina las propiedades de este estado.

Tabla 4. Propiedades del aire al final del proceso de secado

| | |
|-----------------------------|--|
| Temperatura de bulbo seco | 35 °C |
| Temperatura de bulbo húmedo | 24,4°C |
| Temperatura de Rocío | 20,2 °C |
| Humedad relativa | 42,17% |
| Humedad Absoluta | 0,01492 $\frac{kg_{vapor}}{kg_{aire}}$ |
| Volumen específico | 0,8941 $\frac{m^3}{kg_{aire}}$ |
| Entalpía específica | 73,52 $\frac{kJ}{kg_{aire}}$ |

Fuente: ENGINEERING EQUATION SOLVER, versión V9.214 año 2012.

En el método de secado, la humedad del cacao es retirada en cada pasada del aire y este regresa al túnel en condiciones óptimas para el secado, por lo que en el punto a la salida del secador debe ser regenerado con lo que se consigue una óptima curva de secado, en la que se visualiza la mezcla de aire necesaria para garantizar un correcto funcionamiento del sistema.

Porcentajes de mezcla de aire

$$m_s + m_{in} = m_r \quad (40)$$

Dónde:

m_s = Masa de aire que sale del proceso de secado [kg]

m_{in} = Masa de aire que ingresa del ambiente [kg]

m_r = Masa de aire resultante de la mezcla [kg]

Al realizar un balance energético de un proceso de mezcla de corrientes de aire adiabática se obtiene la siguiente expresión.

$$m_s h_s + m_{in} h_1 = m_r h_r \quad (41)$$

Dónde:

h_s = Entalpía del aire a la salida del proceso de secado [kJ/kg]

h_r = Entalpía del aire resultante de la mezcla [kJ/kg]

Despejando de la ecuación 40 se obtiene:

$$m_s = m_r - m_{in} \quad (42)$$

Se reemplaza en la ecuación 41 se obtiene:

$$m_r h_s - m_{in} h_s + m_{in} h_1 = m_r h_r \quad (43)$$

$$m_{in} = \frac{h_r - h_s}{h_1 - h_s} m_r \quad (44)$$

$$m_{in} = j * m_r \quad (45)$$

Los porcentajes de mezcla son:

$$j = \frac{h_r - h_s}{h_1 - h_s} \quad (46)$$

Dónde:

j = Factor de recirculación de aire

Con un factor de recirculación de aire del 50%, la entalpia resultante es de:

$$h_r = h_s + j(h_1 - h_s) \quad (47)$$

$$h_r = 73,51 \text{ kJ/kg}_{\text{aire}} + 0,15 \left(58,05 \text{ kJ/kg}_{\text{aire}} - 73,51 \text{ kJ/kg}_{\text{aire}} \right)$$

$$h_r = 65,78 \text{ kJ/kg}_{\text{aire}}$$

De manera análoga realizando un balance másico en la cantidad de vapor se tiene:

$$\omega_r = \omega_s + j(\omega_1 - \omega_s) \quad (48)$$

Dónde:

ω_r = Humedad absoluta del aire resultante de la mezcla [$\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{aire}}$]

ω_s = Humedad absoluta del aire a la salida del proceso de secado [$\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{aire}}$]

ω_1 = Humedad absoluta del aire al inicio del proceso de calentamiento [$\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{aire}}$]

$$\omega_r = 0,01648 \frac{kg_{vapor}}{kg_{aire}} + 0,15 \left(0,01291 \frac{kg_{vapor}}{kg_{aire}} - 0,01648 \frac{kg_{vapor}}{kg_{aire}} \right)$$

$$\omega_r = 0,01392 \frac{kg_{vapor}}{kg_{aire}}$$

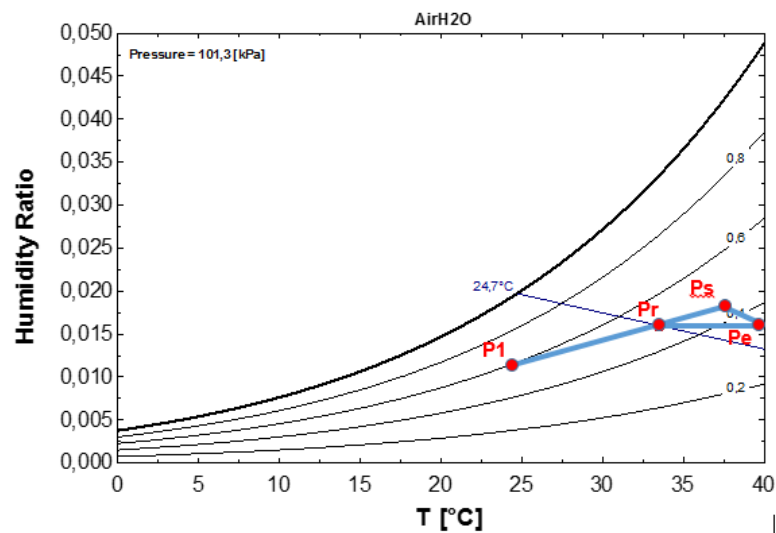
Con las dos propiedades encontradas (humedad absoluta en la mezcla y con la entalpía en el punto uno) para el proceso de mezcla se define completamente el estado resultante r, mediante el programa de ecuaciones:

Tabla 5. Propiedades del aire resultante de la mezcla

| | |
|-----------------------------|--|
| Temperatura de bulbo seco | 30 °C |
| Temperatura de bulbo húmedo | 22,4°C |
| Temperatura de Rocío | 19.1 °C |
| Humedad relativa | 52.2% |
| Humedad Absoluta | $0,01392 \frac{kg_{vapor}}{kg_{aire}}$ |
| Volumen específico | $0,8782 \frac{m^3}{kg_{aire}}$ |
| Entalpía específica | $65,78 \frac{kJ}{kg_{aire}}$ |

Fuente: ENGINEERING EQUATION SOLVER, versión V9.214 año 2012.

Figura 14. Diagrama del proceso de secado



Calor requerido para restaurar el aire por ciclo.

$$\dot{Q}_{aire} = \dot{m}_{aire} (h_r - h_e) \quad (49)$$

Dónde:

$Q_{\text{aire por ciclo}} = \text{Rapidez de transferencia de calor [W]}$

$h_e = \text{Entalpía del aire en el Pe [kJ/kg]}$

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = 1,687 \text{ kg/s} \left(73,51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{aire}}} - 65,78 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{aire}}} \right)$$

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = 13,04 \text{ kW}$$

Proceso de humidificación del aire. Representa la línea Ps - Pe en la Figura 14, en la humidificación se mantiene constante la temperatura del bulbo húmedo y se origina al entrar en contacto producto húmedo con la corriente de aire caliente. En el proceso de secado la cantidad de humedad removida por el aire, se representa por el siguiente balance de materia.

$$m_w = m_a (\omega_s - \omega_e) \quad (50)$$

Dónde:

$m_w = \text{Masa de vapor extraída del cacao por ciclo [kg/s]}$

$$m_w = 1,687 \text{ kg/s} \left(0,01648 \frac{\text{kg}_{\text{vapor}}}{\text{kg}_{\text{aire}}} - 0,015944 \frac{\text{kg}_{\text{vapor}}}{\text{kg}_{\text{aire}}} \right)$$

$$m_w = 0,001695 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 6,102 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

3.4.4 Balance de energías en el secador. - Para evaluar las pérdidas térmicas en la cámara de secado es necesario el cálculo de transferencia de calor por convección del aire a través del cilindro, en este caso se desprecia la transferencia de calor por conducción entre los granos y las paredes del cilindro ya que en la rotación del mismo, el área de contacto es mínima.

Convección libre del aire exterior. Para el cálculo del coeficiente convectivo por convección libre, con el aire que se encuentra en el exterior se lo realiza con los números adimensionales:

Número de Grashof: $Gr = \frac{g \beta}{\gamma^2} (T_s - T_\infty) L^3 \quad (51)$

Las propiedades físicas del fluido (ρ , ν , α y β) se deben evaluar a temperatura de la capa límite también llamada filmica definida por:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (52)$$

Dónde:

Temperatura de superficie $T_s = 28^\circ\text{C}$ se asume para después iterar

Temperatura del aire $T_{\infty\text{aire}} = 25^\circ\text{C}$

$$T_f = \frac{(25^\circ\text{C}) + (28)^\circ\text{C}}{2} = 26,5^\circ\text{C}$$

Propiedades del aire evaluado a temperatura filmica

Densidad $\rho = 1,2956 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Viscosidad dinámica $\mu = 192360 \frac{\text{Kg}}{\text{m s}}$

Viscosidad cinemática $\nu = 1,6 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Conductividad térmica $k = 0,02576 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$

Calor específico $C_p = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$

Número de Prandtl $Pr = 1,2056$

Coefficiente de expansión:

$$\beta = 0,04762 \frac{1}{^\circ\text{C}}$$

$$Gr = \frac{\left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \left(0,04762 \frac{1}{^\circ\text{C}}\right) (28 - (25))^\circ\text{C} (0,55 \text{ m})^3}{\left(1,6 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)^2} = 6,1 \times 10^8$$

Número de Rayleigh:

$$Ra = Gr * Pr \quad (53)$$

$$R_a = (6,1 \times 10^8)(1,2056) = 4,33 \times 10^8$$

Número de Nusselt:

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387R_a^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (54)$$

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387(4,33 \times 10^8)^{1/6}}{\left[1 + (0,559/1,2056)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 95,034$$

Coefficiente convectivo:

$$Nu = \frac{h_\infty D}{K} \quad (55)$$

$$h_\infty = \frac{Nuk}{D} = \frac{(95,034) \left(0,02576 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)}{0,55 m} = 4,45 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Convección forzada - aire interior

$$Re_D = \frac{4(\dot{m}_a)}{\pi D \mu} \quad (42)$$

Dónde

Re_D = Número de Reynolds interior

$$Re_D = \frac{4 \left(1,687 \frac{kg}{s}\right)}{\pi (1,1m) \left(0,00001846 \frac{Kg}{m \cdot s}\right)} = 105 779,34$$

Número de Nusselt:

$$N_{uD} = 0,023(R_{eD})^{4/5}(Pr)^{0,3}$$

$$N_{uD} = 0,023(105779,338)^{4/5}(1,2056)^{0,3}$$

$$N_{uD} = 254,4541$$

Coficiente convectivo:

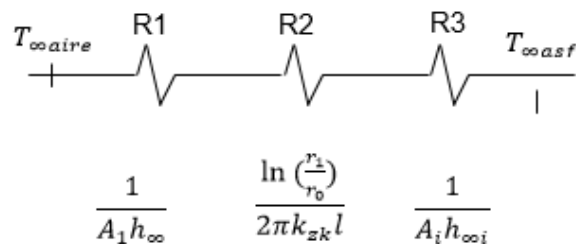
$$N_{uD} = \frac{(h_{\infty})}{k}$$

$$h_{\infty i} = \frac{(N_{uD})(k)}{(D)}$$

$$h_{\infty i} = \frac{(254,4541) \left(0,02576 \frac{W}{m^{\circ}C}\right)}{(1,1m)}$$

$$h_{\infty i} = 5,96 \frac{W}{m^2 \text{ } ^{\circ}C}$$

Al hacer el análisis se obtiene el circuito térmico:



El flujo de calor a través del circuito es:

$$q_{disipado} = \frac{\Delta T}{\sum Rt} \tag{57}$$

$$\Delta T = T_{\infty interior} - T_{\infty a}$$

$$q_{disipado} = \frac{(40^{\circ}\text{C} - 25^{\circ}\text{C})}{0,416402132 \frac{^{\circ}\text{K}}{\text{w}}} = 36,0228 \text{ w}$$

3.4.5 Tiempo de secado:

$$m_w = \frac{m_{humedad}}{T_{secado}} \quad (58)$$

Dónde:

T_{secado} = Tiempo de secado [horas]

$$T_{secado} = \frac{m_{humedad}}{m_w} \quad (59)$$

$$T_{secado} = \frac{40,82 \text{ kg}}{6,102 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}$$

$$T_{secado} = 6,69 \text{ horas}$$

3.4.6 Diseño del sistema de paneles solares

3.5.1 Cantidad de energía solar disponible

El objetivo del balance de energía es la determinación del calor útil transmitido hacia el aire para formar la eficiencia del calentador solar.

Para el análisis es necesario considerar variables de temperatura, radiación solar de la zona, humedad, velocidad del viento, según, (Hargreaves y Samani ,1985). La radiación solar incidente R_s se calcula con la ecuación:

$$H_t = R_0 \cdot K_t (t_{\max} - t_{\min})^{\frac{1}{2}}. \quad (60)$$

Dónde:

H_t = Radiación solar incidente [W/m^2]

R_0 = Radiación solar extraterrestre [$\text{MJ}/\text{m}^2 \cdot \text{día}$]

K_t = Coeficiente calculado [$1/\text{K}^{0.5}$]

Tmax = Temperatura diaria máxima [K]

Tmín = Temperatura diaria mínima [K]

Tabla 6. Número máximo teórico de horas de sol

| LAT | ENE | FEB | MAR | ABR | MAY | JUN | JUL | AGO | SEP | NOV | DIC | ANUAL |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 15 | 11.21 | 11.51 | 11.91 | 12.33 | 12.70 | 12.87 | 12.79 | 12.49 | 12.08 | 11.30 | 11.13 | 12.00 |
| 14 | 11.27 | 11.54 | 11.92 | 12.31 | 12.65 | 12.81 | 12.74 | 12.46 | 12.07 | 11.35 | 11.19 | 12.00 |
| 13 | 11.32 | 11.56 | 11.92 | 12.29 | 12.60 | 12.75 | 12.68 | 12.42 | 12.07 | 11.40 | 11.25 | 12.00 |
| 12 | 11.38 | 11.61 | 11.93 | 12.27 | 12.55 | 12.69 | 12.63 | 12.39 | 12.06 | 11.44 | 11.31 | 12.00 |
| 11 | 11.43 | 11.64 | 11.93 | 12.24 | 12.50 | 12.63 | 12.58 | 12.36 | 12.06 | 11.49 | 11.37 | 12.00 |
| 10 | 11.46 | 11.68 | 11.94 | 12.22 | 12.46 | 12.57 | 12.52 | 12.32 | 12.05 | 11.54 | 11.43 | 12.00 |
| 9 | 11.54 | 11.71 | 11.95 | 12.20 | 12.41 | 12.52 | 12.47 | 12.29 | 12.05 | 11.59 | 11.48 | 12.00 |
| 8 | 11.59 | 11.74 | 11.95 | 12.18 | 12.36 | 12.46 | 12.42 | 12.26 | 12.04 | 11.63 | 11.54 | 12.00 |
| 7 | 11.64 | 11.77 | 11.96 | 12.15 | 12.31 | 12.40 | 12.36 | 12.23 | 12.04 | 11.68 | 11.60 | 12.00 |
| 6 | 11.69 | 11.81 | 11.96 | 12.13 | 12.27 | 12.34 | 12.31 | 12.19 | 12.03 | 11.73 | 11.66 | 12.00 |
| 5 | 11.74 | 11.84 | 11.97 | 12.11 | 12.23 | 12.26 | 12.26 | 12.16 | 12.03 | 11.77 | 11.72 | 12.00 |
| 4 | 11.80 | 11.87 | 11.98 | 12.09 | 12.16 | 12.23 | 12.21 | 12.13 | 12.02 | 11.82 | 11.77 | 12.00 |
| 3 | 11.85 | 11.90 | 11.98 | 12.07 | 12.14 | 12.17 | 12.16 | 12.10 | 12.02 | 11.86 | 11.83 | 12.00 |
| 2 | 11.90 | 11.94 | 11.99 | 12.04 | 12.09 | 11.11 | 12.10 | 12.06 | 12.01 | 11.91 | 11.89 | 12.00 |
| 1 | 11.95 | 11.97 | 11.99 | 12.02 | 12.05 | 12.06 | 12.05 | 12.03 | 12.01 | 11.95 | 11.94 | 12.00 |
| 0 | 12.00 | 12.00 | 12.00 | 12.00 | 12.00 | 12.00 | 12.00 | 12.00 | 12.00 | 12.00 | 12.00 | 12.00 |
| -1 | 12.05 | 12.03 | 12.01 | 11.98 | 11.95 | 11.94 | 11.95 | 11.97 | 11.99 | 12.05 | 12.06 | 12.00 |
| -2 | 12.10 | 12.06 | 12.01 | 11.96 | 12.91 | 11.89 | 11.90 | 11.94 | 11.99 | 12.09 | 12.11 | 12.00 |
| -3 | 12.15 | 12.10 | 12.02 | 11.93 | 12.86 | 11.83 | 11.84 | 11.90 | 11.98 | 12.14 | 12.17 | 12.00 |
| -4 | 12.20 | 12.13 | 12.02 | 11.91 | 12.82 | 11.77 | 11.79 | 11.87 | 11.98 | 12.18 | 12.23 | 12.00 |
| -5 | 12.26 | 12.16 | 12.03 | 11.89 | 12.77 | 11.72 | 11.74 | 11.84 | 11.97 | 12.23 | 12.28 | 12.00 |

Fuente: (PLAZA ESPINOZA, y otros, 2012)

Para el cálculo del coeficiente Kt se tiene la ecuación:

$$K_t = 0,299 + 0,508 \left(\frac{n}{N} \right) \quad (61)$$

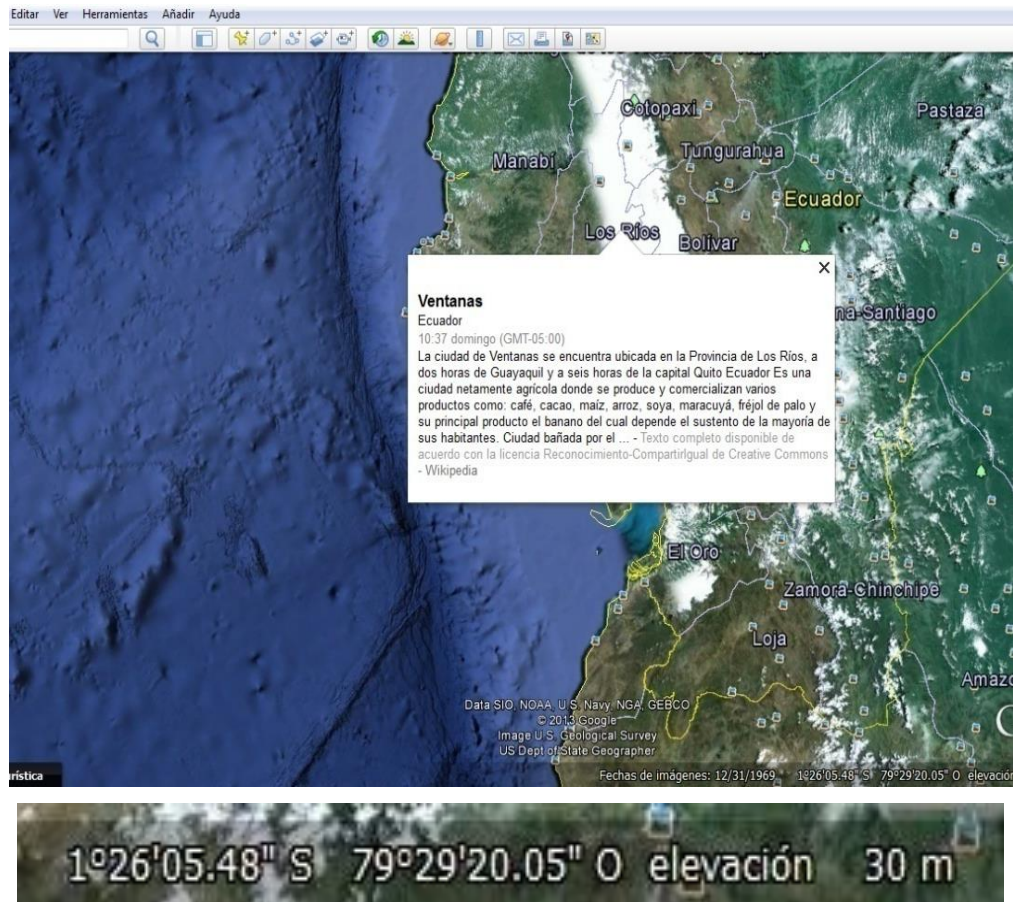
Dónde:

n = número de horas de sol reales [horas]

N= número máximo teórico de horas de sol [horas]

Para tomar correctamente el valor de radiación solar según el mes que corresponde, se necesita la latitud del cantón Ventanas, información que se obtiene de la Figura 15, proporcionada por Google Earth.

Figura 15. Latitud del cantón Ventanas



Fuente: Google Earth

Con los datos que obtenemos de la tabla 6 y la latitud de la figura 15 se calcula la radiación solar incidente para el mes desde enero hasta diciembre, se toma la latitud de 1.45° en la tabla ya que es la más aproximada a la latitud 1° obtenida, los datos de temperatura máxima y mínima están en la tabla 6

Para el cálculo de K_t , se toma el valor de N de la tabla 6 siendo $N = 12$ horas teóricas, el valor de $n = 9$ horas que son las horas útiles de sol recomendadas por Doorenbos y Pruitt, 1977.

Remplazando en la ecuación 61, se obtiene:

$$K_t = 0,299 + 0,508 \left(\frac{9 \text{ horas}}{12 \text{ horas}} \right)$$

$$K_t = 0,61 \frac{1}{(\text{°K})^{\frac{1}{2}}}$$

Tabla 7. Radiación solar extraterrestre

| Lat ° | HEMISFERIO NORTE Ra en MJ · m ⁻² · día ⁻¹ | | | | | | | | | | | |
|-------|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | ENE | FEB | MAR | ABR | MAY | JUN | JUL | AGO | SEP | OCT | NOV | DIC |
| Norte | | | | | | | | | | | | |
| 0.0 | 36.1 | 37.6 | 38.0 | 36.8 | 34.8 | 33.4 | 33.8 | 35.5 | 37.1 | 37.4 | 36.5 | 35.7 |
| 2.0 | 35.3 | 37.1 | 37.9 | 37.1 | 35.4 | 34.2 | 34.5 | 36.0 | 37.2 | 37.1 | 35.8 | 34.8 |
| 4.0 | 34.5 | 36.6 | 37.7 | 37.4 | 36.0 | 34.9 | 35.2 | 36.4 | 37.3 | 36.8 | 35.1 | 33.9 |
| 6.0 | 33.6 | 36.0 | 37.5 | 37.6 | 36.6 | 35.6 | 35.8 | 36.8 | 37.3 | 36.4 | 34.3 | 33.0 |
| 8.0 | 32.7 | 35.4 | 37.3 | 37.8 | 37.1 | 36.3 | 36.4 | 37.2 | 37.2 | 35.9 | 33.5 | 32.1 |
| 10.0 | 31.8 | 34.7 | 37.0 | 38.0 | 37.5 | 36.9 | 37.0 | 37.5 | 37.1 | 35.4 | 32.7 | 31.1 |
| 12.0 | 30.9 | 34.0 | 36.7 | 38.0 | 38.0 | 37.5 | 37.6 | 37.8 | 37.0 | 34.9 | 31.8 | 30.1 |
| 14.0 | 29.9 | 33.3 | 36.3 | 38.1 | 38.4 | 38.1 | 38.0 | 38.0 | 36.8 | 34.3 | 30.9 | 29.0 |
| 16.0 | 28.9 | 32.5 | 35.8 | 38.1 | 38.7 | 38.6 | 38.5 | 38.2 | 36.6 | 33.7 | 30.0 | 27.9 |
| 18.0 | 27.8 | 31.7 | 35.4 | 38.1 | 39.0 | 39.1 | 38.9 | 38.3 | 36.4 | 33.0 | 29.1 | 26.9 |
| 20.0 | 26.7 | 30.8 | 34.8 | 38.0 | 39.3 | 39.5 | 39.3 | 38.4 | 36.0 | 32.3 | 28.1 | 25.7 |
| 22.0 | 25.6 | 29.9 | 34.3 | 37.8 | 39.5 | 39.9 | 39.6 | 38.4 | 35.7 | 31.6 | 27.0 | 24.6 |
| 24.0 | 24.5 | 29.0 | 33.7 | 37.7 | 39.7 | 40.3 | 39.9 | 38.5 | 35.3 | 30.8 | 26.0 | 23.4 |
| 26.0 | 23.4 | 28.1 | 33.0 | 37.4 | 39.8 | 40.6 | 40.2 | 38.4 | 34.9 | 30.0 | 24.9 | 22.3 |
| 28.0 | 22.2 | 27.1 | 32.4 | 37.2 | 39.9 | 40.9 | 40.4 | 38.3 | 34.4 | 29.2 | 23.8 | 21.1 |
| 30.0 | 21.1 | 26.1 | 31.6 | 36.9 | 40.0 | 41.1 | 40.6 | 38.2 | 33.9 | 28.3 | 22.7 | 19.8 |
| 32.0 | 19.9 | 25.0 | 30.9 | 36.5 | 40.0 | 41.3 | 40.7 | 38.1 | 33.3 | 27.4 | 21.6 | 18.6 |
| 34.0 | 18.7 | 24.0 | 30.1 | 36.1 | 39.9 | 41.5 | 40.8 | 37.9 | 32.7 | 26.4 | 20.4 | 17.4 |
| 36.0 | 17.4 | 22.9 | 29.3 | 35.7 | 39.9 | 41.7 | 40.9 | 37.6 | 32.0 | 25.5 | 19.2 | 16.2 |
| 37.0 | 16.8 | 22.3 | 28.8 | 35.4 | 39.8 | 41.7 | 40.9 | 37.5 | 31.7 | 25.0 | 18.7 | 15.5 |
| 38.0 | 16.2 | 21.7 | 28.4 | 35.2 | 39.8 | 41.7 | 40.9 | 37.3 | 31.4 | 24.5 | 18.1 | 14.9 |
| 39.0 | 15.6 | 21.2 | 27.9 | 34.9 | 39.7 | 41.8 | 40.9 | 37.2 | 31.0 | 24.0 | 17.5 | 14.3 |
| 40.0 | 15.0 | 20.6 | 27.5 | 34.7 | 39.6 | 41.8 | 40.9 | 37.0 | 30.6 | 23.4 | 16.9 | 13.7 |
| 41.0 | 14.4 | 20.0 | 27.0 | 34.4 | 39.5 | 41.8 | 40.9 | 36.8 | 30.3 | 22.9 | 16.3 | 13.1 |
| 42.0 | 13.8 | 19.5 | 26.6 | 34.1 | 39.4 | 41.8 | 40.8 | 36.6 | 29.9 | 22.4 | 15.7 | 12.4 |
| 43.0 | 13.2 | 18.9 | 26.1 | 33.8 | 39.3 | 41.8 | 40.8 | 36.4 | 29.5 | 21.9 | 15.1 | 11.8 |
| 45.0 | 11.9 | 17.7 | 25.1 | 33.2 | 39.1 | 41.8 | 40.7 | 36.0 | 28.7 | 20.8 | 13.8 | 10.6 |
| 46.0 | 11.3 | 17.1 | 24.6 | 32.9 | 39.0 | 41.8 | 40.6 | 35.8 | 28.3 | 20.2 | 13.2 | 10.0 |
| 47.0 | 10.7 | 16.5 | 24.1 | 32.6 | 38.8 | 41.8 | 40.6 | 35.6 | 27.8 | 19.6 | 12.6 | 9.4 |
| 48.0 | 10.1 | 15.9 | 23.6 | 32.2 | 38.7 | 41.8 | 40.5 | 35.3 | 27.4 | 19.1 | 12.0 | 8.8 |
| 49.0 | 9.5 | 15.3 | 23.0 | 31.9 | 38.5 | 41.7 | 40.4 | 35.1 | 27.0 | 18.5 | 11.4 | 8.2 |
| 50.0 | 8.9 | 14.7 | 22.5 | 31.5 | 38.4 | 41.7 | 40.3 | 34.8 | 26.5 | 17.9 | 10.8 | 7.6 |
| 60.0 | 3.3 | 8.5 | 16.8 | 27.5 | 36.5 | 41.2 | 39.3 | 31.9 | 21.6 | 12.0 | 4.9 | 2.2 |

Fuente: (PLAZA ESPINOZA, y otros, 2012)

Posterior a esto se proceda a calcular la radiación solar para los 12 meses del año:

Enero:

$$R_0 = 35,8 \frac{\text{Mjulios}}{\text{m}^2 \text{dia}}$$

$$K_t = 0,61 \frac{1}{(\text{°K})^{\frac{1}{2}}}$$

$$t_{\max} = 34^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\min} = 24,4^{\circ}\text{C}$$

Remplazando en la ecuación (61), se obtiene:

$$H_t = (R_0)(K_t)(t_{\max} - t_{\min})^{\frac{1}{2}}$$

$$H_t = 35,8 \frac{\text{Mjulios}}{\text{m}^2\text{dia}} * 0,61(34 - 24,4)^{\frac{1}{2}}$$

$$H_t = 35,8 \frac{\text{Mjulios}}{\text{m}^2\text{dia}} * \frac{1 \text{ dia}}{86400 \text{ seg}} 0,61(34 - 24,4)^{\frac{1}{2}}$$

$$H_t = 783,13 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Para determinar la radiación solar del resto de meses, utilizamos la misma metodología realizada para el mes de enero, obteniendo los datos que se presenta en la tabla siguiente.

Tabla 8. Radiación solar calculada en el cantón Ventanas

| Radiación Ht [W/m ²] | Mes |
|-------------------------------------|------------|
| 783,13 | Enero |
| 815,94 | Febrero |
| 831,25 | Marzo |
| 807,19 | Abril |
| 713,94 | Mayo |
| 698,77 | Junio |
| 693,60 | Julio |
| 728,18 | Agosto |
| 754,62 | Septiembre |
| 756,66 | Octubre |
| 756,66 | Noviembre |
| 756,66 | Diciembre |

Fuente: Autor.

Con esto se selecciona un panel solar con las siguientes dimensiones, dada la disponibilidad de la zona donde se va a aplicar, (2,5 m x 2,3 m):

Tabla 9. Dimensiones del colector solar

| | | | |
|--------------------------|---|---------------|-------------------------|
| Condiciones de prueba | Radiación solar incidente | | 831,26 W/m ² |
| | Inclinación del colector | | 30° |
| | Temperatura ambiente | | 25 °C |
| | Velocidad del viento | | 4 km/h |
| Dimensiones del colector | Dimensiones totales | Longitud | 1,80 m |
| | | Ancho | 0,80 m |
| | | Espesor | 14 cm |
| Cubierta | Número de cubiertas | | 2 |
| | Material | | Vidrio |
| | Transmitancia τ | | 0,88 |
| | Emitancia ε _c | | 0,88 |
| Espacio de aire de caja | Cobertura de la caja | | 3,5 cm |
| Placa | Temperatura promedio de la placa de absorción | | 60°C |
| | Absortancia α | | 0.9 |
| | Emitancia ε _p | | 0,9 |
| Aislamiento | Fibra de vidrio | Conductividad | 0,03 W/m.K |
| | | Espesor | 3,5 cm |

Fuente. Autor.

3.5.2 Cantidad de calor disponible en el panel solar. Para estimar la cantidad de calor aprovechable por el colector solar, se realizan cálculos de transferencia de calor:

$$U_{\text{sup}} = \left(\frac{N}{\left(\frac{c}{T_p}\right)\left(\frac{T_p - T_a}{N+f}\right)^e + \frac{1}{h_v}} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{(\varepsilon_p + 0,00591Nh_v)^{-1} + \frac{2N+f-1+0,133\varepsilon_p}{\varepsilon_c} - N} \quad (62)$$

Dónde:

N = número de cubiertas

f, C, e = Constantes dependientes

h_v = coeficiente de transferencia de calor por convección entre colector aire [W/m².K]

v = velocidad del viento [m/s]

ε_c = emitancia de las cubiertas en el infrarrojo

β = ángulo de inclinación del colector [rad]

T_p = temperatura promedio de la placa de absorción [K]

Se calcula el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el colector y el aire.

$$h_v = 5,7 + 3,8v \quad (63)$$

$$h_v = 5,7 + 3,8(1,12 \text{ m/s})$$

$$h_v = 9,956 \text{ W/m}^2$$

Se toma el valor de f para un ángulo del colector entre $0^\circ < \beta < 70^\circ$

$$f = (1 + 0,089h_v - 0,11666h_v\varepsilon_p)(1 + 0,07866N) \quad \text{para } 0^\circ < \beta < 70^\circ \quad (64)$$

$$f = (1 + 0,089(9,956) - 0,11666(9,956)(0,9))(1 + 0,07866 * 2)$$

$$f = 0,973582$$

$$C = 520(1 - 0,000051 * \beta^2) \quad (65)$$

$$C = 520(1 - 0,000051 * 30^2)$$

$$C = 496,132$$

$$e = 0,43 \left(1 - \frac{100}{T_p} \right) \quad (66)$$

$$e = 0,43 \left(1 - \frac{100}{333} \right)$$

$$e = 0,3008$$

$$U_{\text{sup}} = \left(\frac{2}{\left(\frac{496,132}{333} \right) \left(\frac{333-298}{2+0,97} \right)^{0,3008} + \frac{1}{9,956}} \right)^{-1} + \frac{5,6697 * 10^{-8} (333 + 298)(333^2 + 298^2)}{(0,9 + 0,00591(2 * 9,956))^{-1} + \frac{(2*2)+0,97-1+(0,133*0,99)}{0,88} - 2}$$

$$U_{\text{sup}} = 3,31016 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Conductancia en la parte lateral U_l,

$$q_{\text{lados}} = U_l A_c (T_p - T_a) \quad (67)$$

$$Q_{\text{lados}} = \frac{k_a h P}{l'} (T_p - T_a) \quad (68)$$

Al igualar las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$U_1 = \frac{k_a h P}{l' A_c}$$

$$U_1 = \frac{0,03 * 0,14 * 5.2}{0.035 * 1.44} (\text{W}/\text{m}^2\text{K})$$

$$U_1 = 0,4333 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$$

$$P = 2(\text{Ancho} + \text{largo})$$

$$P = 2(0,8 + 1,8) = 5,2 \text{ m}$$

$$P = 1,44 \text{ m}$$

$$A_c = (0,8 + 1,8) = 1,44$$

Por ultimo para todo el colector se evalúa el coeficiente total de transferencia de calor, representada por la sumatoria de las tres conductancias lateral, inferior y superior.

$$U_L = U_{fo} + U_{sup} + U_1 \quad (69)$$

$$U_L = 3,31016 + 0,8571 + 0,4333 (\text{W}/\text{m}^2\text{K})$$

$$U_L = 4,60056 (\text{W}/\text{m}^2\text{K})$$

Cálculo del calor útil:

$$Q_{\text{abs}} = Q_{\text{útil}} + Q_{\text{pérdidas}} \quad (70)$$

$$Q_{\text{útil}} = Q_{\text{abs}} - Q_{\text{pérdidas}}$$

$$Q_{\text{abs}} = H_t A_c (\tau \alpha) \quad (71)$$

$$Q_{\text{abs}} = 831,26 \text{ W/m}^2 * 1,44 \text{ m}^2(0,88 * 0,9)$$

$$Q_{\text{abs}} = 948,04 \text{ W}$$

$$Q_{\text{pérdidas}} = U_L A_c (T_p - T_a) \quad (72)$$

$$Q_{\text{pérdidas}} = 4,60056 \text{ W/m}^2\text{K} * 1,44 \text{ m}^2(333 - 298)\text{K}$$

$$Q_{\text{pérdidas}} = 231,868 \text{ W}$$

$$Q_{\text{útil}} = 948,04 \text{ W} - 231,868 \text{ W} = 716,172 \text{ W}$$

Eficiencia del colector:

$$\eta = \frac{Q_{\text{útil}}}{H_{tA_c}} * 100\% \quad (73)$$

$$\eta = \frac{716,172 \text{ W}}{831,26 \text{ W/m}^2 * 1,44 \text{ m}^2} * 100\%$$

$$\eta = 60\%$$

3.6 *Diseño y selección del quemador.*

3.6.1 *Selección del combustible.* Se analiza entre los combustibles disponibles en el Ecuador, para lo cual se utiliza la siguiente tabla:

Tabla 10. Porcentajes de combustión y quemado de varios combustibles

| Combustible | Rendimiento de la combustión |
|-----------------------|------------------------------|
| Gas natural | 95-98 |
| Gas licuado | 95-98 |
| Residual 6 | 70-77 |
| Residual 5 | 70-77 |
| Diesel 2 | 80-83 |
| Leña | 45-55 |
| Carbón sub-bituminoso | 55-60 |
| Carbón bituminoso | 55-60 |

Fuente: REPSOL

Como se observa en la tabla 10 por condiciones de operatividad y de manejo además del costo que representa en nuestro país, el combustible adecuado para el proceso es el GLP, que en su composición química principalmente tiene propano y butano.

Tabla 11. Componentes, poder calorífico y eficiencia de la combustión según los combustibles.

| | GLP | Diesel 2 | Residual 500 | Residual 6 |
|----------------------------|--------|----------|--------------|------------|
| Azufre Total, %masa | 0,02 | 0,29 | 1,61 | 1,64 |
| Cenizas, % masa | Trazas | 0,001 | 0,05 | 0,06 |
| Carbón Conradson, %masa | Trazas | 0,009 | 14,60 | 15,00 |
| Poder Calorífico BTU Galón | 98.000 | 132.000 | 151.400 | 151.000 |
| Eficiencia de Combustión | 98% | 88% | 87% | 87% |

Fuente: (REPSOL)

3.6.2 Análisis del combustible. Para que la reacción de combustión se ajuste químicamente, los combustibles se simplifican como si se tratara de un solo hidrocarburo, cuando en realidad son mezclas complejas de hidrocarburos e impurezas, que dependen de la refinería y de la fuente de petróleo crudo.

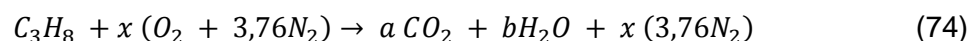
En la práctica la forma C_xH_y se modelan a los combustibles hidrocarburos. Por lo cual, en el sistema el combustible que se utilizará es el GLP que en su composición es una mezcla aproximada de 95% Propano y 5% Butano y otros gases.

Tabla 12. Composición química del GLP

| INGREDIENTE | % VOLUMEN | PEL-OSHA | TLV-ACGIH | LD ₅₀ o LC ₅₀ Ruta/Especie |
|---|---|---------------|----------------------|--|
| Gas Licuado de Petróleo FORMULA: C ₃ H ₈ CAS: 74-98-6 RTECS #: SE7545000 | Propano 95% + Butano y otros gases | No Disponible | Asfixiante Simple | No Disponible |

Fuente: (INDURA)

La ecuación estequiométrica para un balance con el aire capaz de oxidar todos los elementos será:



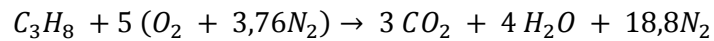
Igualando la ecuación química se tiene los siguientes coeficientes:

$$x = 5$$

$$a = 3$$

$$b = 4$$

Remplazando se tiene:



Relación aire – combustible. Esta relación aire-combustible (AC), es la razón entre la masa de aire y la masa de combustible necesaria para obtener una óptima combustión, se obtiene por:

$$AC = \frac{m_{aire}}{m_{comb}} \quad (75)$$

Dónde:

AC = Relación aire – combustible

m_{comb} = Masa de combustible [kg]

En análisis molar o volumétrico del aire atmosférico, en su componente de aire seco está compuesto por nitrógeno en un 78.1%, oxígeno un 20.9%, argón un 0.9% y pequeñas cantidades de neón, dióxido de carbono, hidrógeno, helio. De esta manera cada mol de oxígeno estará acompañada por:

$$\frac{0,79}{0,21} = 3,76 \text{ mol de nitrógeno}$$

Por lo tanto:

$$1 \text{ kmol } O_2 + 3,76 \text{ kmol nitrógeno} = 4,76 \text{ kmol aire}$$

La masa del aire (m_{aire}), es igual:

$$m_{aire} = N_{aire} \cdot M_{aire} \quad (76)$$

Dónde:

m_{aire} = Peso molecular del aire [kg/kmol]

N_{aire} = Número de moles del aire [kmol]

$$m_{aire} = 5 \times 4,76 \text{ kmol} \times 29 \text{ kg/kmol}$$

$$m_{aire} = 690,2 \text{ kg}$$

La masa de combustible (m_{comb}) se determina por:

$$m_{comb} = Nc \cdot Mc + Nh \cdot Mh \quad (77)$$

Dónde:

Mc= Peso molecular del carbono [12 kg/kmol]

Mh= Peso molecular del hidrógeno [2 kg/kmol]

Nc= Número de moles del carbono [kmol]

Nh= Número de moles del hidrógeno [kmol]

$$m_{comb} = \left(3 \text{ kmol} \times \frac{12 \text{ kg}}{\text{kmol}}\right) + \left(8 \text{ kmol} \times \frac{2 \text{ kg}}{\text{kmol}}\right)$$

$$m_{comb} = 52 \text{ kg}$$

La relación de aire - combustible será:

$$AC = \frac{690,2 \text{ kg de aire}}{52 \text{ kg de comb}} = 13,273 \frac{\text{kg de aire}}{\text{kg de comb}}$$

Flujo de combustible sin los colectores solares. En la evaluación del flujo másico de combustible, se debe emplear la siguiente ecuación:

$$m_{comb} = \frac{\dot{Q}}{\eta \times PCGLP} \quad (78)$$

Dónde:

\dot{Q} = Calor aportado necesario para el proceso [kW]

η = Eficiencia de la caldera

PCGLP = Poder calorífico del GLP [kJ/kg]

$$m_{comb} = \frac{26,09 \text{ kW}}{0,7 \times 46054,8 \text{ kJ/kg}}$$

$$m_{comb} = 2,914 \text{ kg/h}$$

Flujo de combustible con los colectores solares. En la evaluación del flujo másico de combustible, se debe emplear la siguiente relación:

$$m_{comb2} = \frac{\dot{Q}}{\eta \times PCGLP}$$

$$m_{comb2} = \frac{26,09 \text{ kW} - 4(0,716172 \text{ W})}{0,7 \times 46054,8 \text{ kJ/kg}}$$

$$m_{comb2} = 2,594 \text{ kg/h}$$

3.6.3 Costo del combustible. El costo del combustible en el Ecuador se encuentra a razón de 0,95 USD/kg de GLP a nivel industrial. (Cáceres, 2013)

Costo sin colectores solares

$$Costo_{sp} = (m_{comb})(t_{secado})(Precio/kg) \quad (79)$$

Dónde:

$Costo_{sp}$ = Costo del combustible sin paneles solares [USD]

$$Costo_{sp} = (2,914 \text{ kg/h})(6,69 \text{ horas})(0,95 \text{ USD/kg})$$

$$Costo_{sp} = 18,51 \text{ USD}$$

Lo que equivale a 1,30 tanques de 15 kg

Costo con colectores solares

$$Costo_{cp} = (m_{comb})(t_{secado})(Precio/kg) \quad (80)$$

Dónde:

$Costo_{cp}$ = Costo del combustible con paneles solares [USD]

$$Costo_{cp} = (2,594 \text{ kg/h})(6,69 \text{ horas})(0,95 \text{ USD/kg})$$

$$Costo_{cp} = 16,49 \text{ USD}$$

Lo que equivale a 1,16 tanques de 15 kg.

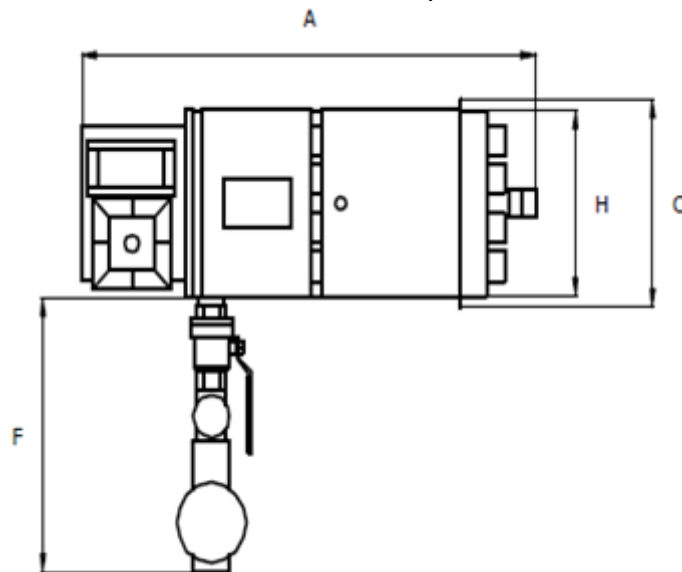
El ahorro estimado por secado será de 2,02 USD. Que equivale al 11% del gasto en combustible.

3.6.4 Selección de quemador. Para efectuar una combustión uniforme es necesario:

- Proporción adecuada en la mezcla aire combustible
- Combinación química rápida e instantánea.
- Desprendimiento de calor

Al tener en cuenta estas consideraciones se selecciona un quemador del tipo *vena de aire*, estos equipos alcanzan una capacidad de 3 500 Mcal./h, pueden trabajar con gases como GLP y GN, además puede emplearse en procesos de calentamiento directo debido a la óptima combustión de sus quemadores, estos quemadores son ampliamente utilizados en el curado de pinturas, calentamiento y recalentamiento de gases de procesos o el aire, como secados y deshidratados de productos agrícolas, calentamiento en bajas temperaturas, alcanzando hasta niveles de 300 °C.

Tabla 13. Modelos de quemadores



Las dimensiones lineales son en mm y los diámetros en pulgadas.

| Modelo | Capacidad (Kcal/h) | N° Toberas | Peso (Kg) | Dimensiones | | | | | | | | |
|--------|--------------------|------------|-----------|-------------|-----|-----|-----|----|-----|-----|-----|-----|
| | | | | A | B | C | D | E | F | G | H | I |
| A25 | 25.000 | 1 | 5 | 435 | 240 | 160 | 295 | 70 | 255 | 115 | 105 | 1/2 |
| A50 | 50.000 | 2 | 6 | 495 | 240 | 210 | 275 | 70 | 280 | 115 | 155 | 1/2 |
| A75 | 75.000 | 3 | 8,5 | 495 | 240 | 280 | 275 | 70 | 330 | 115 | 215 | 3/4 |
| A100 | 100.000 | 4 | 12,5 | 550 | 240 | 330 | 275 | 70 | 360 | 115 | 265 | 1 |

Fuente: (EMPREDIMIENTO FENIX, catálogo)

Posee una gran ventaja frente a otros modelos de quemadores que usan llama directa, ya que no necesita de una cámara de combustión y son instalados dentro de las corrientes de aire de proceso.

El quemador vena de aire se adapta fácilmente a las diferentes formas necesarias para su montaje, pueden existir equipos cuadrados, rectangulares o en forma de cruz. Puede requerir el acoplamiento al proceso como lateral, flange frontal o superior. Estas formas de montaje permiten adaptar el equipo al proceso y no inversamente.

La capacidad del secador obtenida es de 28 670,42 kcal/hora, por lo que se selecciona un quemador modelo A50 con las siguientes características:

- Gabinete de chapa de hierro doble decapada, fosfatada y pintada al horno.
- Toberas lanzallamas de acero, con cabezal de doble anillo estriado para asegurar una efectiva retención de la llama.
- Venturi de doble admisión de aire.
- Ingreso de gas lateral.
- Ingreso de aire en dirección contraria a la boca del fuego
- Regulable a través de una persiana móvil.
- Equipamiento estándar: piloto, válvulas solenoide, válvula esférica de paso total,
- Válvula de regulación de caudal y llama, filtro de gas y transformador de ignición.

3.6.5 Selección de ventilador. Para la selección del ventilador será necesario determinar los requerimientos que se tiene al procesar cacao a su máxima capacidad, y el flujo másico de aire que se necesita para reducir la humedad en los granos de acuerdo a las características del secado, para efectuar una combustión uniforme es necesario:

Velocidad= 1,5 m/s

Caudal = 1,43 m³/s

Será necesario un dispositivo de 3029 CFM Así mismo es necesario determinar el valor de la caída de presión en el radiador y en el codo que se forma a la salida del flujo de aire. El ventilador seleccionado es de la marca COMEFRI con las siguientes características:

Modelo: DA 12/12

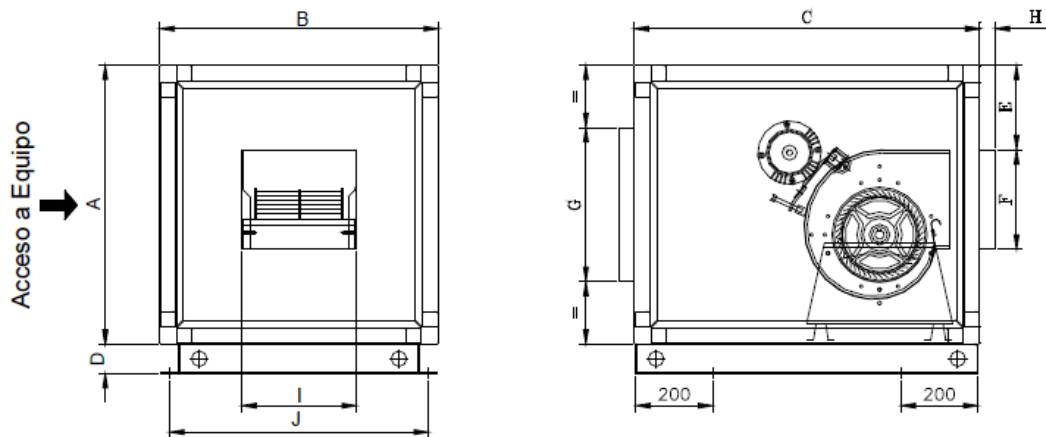
Caudal: 5765 CFM

Peso: 112 Kg

Potencia: 3 Hp.

RPM:1300

Figura 16. Características del ventilador



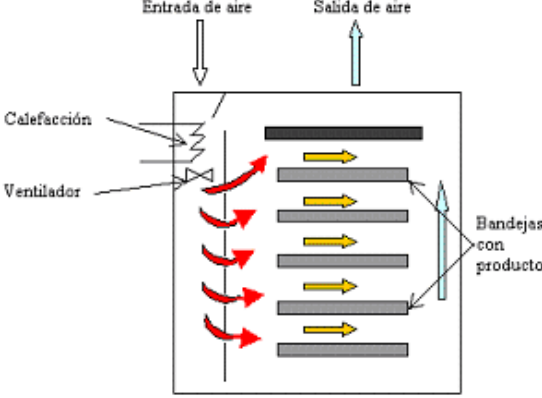
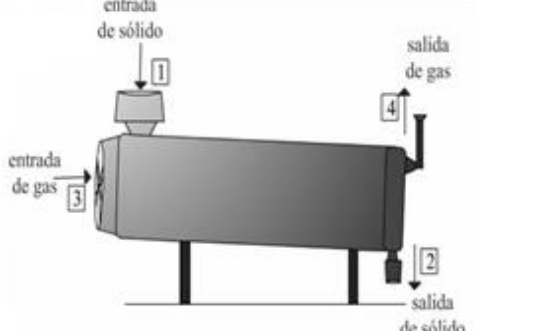
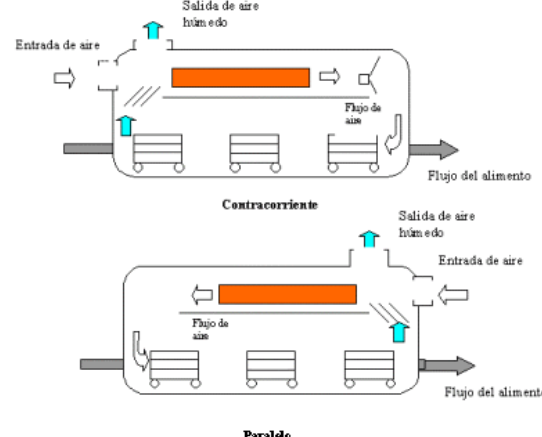
| Modelo | Potencia motor | | | | Revoluciones del ventilador | | Caudales a revolución | | | | Peso con motor máx. kg |
|------------|----------------|------|--------|-----|-----------------------------|--------|-----------------------|------|----------------------|-------|------------------------|
| | Minima | | Máxima | | Minima | Máxima | Minima | | Máxima | | |
| | Kw | HP | Kw | HP | (RPM) | (RPM) | (m ³ /hr) | CFM | (m ³ /hr) | CFM | |
| C/DA 7/7 | 0.18 | 0.25 | 0.75 | 1 | 800 | 1800 | 400 | 235 | 2800 | 1647 | 59 |
| C/DA 9/9 | 0.18 | 0.25 | 1.1 | 1.5 | 800 | 1500 | 1100 | 647 | 4500 | 2647 | 86 |
| C/DA 10/10 | 0.37 | 0.5 | 1.5 | 2 | 600 | 1300 | 1500 | 882 | 6200 | 3647 | 86 |
| C/DA 12/12 | 0.37 | 0.5 | 2.2 | 3 | 500 | 1300 | 1000 | 588 | 9800 | 5765 | 112 |
| C/DA 15/15 | 0.55 | 0.75 | 4 | 7.5 | 300 | 1000 | 2000 | 1178 | 12800 | 7529 | 139 |
| C/DA 18/18 | 1.1 | 1.5 | 5.5 | 7.5 | 400 | 900 | 3000 | 1765 | 21000 | 12353 | 175 |
| C/DA 20/20 | 1.5 | 2 | 7.5 | 10 | 300 | 800 | 4000 | 2353 | 23800 | 14000 | 291 |
| C/DA 22/22 | 2.2 | 3 | 11 | 15 | 300 | 800 | 4000 | 2353 | 32000 | 18824 | 390 |
| C/DA 25/25 | 2.2 | 3 | 11 | 15 | 250 | 650 | 5000 | 2941 | 39800 | 23412 | 420 |
| C/DA 30/28 | 2.2 | 3 | 15 | 20 | 200 | 550 | 6000 | 3529 | 55000 | 32353 | 542 |

Fuente: (Cátalogo Soler & Palau, Ventilador Centrifugo DA).

3.7 Diseño mecánico del secador de cacao

Para la selección de la mejor alternativa, se analizan todas las opciones disponibles como son:

Tabla 17. Alternativas de secadores

| Tipo de secador | Esquema |
|---|--|
| <p>SECADOR DE BANDEJAS</p> <p>El secado se realiza con aire caliente distribuido sobre las bandejas, donde se coloca el grano a secar, estas a su vez se cargan y descargan manualmente dependiendo de la capacidad del secador. Las bandejas deben ir perforadas en el fondo, de manera que el aire pueda circular a través de los granos, el paso del aire se lo realiza a través de uno o varios ventiladores a velocidades moderadas entre 2 y 5 m/s se calienta directa o indirectamente (serpentines, intercambiadores de calor o resistencias eléctricas)</p> |  |
| <p>SECADOR ROTATIVO</p> <p>Consta de un cilindro horizontal que rota alrededor de su eje principal, el grano húmedo ingresa y se mueve hacia adelante por el arreglo de baffles dentro del cilindro, puede utilizar quemadores directo o indirecto dependiendo del producto.</p> |  |
| <p>SECADORES DE TUNEL</p> <p>Consta de una cabina en la cual existe un mecanismo de rieles que mueven carros con producto, son usados en la deshidratación de granos, la disposición puede hacerse en paralelo o contra corriente, siendo la primera más suave para el grano ya que la segunda propicia el endurecimiento de la superficie del grano. Puede llegar a tener una longitud de 24m</p> |  |

Fuente: (Maldonado, 2006)

Y luego se concluye que para este caso se utilizará un secador rotativo de calor indirecto, el mismo que se compone de un cilindro rotatorio encerrado en una cámara estacionaria, debido a que en el mismo los granos se encuentran en constante

movimiento facilitando el intercambio de calor y humedad, disminuyendo así el tiempo de secado, y ocupando menos espacio.

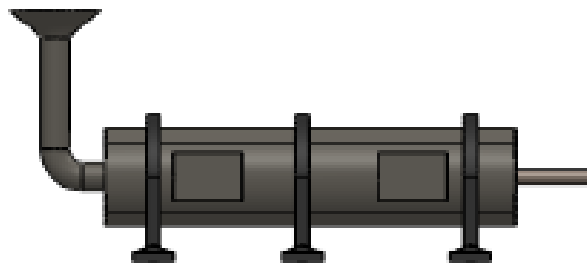
El volumen de cacao que deseamos secar es aproximadamente 150 kg, este valor es considerado en una producción artesanal del cantón Ventanas.

Las condiciones para un correcto funcionamiento del secador durante todo el proceso, son mantener constantes las temperaturas y flujos de aire caliente dentro del secador.

3.7.1 Dimensiones del secador. Para el diseño de la cámara de secado, se utiliza una recomendación de la FAO que dice; “la cámara deberá ser cinco veces el volumen del cacao.”

Las características del secador se las puede observar con detalle en la siguiente figura:

Figura 18 Diseño del secador



FUENTE: AUTOR

Para ello se consideró la densidad del cacao, y la masa del mismo de:

$$m = 150 \text{ kg}$$

$$\delta_{\text{cacao}} = 263,16 \text{ kg/m}^3$$

Se utiliza la siguiente expresión

$$\delta = m/v \tag{81}$$

Dónde:

$v_{\text{cacao}} = 0,57 \text{ m}^3$, aplicando esto para la cámara de secado se tiene:

$$v_{\text{secado}} = 5 \times v_{\text{cacao}}$$

$$v_{\text{secado}} = 2,85 \text{ m}^3$$

Dado que

$$v_{\text{secado}} = A_{\text{secado}} \times l \quad (82)$$

Se asume una longitud de 3m, valor encontrado en el mercado para planchas de acero inoxidable.

$$v_{\text{secado}} = \pi \times r^2 \times l$$
$$2,85 \text{ m}^3 = \pi \times r^2 \times 3 \text{ m}$$

Donde

$$r = 0,55 \text{ m}$$

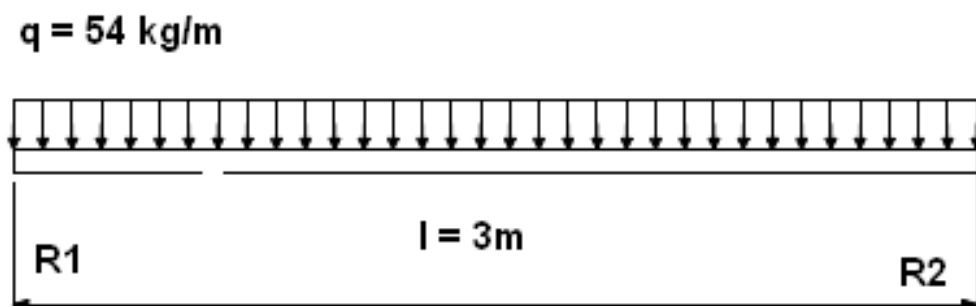
$$d_{\text{secador}} = 1,1 \text{ m}$$

$$l_{\text{secador}} = 3 \text{ m}$$

El cilindro estará sometido a una presión interior por el peso del cacao, sus paredes soportarán esfuerzos, los mismos que se reducirán en dos tensiones normales tensión axial y tensión tangencial, ya que como es un cilindro de pared delgada la tensión radial es despreciable, procedemos a analizar según Shigley.

El diagrama de fuerza cortante se puede observar con detalle en la siguiente figura:

Figura 19. Diagrama de fuerza cortante



Fuente: Autor

Se procede a calcular la fuerza cortante

$$R = \frac{q \times l}{2} \quad (83)$$

$$R = \frac{54 \text{ kg/m} \times 3 \text{ m}}{2}$$

$$R = R_1 = R_2 = 81 \text{ kg}$$

Se halla el momento flector máximo

$$M = q \times \frac{l^2}{2} \quad (84)$$

$$M = 54 \text{ kgf/m} \times \frac{(3 \text{ m})^2}{2}$$

$$M = 243 \text{ kgf m}$$

Selecciona una plancha de acero inoxidable AISI 304 de 2 mm de espesor, la misma que tiene las siguientes características:

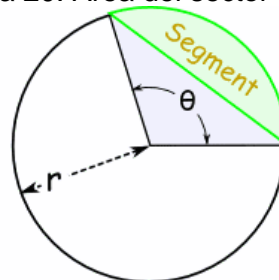
$$S_y = 40 \text{ kpsi}$$

$$S_{ut} = 82,4 \text{ kpsi}$$

Por medio del cálculo de áreas rayadas se procede a calcular el área de un sector circular:

El área del sector circular se indica con detalle en la siguiente figura:

Figura 20. Área del sector circular



Fuente: Autor

$A_i = \text{Área de contacto}$

$$v_t = 5 \times v_i$$

$$A_t \times l_t = 5 \times A_i \times l_i \quad , \text{ como } l_t = l_i \text{ queda}$$

$$A_t = 5 \times A_i$$

$$A_i = \frac{(55 \text{ cm})^2 \times \pi}{5} = 1900 \text{ cm}^2$$

$$A_i = \frac{r^2}{2} \times \left(\frac{\theta \times \pi}{180} - \text{sen } \theta \right) \quad (85)$$

$$1900 \text{ cm}^2 = \frac{(55 \text{ cm})^2}{2} \times \left(\frac{\theta \times \pi}{180} - \text{sen } \theta \right)$$

$$1,256 \text{ cm}^2 = \frac{\theta \times \pi}{180} - \text{sen } \theta$$

Por medio de iteraciones se puede concluir que el valor de $\theta = 116^\circ$

Se calcula el perímetro del sector circular para posteriormente hallar el área de contacto mediante la expresión:

$$P = \left(\frac{\pi}{180} \theta + 2 \text{sen } \frac{\theta}{2} \right) \times r \quad (86)$$

$$P = (2,02 + 1,70) \times r$$

$$P = 3,72 r$$

$$P = 204,6 \text{ cm}$$

$$A_c = P \times l$$

$$A_c = 204,6 \text{ cm} \times 300 \text{ cm}$$

$$A_c = 61380 \text{ cm}^2$$

3.7.2 *Cálculo de los esfuerzos en las paredes del cilindro.* Considerando que los granos de cacao ejercen una presión sobre el cilindro, calculamos los esfuerzos existentes mediante la siguiente ecuación:

$$P_i = \frac{P_g}{A_c} \quad (87)$$

Dónde:

P_i = Presión interior del cacao sobre las paredes del cilindro [kg/cm^2]

P_g = Peso del cacao [kg]

A_c = Área transversal de la cámara cilíndrica [cm^2]

$$P_i = \frac{300 \text{ kg}}{61380 \text{ cm}^2}$$

$$P_i = 0,0049 \text{ kg}/\text{cm}^2$$

Calculo de esfuerzos tangencial (σ_t), radial (σ_r) y axial (σ_l)

$$\sigma_t = P_i \times \left(\frac{r_0^2 + r_1^2}{r_0^2 - r_1^2} \right) \quad (88)$$

$$\sigma_l = \frac{P_i \times d_i}{4 \times t} \quad (89)$$

$$\sigma_r = 0$$

$$\sigma_t = 0,0049 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times \frac{110,4^2 + 110^2}{110,4^2 - 110^2} = 1,35 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_l = \frac{0,0049 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times 110 \text{ cm}}{4 \times 0,2 \text{ cm}} = 0,67 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Se calcula σ_{equiv} , para comprobar si $\sigma_{equiv} < \sigma$ según Von Mises Hencky

$$\sigma_{equiv} = \sqrt{\sigma_t^2 - \sigma_t \times \sigma_m + \sigma_m^2} \quad (90)$$

$$\sigma_{equiv} = \sqrt{1,35^2 - 1,35 \times 0,67 + 0,67^2}$$

$$\sigma_{equiv} = 1,16 \text{ kg}/\text{cm}^2$$

$$\sigma = 1800 \text{ kg}/\text{cm}^2$$

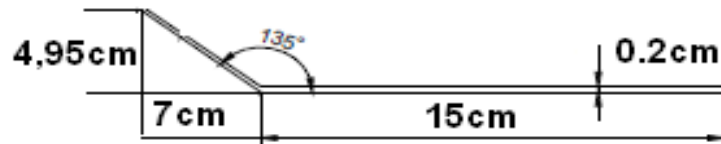
$$1,16 < 1800$$

Entonces se puede concluir que el cilindro funcionará en perfectas condiciones

3.7.3 Diseño de los baffles. Los baffles son los encargados de la distribución uniforme del cacao en el cilindro, están unidos por cordones de soldadura alrededor de su perímetro.

El material a utilizar será acero inoxidable AISI 304 de 2 mm, la geometría que tendrán será la siguiente:

Figura 21. Dimensiones de baffle



Fuente: Autor

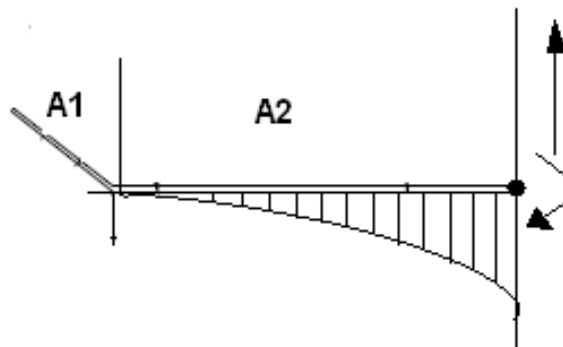
Figura 22. Distribución de los baffles en el cilindro



Fuente: Autor

Para el diseño, primero se calcula el área total del contacto, y se analiza para prueba de resistencia, el diseño se hará sólo a tracción ya que la torsión es absorbida por la pared del cilindro.

Figura 23. Diagrama de fuerza cortante en los baffles



Fuente: Autor

Figura 24. Juntas soldadas de los bafles



Fuente: Shigley

$$A_T = A_1 + A_2$$

$$A_T = \frac{b \times h}{2} + b \times h$$

$$A_T = \frac{(4,95 \times 4,95) \text{ cm}^2}{2} + (15 \times 4,95) \text{ cm}^2$$

$$A_T = 86,5 \text{ cm}^2$$

$$A_r = 1,5 \times A_T$$

$$A_r = 129,75 \text{ cm}^2$$

$$V = A_r \times l$$

$$V = 0,0130 \text{ m}^2 \times 3 \text{ m}$$

$$V = 0,039 \text{ m}^3$$

$\delta = \frac{m}{v}$ Con ésta ecuación hallamos la masa, la misma que al multiplicarla por la gravedad obtenemos peso y esta es la fuerza por tracción

$$m = 10,26 \text{ kgf}$$

Según Shigley para juntas soldadas de bordes para láminas y cargas ligeras

$$\sigma = \frac{F}{\text{sen } 45^\circ \times A} \quad (91)$$

$$A = b \times l$$

$$A = 0,001 \text{ m} \times 3 \text{ m} = 0,003 \text{ m}^2$$

$$\sigma = \frac{10,26 \text{ kgf}}{\text{sen } 45^\circ \times 0,003 \text{ m}^2}$$

$$\sigma = 3420 \text{ kg/m}^2 = 47400 \text{ N/m}^2 = 0,047 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 205 \text{ MPa}$$

$$\sigma < \sigma_{\text{máx}}$$

3.7.4 *Diseño de la junta empernada.* La junta empernada estará ubicada en la puerta de la cámara de secado, para ellos se elige un perno de mariposa DIN 316 de diámetro nominal de 6 mm.

La rigidez del perno se calcula con la siguiente expresión:

$$K_b = \frac{\pi \times \gamma^2 \times E}{4l} \quad (92)$$

Dónde:

γ = Diámetro mayor del tornillo [in]

E = Módulo de elasticidad [Mpsi]

l = Agarre [mm]

En éste caso como es de 6 mm el agarre será de 5 mm = 0,197 in

$$K_b = \frac{\pi \times (0,2362 \text{ in})^2 \times 30}{4 \times 0,195} = 28,25 \times 10^6 \text{ lb/in}$$

Para hallar la rigidez del elemento a juntar, nos basamos en la siguiente expresión:

$$K_m = \frac{\pi \times 0,577 \times E \times \gamma}{2 \ln \left(5 \times \frac{0,577l + 0,5\gamma}{0,577l + 2,5\gamma} \right)}$$

$$K_m = \frac{\pi \times 0,577 \times 28 \times 0,2362}{2 \ln \left(5 \times \frac{0,577 \times 0,197 + 0,5 \times 0,2362}{0,577 \times 0,197 + 2,5 \times 0,2362} \right)}$$

$$K_m = 0,42 \text{ Mlb/in}$$

Cálculo de la constante del módulo de rigidez C

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (93)$$

$$C = \frac{28,25}{28,25 + 0,42}$$

$$C = 0,98$$

Mediante Shigley se procede a calcular la precarga para el apriete

$$F_i = 0,75 \times A_t \times S_p \quad (94)$$

Dónde:

A_t = Área del esfuerzo del tornillo [in^2]

S_p = Resistencia mínima a la tensión [Kpsi]

Los valores de S_p y A_t se toman de tablas

$$A_t = 0,0091 \text{ in}^2$$

$$S_p = 33 \text{ Kpsi}$$

$$F_i = 0,75 \times 0,0091 \text{ in}^2 \times 33 \text{ Kpsi}$$

$$F_i = 0,225 \text{ Kip}$$

Se procede a calcular el número de pernos requeridos con la siguiente ecuación:

$$N = \frac{C \times n \times F_i}{A_t \times S_p - F_i} \quad (95)$$

η = Factor de seguridad asumo un valor de 2

$$N = \frac{0,98 \times 2 \times 0,225}{0,0091 \times 33 - 0,225}$$

$$N = 5,74 \text{ pernos}$$

Se analiza los pernos a fatiga, ya que la puerta va a estar sujeta a ciclos dinámicos (abre y cierra), para ello se considera las características del material:

$$S_{ut} = 60 \text{ Kpsi}$$

$$S_y = 36 \text{ Kpsi}$$

$$K_f = 3$$

Mediante Shigley se tiene:

$$S_e = K_e \times S_e' \quad (96)$$

Dónde

$$S_e' = 19,2 + 0,314 S_{ut}$$

$$K_e = \frac{1}{K_f} \quad (97)$$

$$S_e = \frac{1}{K_f} \times (19,2 + 0,314 S_{ut})$$

$$S_e = \frac{1}{3} \times (19,2 + 0,314 \times 60 \text{ Kpsi}) = 41,04 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = 41,04 \text{ Kpsi}$$

$$F_i = A_t \times S_{ut} - \frac{C \times n \times P}{2} \left(\frac{S_{ut}}{S_e} - 1 \right) \quad (98)$$

$$F_i = 0,0091 \text{ in}^2 \times 60 \text{ Kpsi} - \frac{0,98 \times 3 \times 0,3 \text{ Klb}}{2N} \left(\frac{60}{40} - 1 \right)$$

$$F_i = 0,546 \text{ Kpsi} - \frac{0,644}{N}$$

Para saber cuántos pernos serán necesarios se procede a iterar, es decir ingresa la ecuación (98) en Excel y se va dando valores a N con ello se consigue la siguiente tabla:

Tabla 14. Iteraciones para diseño de pernos

| | | | | |
|----------------------|----------|----------|----------|----------|
| N | 8 | 6 | 4 | 2 |
| F_i | 0,47 | 0,44 | 0,39 | 0,23 |

Fuente: Autor

$$F_p = A_t \times S_p = 0,0091 \text{ in}^2 \times 33 \text{ Kpsi} = 0,3 \text{ Kip}$$

$$F_{\text{mín}} = 0,6 \times F_p = 0,18 \text{ Kip}$$

$$F_{\text{máx}} = 0,9 \times F_p = 0,27 \text{ Kip}$$

$$n = \frac{A_t \times S_y - F_i}{C \times P}$$

$$n = \frac{0,0091 \times 60 - 0,23}{0,98 \times \frac{0,3}{2}}$$

$\eta = 2,14$ es el factor de seguridad para los pernos

Los resultados para el diseño tienen las siguientes dimensiones:

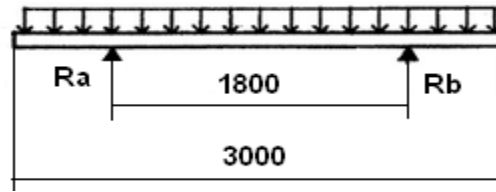
Tabla 15. Dimensiones de la cámara de secado

| Elementos | |
|-----------------------------------|----------|
| Cámara de secado | |
| Diámetro(mm) | 1100 |
| Longitud(mm) | 3000 |
| Espesor(mm) | 2 |
| Material | AISI 304 |
| Baffles | |
| Número de Baffles | 8 |
| Angulo entre baffle y cilindro(°) | 45 |
| Longitud(mm) | 3000 |
| Espesor(mm) | 2 |
| Material | AISI 304 |
| Unión emperrada | |
| Designación | DIN 316 |
| Número de pernos | 2 |
| Tipo | Mariposa |

Fuente: Autor

El cilindro estará apoyado en dos puntos, para lo cual procedo a realizar el análisis de esfuerzos considerando una carga distribuida.

Figura 25. Carga distribuida con apoyos
q



Fuente: Autor

$$q = m_{cacao} + W_{cilindro} + 0.05q_{accesorios} \quad (99)$$

$$m_{cacao} = 150kg$$

$$W_{cilindro} = V \times \delta \quad (100)$$

$$V = A \times l$$

$$V = \pi \times (0,552^2 - 0,550^2) \times 3$$

$$V = 0,021m^3$$

$$\delta = 8 \frac{gr}{cm^3} \times \frac{1 kg}{1000 gr} \times \frac{(100 cm)^3}{1 m^3}$$

$$\delta = 8000 \frac{kg}{m^3}$$

$$W_{cilindro} = 0.021 m^3 \times 8000 \frac{kg}{m^3}$$

$$W_{cilindro} = 166,2 kg$$

El peso del cilindro es distribuido 55,39 kg/m, entonces reemplazando en la ecuación anterior tenemos:

$$q = 50 \frac{kg}{m} + 55,39 \frac{kg}{m} + 0,05q$$

$$0,95 q = 105,39 kg/m$$

$$q = 110,94 kg/m$$

Dado que R_a y R_b son iguales por simetría se tiene:

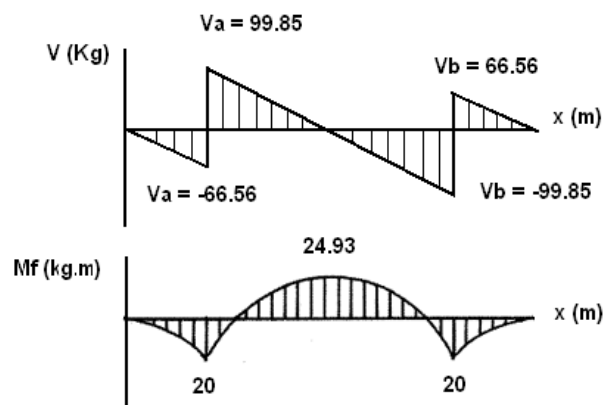
$$R_a + R_b = 110,94 \frac{kg}{m} \times 3 m$$

$$2R_a = 332,82 kg$$

$$R_a = R_b = 166,41 kg$$

Los resultados del diagrama de fuerza cortante se pueden visualizar con detalle en la siguiente figura:

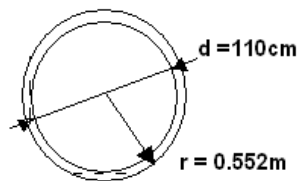
Figura 26. Diagrama cortante en el cilindro



Fuente: Autor

3.7.5 Prueba de resistencia del cilindro. Para ello se basa en el método de esfuerzos admisibles, calculando primeramente el módulo de elasticidad del cilindro.

Figura 27. Sección transversal cilindro



Fuente: Autor

$$S_{xx1} = \frac{\pi}{32} \left(\frac{\phi_0^4 - \phi_1^4}{\phi_0} \right) \quad (101)$$

$$S_{xx1} = \frac{\pi}{32} \left[\frac{(110,4 cm)^4 - (110,00 cm)^4}{110,4 cm} \right]$$

$$S_{xx1} = 1191,06 cm^3$$

$$S_{xx2} = \frac{M_{max}}{Fb} \quad (102)$$

Dónde:

$$Fb = 0,6 Sy$$

$$Fb = 1690,9 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{xx2} = \frac{2493 \text{ kg cm}}{1690,9 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}$$

$$S_{xx2} = 1,47 \text{ cm}^3$$

Al comparar los valores, se puede observar que $S_{xx1} > S_{xx2}$, se halla el factor de seguridad para el cilindro.

$$Fb_{cilindro} = \frac{M_{max}}{S_{xx1}} \quad (103)$$

$$Fb_{cilindro} = \frac{2493 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{1191 \text{ cm}^3}$$

$$Fb_{cilindro} = 2,09 \text{ kg/cm}^2$$

$$\eta = \frac{Sy}{Fb_{cilindro}} \quad (104)$$

$$\eta = \frac{2818,19}{2,09}$$

$$\eta = 1346,35$$

Este valor no se considera como excesivo puesto que el secador estará trabajando de manera ininterrumpida.

3.7.6 Selección de elementos:

Moto reductor

Para calcular el moto reductor se considera la inercia que debe vencer por medio de la ecuación:

$$\sum M = \sum I x \alpha \quad (105)$$

Dónde:

M = Momento de inercia [N.m]

I = Inercia de masas [kg.m²]

α = Aceleración angular [rad/s]

$$I_z = \int d(x^2 + y^2)dv \quad (106)$$

$$I_{zsistema} = I_{zm} + I_{zc} + I_{za} \quad (107)$$

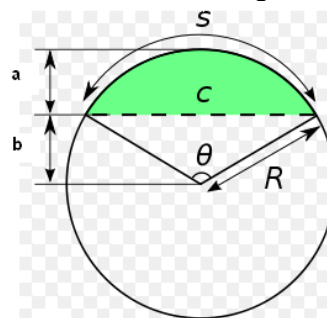
Dónde:

I_{zm} = Inercia de la masa del cacao [kg.m²]

I_{zc} = Inercia del cilindro [kg.m²]

I_{za} = Inercia de los anillos rotativos [kg.m²]

Figura 28. Inercia en un segmento circular



Fuente: Autor

$$\theta = 116^\circ$$

$$V_{nominal} = 0,57 \text{ m}^3$$

Cálculo de la inercia del segmento circular:

$$I_{seg\ cir} = I_x + I_y \quad (108)$$

$$I_x = \frac{r^4}{4} (\beta - \sin \beta \cos \beta + \sin^3 \beta \cos \beta)$$

$$I_y = \frac{r^4}{12} (3\beta - 3 \sin \beta \cos \beta + 2 \sin^3 \beta \cos \beta)$$

$$\beta = \frac{\phi}{2}$$

$$I_{seg\ cir} = r^2 \left(\frac{A_{seg\ cir}}{2} + \frac{r^2 \sin^3 \beta \cos \beta}{3} \right)$$

$$A_{seg\ cir} = \frac{r^2}{2} (\phi - \sin \phi)$$

$$A_{seg\ cir} = \frac{0,55^2}{2} \left(\frac{\pi 116^\circ}{180^\circ} - \sin 116^\circ \right)$$

$$A_{seg\ cir} = 0,17\ m^2$$

$$I_{seg\ cir} = 0,55^2 \left(\frac{0,17}{2} + \frac{0,55^2 \sin^3 58^\circ \cos 58^\circ}{3} \right)$$

$$I_{seg\ cir} = 0,058\ m^4$$

$$I_{zm} = \delta_{cacao} \times l_{cilindro} \times I_{seg\ cir} \quad (109)$$

$$I_{zm} = 263 \frac{kg}{m^3} \times 3\ m \times 0,058\ m^4$$

$$I_{zm} = 45\ kg \cdot m^2$$

Cálculo de la inercia del cilindro

$$I_{zc} = \delta_{acero} \times l_{cilindro} \times I_{tubo}$$

$$I_{tubo} = \frac{\pi}{64} (d_o^2 - d_i^2)$$

$$I_{tubo} = \frac{\pi}{64} (1,104^4 - 1,100^4)$$

$$I_{tubo} = 0,00105\ m^4$$

$$\delta_{acero} = 7,86 \frac{gr}{cm^3} \times \frac{1\ kg}{1000\ gr} \times \frac{(100\ cm)^3}{1\ m^3}$$

$$\delta_{acero} = 7860 \frac{kg}{m^3}$$

$$I_{zc} = 7860 \frac{kg}{m^3} \times 3\ m \times 0,00105\ m^4$$

$$I_{zc} = 24,78 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Ahora se analiza los anillos rotatorios

$$I_{za} = \delta_{acero} \times l_{anillo} \times I_{tubo}$$

$$I_{anillo} = \frac{\pi}{64} (d_0^2 - d_i^2)$$

$$I_{anillo} = \frac{\pi}{64} (1,234^4 - 1,114^4)$$

$$I_{tubo} = 0,038 \text{ m}^4$$

$$I_{za} = 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,06 \text{ m} \times 0,038 \text{ m}^4$$

$I_{za} = 17,92 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ por cada anillo, como en nuestro caso son dos

$$I_{za} = 35,84 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{zsistema} = I_{zm} + I_{zc} + I_{za}$$

$$I_{zsistema} = 45 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 24,78 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 35,84 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{zsistema} = 105,62 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

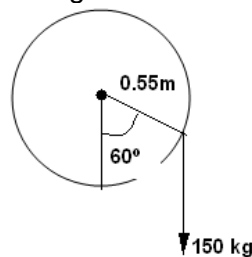
$$M_{Total} = I_{zsistema} \times \alpha \quad (110)$$

$$\alpha = 5 \text{ rpm} = \frac{0,524 \text{ rad}}{\text{seg}^2}$$

$$M_{Total} = 105,62 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \frac{0,524 \text{ rad}}{\text{seg}^2} = 55,35 \text{ Nm}$$

Para determinar el valor del momento de torsión total, se considera una situación crítica dentro de la cámara de secado: si giro aproximadamente 60° el cilindro, la masa de cacao empieza a escurrirse, y el centro de gravedad se desplaza al centro del cilindro, el cual genera un momento opuesto al del motor reductor.

Figura 29. Momento de carga en el cilindro debido al producto.



Fuente: Autor

$$\sin 60^\circ = \frac{x}{0,55 \text{ m}}$$

$$x = 0,48 \text{ m}$$

$$M = F \times d \quad (111)$$

Donde

M = Momento flector [N.m]

F = Fuerza [N]

d = Distancia perpendicular a la fuerza [m]

$$F = m \times g \quad (112)$$

Donde

F = Fuerza [N]

m = Masa [kg]

g = Gravedad [m/s²]

$$F = 150 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F = 1470 \text{ N}$$

$$M = 1470 \text{ N} \times 0,48 \text{ m}$$

$$M = 705,6 \text{ Nm}$$

$$M_{sist} = M_{Total} + M \quad (113)$$

$$M_{sist} = 55,35 \text{ Nm} + 705,6 \text{ Nm}$$

$$M_{sist} = 760,95 \text{ Nm}$$

Se calcula la potencia necesaria mediante la siguiente ecuación:

$$H = M_{sist} \times \omega \quad (114)$$

Reemplazando datos tenemos:

$$H = 760,95 \text{ Nm} \times 0,524 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}$$

$$H = 399 \text{ W}$$

$$H = 0,54 \text{ Hp}$$

Selección del motor y sistema de transmisión

Para calcular la potencia de diseño se usa la relación matemática recomendada por Shigley.

$$H_D = SF \times H \quad (115)$$

Donde

H_D = Potencia de diseño [Hp]

SF = Factor de servicio, para operaciones con choques moderados SF = 1,3

$$H_D = 1,3 \times 0,54 \text{ Hp}$$

$$H_D = 0,7 \text{ Hp}$$

Para la relación de transmisión, se considera las velocidades

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{30}{5} = 6$$

Número de dientes del piñón

$$Z_2 = Z_1 \times i$$

$$Z_2 = 22 \times 6$$

$$Z_2 = 132 \text{ dientes}$$

Diámetro del paso del piñón

$$D = \frac{P}{\sin \frac{180}{Z}} \quad (116)$$

Dónde:

P = Pasos [in]

Z = Dientes

$$D_1 = \frac{1}{\sin \frac{180}{22}}$$

$$D_1 = 7,03'' \text{ Conductor}$$

$$D_2 = \frac{1}{\sin \frac{180}{132}}$$

$$D_2 = 42,02'' \text{ Conducida}$$

Se toma un conductor de 22 dientes de acero SAE 1020 forjado y un conducido de 132 dientes del mismo material.

Ahora para determinar la longitud de la cadena se requiere el paso, y se lo hace a partir de la siguiente ecuación:

$$L = 2C + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4 \pi^2 C} \quad (117)$$

Dónde:

C = Distancia entre centros [in]

N_1 = Número de dientes del piñón conductor

N_2 = Número de dientes del piñón conducido

Ahora para hallar la distancia entre centros se aplica la siguiente ecuación:

$$C = \frac{D_1 + D_2}{2}$$

$$C = \frac{7,03'' + 42,02''}{2} = 24,53''$$

Con esta distancia entre centros es probable que exista interferencia entre el piñón conductor y el conducido, para evitar estos inconvenientes se asume una distancia de 70 cm recomendación dada por la FAO para el diseño de secadores rotatorios.

$$L = 2 \times 27,56" + \frac{22 + 132}{2} + \frac{(132 - 22)^2}{4 \pi^2 \times 27,56"}$$

$$L = 143" \text{ pasos}$$

Se selecciona uno de 152 pasos ya que es el par más próximo, y con esto se encuentra la nueva distancia entre centros

$$152 = 2C + \frac{24 + 144}{2} + \frac{(144 - 24)^2}{4 \pi^2 C}$$

$$C = 27,33 "$$

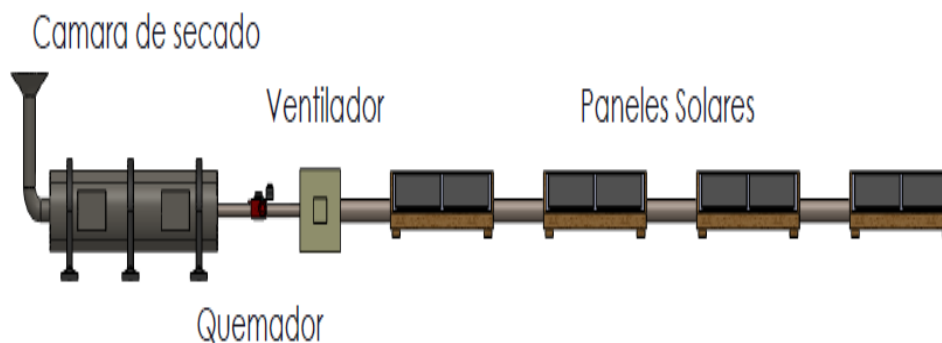
La cadena será de 152 plg. de rodillos de acero DIN 8187 # 80 paso 1 plg.

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL EN EL SECADOR DE CACAO

El sistema experimental que se realizó está formado por un sistema de precalentamiento de aire, un sistema de calentamiento, una cámara de secado. El sistema de precalentamiento de aire se encuentra formado por un colector solar de placa plana el cual está inclinado en un ángulo de 35 grados con respecto al suelo, el aire a temperatura ambiente entra al colector subiendo su temperatura unos 27 °C, este aire a través de un extractor entra a una cámara de calentamiento que está formado por un quemador a gas, este incrementa la temperatura del aire a unos 40 °C, este flujo de aire es trasladado hacia la cámara de secado (donde permanece el grano), el contacto del aire caliente con el grano absorbe la humedad del mismo para un secado más uniforme, el producto debe estar en movimiento, para lo cual se utiliza una cámara de secado de tipo cilíndrica giratoria, el giro de la cámara se realiza a través de un motor trifásico, el aire con la humedad del producto es extraído hacia afuera a través de otro extractor de mayor velocidad. Tanto el sistema de colector solar como el de calentamiento de aire son independientes, pudiendo funcionar en conjunto o en un solo sistema.

Figura 30 Diseño del sistema a controlar

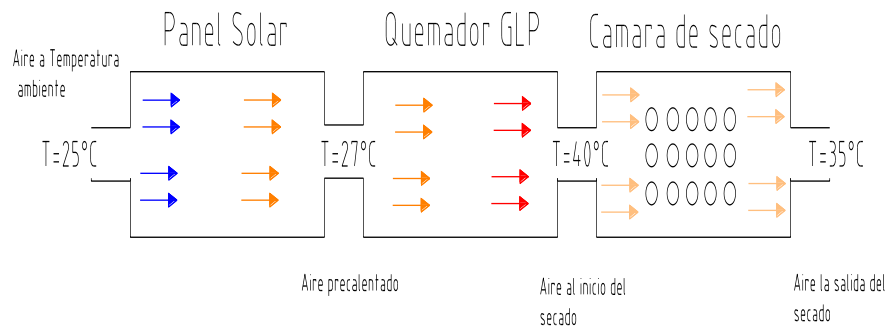


Fuente: Autor

Los sensores de temperatura y de humedad nos darán los parámetros necesarios para establecer el tiempo óptimo requerido, además de la cantidad de calor y humedad necesaria para hacer un secado en el cual el producto mantenga su calidad.

El diagrama del proceso de secado se puede observar en la siguiente figura:

Figura 31. Diagrama proceso de secado



Fuente: Autor

4.1 Selección de elementos de control

4.1.1 *Sensor de Temperatura.* Son aquellos dispositivos que nos permiten medir la temperatura de un lugar o ambiente y de acuerdo a la aplicación se dividen en:

- RTD
- Termistores
- Termopares
- Sensores IC

Detectores de temperatura resistiva (RTD)

El principio de funcionamiento de los RTD es que la resistencia de los metales varían conforme aumente la temperatura, los RTD se los construye de metales como el platino con lo cual se pueden alcanzar temperaturas de hasta 500°C .

La ecuación que nos sirve para representar la variación resistiva de acuerdo al coeficiente del material y al grado con que varía la temperatura es la siguiente

$$R = R_0(1 + \alpha \cdot \Delta T) \quad (118)$$

Dónde:

R = Resistencia presentada por el sensor [Ω]

R_0 = Resistencia presentada la resistencia a la temperatura de referencia [Ω]

ΔT = La variacion de temperatura [K]

α = Es el coeficiente de temperatura del conductor especificado a 0°C [Ω/K]

Los materiales empleados para la construcción de sensores RTD suelen ser conductores tales como el cobre, el níquel o el platino. Las propiedades de algunos de éstos se muestran en tabla 16.

De todos ellos es el platino el que ofrece mejores prestaciones, como:

- Alta resistividad para un mismo valor óhmico, la masa del sensor será menor, por lo que la respuesta será más rápida
- Margen de temperatura mayor
- Alta linealidad
- Sin embargo, su sensibilidad (α) es menor

Tabla 16. Propiedades de sensores resistivos

| Parámetro | Platino [Pt] | Cobre [Cu] | Níquel [Ni] | Molibdeno [Mo] |
|---------------------------------------|------------------|-------------|--------------|----------------|
| Resistividad [$\mu\Omega\text{cm}$] | 10,6 | 1,673 | 6,844 | 5,7 |
| $[\alpha(\Omega/\Omega/K)]$ | 0,00385 | 0,0043 | 0,00681 | 0,003786 |
| R_0 [Ω] | 25, 50, 100, 200 | 10 | 50, 100, 120 | 100, 200, 500 |
| Margen [C] | -200 a +850 | -200 a +260 | -80 a +230 | -200 a +200 |

Fuente: (Wikipedia, 2013)

Un sensor muy común es el Pt100 (RTD de platino con $R=100\Omega$ a 0°C). En la siguiente tabla se muestran valores estándar de resistencia a distintas temperaturas para un sensor Pt100.

Tabla 17. Valores de resistencia para el sensor Pt 100

| Temperatura [C] | 0 | 20 | 30 | 40 | 60 | 80 | 100 |
|--------------------------|-----|--------|--------|--------|-------|--------|--------|
| Resistencia [Ω] | 100 | 107,79 | 111,55 | 115,54 | 123,1 | 130,87 | 138,50 |

Fuente: (Wikipedia, 2013)

Por todas estas razones se selecciona un sensor Pt 100, con las siguientes características:

Figura 32. Sensor de temperatura Pt 100



Fuente: (AMIDATA SA)

Tabla 18. Características del sensor Pt -100

| Sonda | PT100 |
|------------------------|-----------------------------|
| Rango de temperaturas: | -50C → 200C |
| Clase de precisión: | B |
| Tipo de conexión: | Circuito de 4 cables |
| Tubo de protección: | Ø 4,5 mm, ranurado |
| Longitud de sensor: | 120 mm |
| Rosca de instalación: | G 1/4 A |
| Cable de conexión: | 2,5 m de longitud, 4 cables |

Fuente: (AMIDATA SA)

4.1.2 Sensor de Humedad

La humedad es muy importante en las estancias industriales debido que la propia atmósfera contiene humedad, lo que permite hacer un enfoque en los sensores para medir la humedad relativa debido a que esta se encuentra relacionada muy estrechamente con la temperatura

Para medir la humedad relativa tenemos estos tipos de sensores:

- Sensores Capacitivos
- Sensores por desplazamiento
- Sensores de psicometría por bulbo húmedo/bulbo seco
- Sensores de bloque de polímero resistivo

Sensores capacitivos

Es el tipo de sensor más utilizado en la industria y la meteorología debido a que son baratos y confiables, estos sensores varían o cambia su capacitancia cuando existe una variación en la humedad, están formados por dos placas paralelas y cuyo dieléctrico absorbe o elimina el vapor agua que está presente en el ambiente, el valor viene dado por :

$$C = \epsilon \frac{A}{d} \quad (119)$$

Dónde:

C = Valor de la capacidad [F]

ϵ = Permitividad del dieléctrico (constante dieléctrica) [F/mm]

A = Área de las placas del condensador [mm²]

d = Distancia entre las placas del condensador [mm]

Estos sensores cuando existe una variación en la constante dieléctrica aunque sea del 30% significara que la humedad relativa tendrá un cambio del 0-100%. Este tipo de sensor debido a su constitución permite el paso y salida del vapor de agua con relativa facilidad por lo cual es adecuado para lugares que deban soportar temperaturas elevadas aunque si la humedad es superior al 85 % tiende a saturarse y perder precisión.

Se selecciona un sensor de humedad capacitivo con las siguientes características:

Figura 33. Sensor de humedad



Fuente: <http://www.farnell.com/datasheets/1643988.pdf>

- Rango de humedad 0-100%HR
- Rango de temperatura -40°C a 190°C
- Voltaje máximo de operación < 12V AC

4.1.3 Variador de frecuencia

Es una herramienta muy útil en el campo industrial, su función consiste en variar la velocidad de 0 hasta la nominal en motores de corriente alterna, básicamente un variador de frecuencia rectifica la corriente CA en corriente CD, para esto posee una serie de rectificadores, diodos, condensadores, cuya función principal es obtener una corriente CD lo más pura posible, para luego transformarla nuevamente en corriente CA diferente a la corriente de alimentación normal (varia los 60 ciclos por segundo de la corriente CA normal), esta variación en la frecuencia hace posible aumentar o reducir la velocidad a los motores, esta variación de la frecuencia es la que propiciará que el motor gire más o menos lento según se gire la perilla de control; debido que el flujo de caudal del ventilador está en función de las revoluciones del motor eléctrico se selecciona un variador de frecuencia de 3 Hp con las siguientes características:

- Alto poder de torque
- Bajo ruido de funcionamiento
- Regulación automática de voltaje
- 9 niveles de velocidad controlada, programables
- Entrada de control por potenciómetro, corriente o voltaje
- Bajo consumo de energía
- Salida de alarma programable

Figura 34. Variador de frecuencia de 3Hp



Fuente: (VETO)

Especificaciones:

- Potencia nominal motor 3 HP/2,2 kW
- Potencia salida nominal continua 4 kVA
- Corriente salida nominal constante 11A
- Voltaje de salida nominal 3 fase 200-240 V
- Salida máxima de frecuencia 0,01/400 Hz
- Fuente de alimentación 1 fase/3 fases, 200-240 V, 50/60 Hz

4.1.4 PLC: En el proceso se requiere 2 entradas analógicas, las cuales son las más representativas del sistema, en vista de lo antes mencionado en el Capítulo II, se selecciona un PLC SIMATIC S7-200 y un módulo de expansión PLC 224XP, para dar solución a las entradas, los mismos con las siguientes características:

- Pequeño y compacto, ideal para aplicaciones con espacio reducido.
- Extensa funcionalidad básica uniforme en todos los tipos de CPU.
- Alta capacidad de memoria.
- Extraordinaria respuesta en tiempo real; la posibilidad de dominar en cualquier instante todo el proceso, permite aumentar la calidad, la eficiencia y la seguridad.
- Manejo simplificado gracias a software de fácil uso STEP 7-Micro/WIN

- Ideal tanto para novatos como para expertos.

Figura 35. PLC 224XP



Fuente: Catálogo Siemens.

Figura 36. Módulo de expansión PLC 224XP

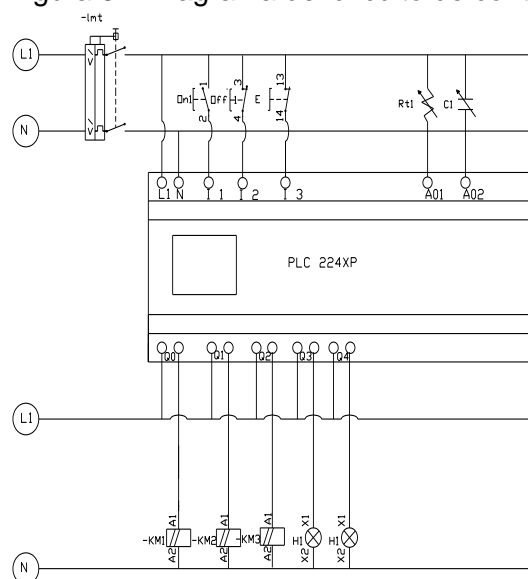


Fuente: Catálogo Siemens.

4.1.5 Diagrama del circuito de control

Consta de dos pulsadores on y off, el off permite realizar un paro de emergencia. A las entradas A01 y A02 se conecta la resistencia térmica y la resistencia capacitiva respectivamente. Las salidas Q0 controla el rele del ventilador, Q1 controla el rele del motor, Q3 controla el quemador, Q2 y Q4 son luces de encendido.

Figura 37. Diagrama del circuito de control



Fuente: Autor

4.1.6 Diagrama del circuito de potencia. Está constituido de las siguientes partes:

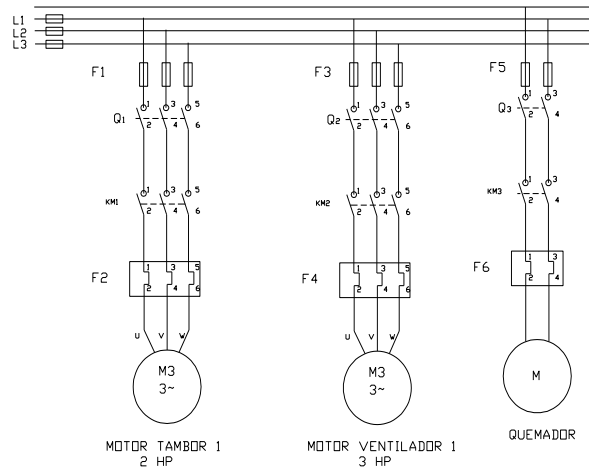
F1, F3, F5 son fusibles

Q1, Q2, Q3 son seccionadores trifásicos

KM1, KM2, KM3 son contactores trifásicos

F2, F4, F6 son relé térmico de protección

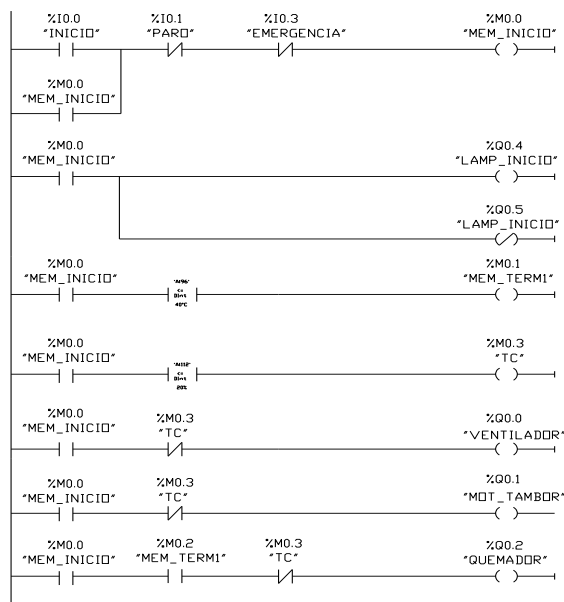
Figura 38. Diagrama de circuito de potencia



Fuente: Autor

4.1.7 Programación del PLC. Se utiliza el programa STEP 7, en el cual nos permite visualizar con pormenor todos los contactos del PLC. La programación del PLC se puede observar con detalle en la siguiente figura:

Figura 39. Programación del PLC.



Fuente: Autor

CAPÍTULO V

5. ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA VIABILIDAD DEL PROYECTO

5.1 Introducción

El análisis de costos ayuda a determinar la factibilidad de realizar este proyecto para lo cual se identifica los recursos necesarios en el caso de una futura construcción del secador de cacao.

5.2 Costos directos

Son todos los gastos que se relacionen directamente con el proyecto, así tenemos por la mano de obra, materiales y transporte.

Tabla 19. Costo de la estructura del secador de cacao

| Ítem | Cant. | Descripción | V. Unitario | V. Total |
|-------|-------|--|-------------|----------|
| 1 | 2 | Perfil cuadrado 20x20x1,5 acero estructural de 6m | 42,00 | 84,00 |
| 2 | 2 | Perfil rectangular 25x25x1,5 acero estructural de 6m | 28,56 | 57,12 |
| TOTAL | | | | 141,12 |

Fuente: Autor

Tabla 20. Costo de la estructura de manejadora de aire

| Ítem | Cant. | Descripción | V. Unitario | V. Total |
|-------|-------|--|-------------|----------|
| 1 | 14 | Aislante espuma de poliuretano expandido | 4,50 | 63,00 |
| 2 | 10 | Plancha de 1,2m x 2,4m de acero galvanizado de 1,2 mm de espesor | 127,68 | 1276,80 |
| 3 | 4 | Perfiles rectangulares de aluminio 1" | 28,35 | 113,40 |
| TOTAL | | | | 1453,20 |

Fuente: Autor

Tabla 21. Costos del sistema de ventilación

| Ítem | Cant. | Descripción | V. Unitario | V. Total |
|-------|-------|---|-------------|----------|
| 1 | 10 | Lámina de acero galvanizado 1,22m x 2,44 m, 1mm espesor | 127,68 | 1276,80 |
| 2 | 1 | Quemador de GLP Modelo A55 | 500,00 | 500,00 |
| 3 | 1 | Ventilador axial compacto tipo HCBF/4-250 H | 369,99 | 369,99 |
| 4 | 2 | Ventiladores centrífugos, marca soler & palau. DA 15/15 | 358,58 | 717,16 |
| 5 | 50 | Espuma de poliuretano 1" | 4,50 | 225,00 |
| TOTAL | | | | 3088,95 |

Fuente: Autor

Tabla 22. Costo del sistema de control

| Ítem | Cant. | Descripción | V. Unitario | V. Total |
|------|-------|--|-------------|----------|
| 1 | 4 | Fusibles cilíndricos industriales 14x51 cerámicos | 2,00 | 8,00 |
| 2 | 4 | Breaker Enchufable tripolar de 3x50A | 18,00 | 72,00 |
| 3 | 1 | PLC Siemes 224XP | 900,00 | 900,00 |
| 4 | 1 | Pulsador 22 mm hermético verde, normalmente abierto, marca Telemecanic | 1,80 | 1,80 |
| 5 | 4 | Contactador trifásico CHINT 40 A | 60,00 | 240,00 |
| 6 | 4 | Sensor de Temperatura Pt 100 | 25,00 | 100,00 |
| 7 | 1 | Relé de estado sólido de 40 A | 20,00 | 20,00 |
| 8 | 1 | Módulo de expansión PLC 224XP | 500,00 | 500,00 |
| 9 | 1 | Breaker enchufable monopolar de 1x40A | 3,25 | 3,25 |
| 10 | 1 | Sensor capacitivo de humedad MK33 | 52,58 | 52,58 |
| 11 | 1 | Luz piloto 22 mm verde para 110V | 1,20 | 1,20 |
| 12 | 1 | Cables varios | 200,00 | 200,00 |
| 13 | 1 | Micro- epsilon CS series infrared termometer | 245,00 | 245,00 |
| 14 | 4 | Relé de estado sólido trifásico de 50 Amp. | 59,00 | 236,00 |
| 15 | 1 | Contactador monofásicos 40 A | 36,00 | 36,00 |
| | | | TOTAL | 2615,83 |

Fuente: Autor

Tabla 23. Costo del sistema de paneles solares

| Ítem | Cant. | Descripción | V. Unitario | V. Total |
|------|-------|---|-------------|----------|
| 1 | 2 | Cubierta de vidrio | 40,00 | 80,00 |
| 2 | 1 | Estructura | 100,00 | 100,00 |
| 3 | 3 | Plancha de 1,2m x 2,4m de acero galvanizado de 1mm de espesor | 127,68 | 383,04 |
| 4 | 6 | Espuma de poliuretano | 4,50 | 27,00 |
| 5 | 1 | Accesorios | 80,00 | 80,00 |
| | | | TOTAL | 670,04 |

Fuente: Autor

Tabla 24. Costo sistema de transmisión

| Ítem | Cant. | Descripción | V. Unitario | V. Total |
|------|-------|--|-------------|----------|
| 1 | 1 | Banda de transmisión perfil B (17x10,5) L932 | 15,00 | 15,00 |
| 2 | 1 | Eje de transmisión 1" | 15,00 | 15,00 |
| 3 | 4 | Chumaceras de 1" NP16 T 1" SEL MASTER | 15,00 | 60,00 |
| 4 | 2 | Polea | 35,00 | 70,00 |
| 5 | 1 | Moto-reductor SEW 0,33 Hp | 80,00 | 80,00 |
| 6 | 1 | Tubo para tambor Polea | 8,00 | 8,00 |
| | | | TOTAL | 248,00 |

Fuente: Autor

En la siguiente tabla se resumen los costos de materiales:

Tabla 25. Total de costos de materiales

| Denominación | USD [\\$] |
|---|------------------|
| Costo del sistema de paneles solares | 670,04 |
| Costo de la estructura del secador de cacao | 141,12 |
| Costo del sistema de transmisión | 248,00 |
| Costo de sistema de control | 2615,83 |
| Costo de la estructura de la manejadora de aire | 1453,20 |
| Costo de sistema de ventilación | 3088,95 |
| Total costos de materiales | 8217,14 |

Fuente: Autor

Tabla 26. Costos por transporte

| Denominación | V. Total |
|--|-----------------|
| Transporte del equipo | 90,00 |
| Transporte de materiales para construcción | 40,00 |
| Transporte de importaciones productos eléctricos | 150,00 |
| TOTAL | 280,00 |

Fuente: Autor

Tabla 27. Costos por mano de obra

| Denominación | V. Total |
|---------------------|-----------------|
| Técnico eléctrico | 90,00 |
| Maestro mecánico | 300,00 |
| TOTAL | 390,00 |

Fuente: Autor

El resumen del total de los costos directos se resume en la siguiente tabla:

Tabla 28. Costos directos

| Denominación | USD [\\$] |
|---------------------------------|------------------|
| Costos de mano de obra | 390,00 |
| Costos de materiales | 8217,14 |
| Costos de transporte | 280,00 |
| Total de costos directos | 8887,14 |

Fuente: Autor

5.3 Costos indirectos

Estos costos se consideran al criterio de ingeniería al 15% del costo del equipo, costos un porcentaje de utilidad y algunos imprevistos.

Tabla 29. Costos indirectos

| Denominación | USD [\\$] |
|----------------------------|-----------|
| Costos por imprevistos | 500,000 |
| Costos por ingeniería | 1333,071 |
| Total de costos Indirectos | 1833,071 |

Fuente: Autor

5.4 Costo total de fabricación

Tabla 30. Costo Total de fabricación

| Denominación | USD [\\$] |
|-------------------------------|------------------|
| Costos indirectos | 1833,071 |
| Costos directos | 8887,14 |
| Costo total del equipo | 10720,211 |

Fuente: Autor

5.5 Cálculo del VAN y TIR

El costo del valor actual neto se lo realiza mediante la optimización de los recursos tomando en cuenta que sin el secador de caca el secado de granos se lo realiza en 8 días y mediante la utilización del secador se lo puede realizar en alrededor de 7 horas para lo cual se realiza un flujo de caja estimando las ventas mensuales de un proveedor promedio del cantón Ventanas.

Costo de la inversión: \$ 10720,211

Costo de la libra de cacao promedio: \$ 1,18

Ventas mensuales sin secador:

$$Ventas_{sin\secador} = (m)(Costo_{cacao})(n_{sin\secador}) \quad (43)$$

Dónde:

$n_{sin\secador}$ = Número de cargas mensuales posibles sin utilizar el secador

$$Ventas_{sin\secador} = (300\ lb) \left(1,18 \frac{\$}{lb}\right) (3) = \$ 1062$$

Ventas mensuales con el secador de cacao:

$$Ventas_{con\ secador} = (m)(Costo_{cacao})(n_{con\ secador}) \quad (44)$$

Dónde:

$n_{con\ secador}$ = Número de cargas mensuales posibles al utilizar el secador

$$Ventas_{con\ secador} = (300\ lb) \left(1,18 \frac{\$}{lb}\right) (6) = \$ 2124$$

Costo del combustible $Costo_{sp} = (3,47\ dólares)(6) = \$ 26,22$

Ahorro mensual: \$ 1035,78

Con esto se produce una tasa interna de retorno del 16% que es mucho mayor que la actual del banco que es del 8%.

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

Dada la ubicación geográfica del cantón Ventanas y el país en general la energía solar radiante permite dar soluciones con alta eficiencia en sistemas de energía, no solo que la radiación extraterrestre es mayor sino también el número de horas reales de disponibilidad de la misma.

Con el estudio de los parámetros de secado se puso en evidencia, que los pequeños productores no han realizado un correcto secado ya que sus sistemas no contaban con un control de temperatura el cual es muy importante, por lo que siendo el cacao fino de aroma producido en el país el de mayor calidad a nivel mundial, mediante este proceso se modificaban las propiedades organolépticas del mismo mermando así sustancialmente su calidad ya que se debe tener en cuenta que para conservar las propiedades del grano estos no deben pasar los 40 °C.

Dado que el área disponible para la ubicación de los paneles solares es limitada, se decidió diseñar y no tan solo seleccionar los paneles solares, aprovechando así el 100% del espacio disponible, y como se puede apreciar en la comparación de costos nos resulta muy efectivo.

Se utiliza un quemador de gas licuado de petróleo debido principalmente que este ofrece uno de los más bajos grados de contaminación además el costo de este combustible en nuestro país es bajo y se tiene una gran disponibilidad para comprarlo, las características del quemador son las siguientes: Modelo A55, capacidad 50 000 kcal/h, el diseño de calefacción por energías renovables, se desarrolló paneles solares que precalientan al aire antes de ingresar al quemador con esto se ayuda a mejorar la eficiencia del proceso de secado y se ayuda a contribuir al medio ambiente, demás se redujo el consumo de combustible mediante estos paneles en un 11% produciendo un ahorro en el proceso de secado.

La selección de un secador rotativo nos permitió optimizar los tiempos de secado el mismo que se redujo en un 80%, reducir los espacios destinados para el proceso un

secado más uniforme ya que la ubicación de baffles nos garantiza que los granos estén en constante movimiento.

Dada la configuración de nuestro sistema de secado el sistema de control es relativamente sencillo y económico donde controlamos las temperaturas del aire disponible y la temperatura del mismo antes de ingresar al secador.

El monto es relativamente aceptable según el análisis del costo para la construcción del secador en comparación al costo que existe actualmente de un túnel similar en el mercado.

El tiempo de secado es de aproximadamente 6,69 horas. El cual ayuda al pequeño productor que generalmente tarda entre cuatro a siete días, con esto se incrementa la producción de cacao y la rentabilidad del proyecto, los materiales usados para la construcción del mismo se encuentran disponibles en el mercado.

6.2 Recomendaciones

Determinar los parámetros ambientales de la ciudad donde se va implementar el secador.

Seleccionar los elementos de calefacción y control que intervienen en el proceso, pues esto determinara el rendimiento del proceso.

Tomar en cuenta los parámetros del cacao, la temperatura a la que ingresa y el proceso de secado, hay que tener en cuenta que la temperatura de los granos de cacao no deben sobrepasar los 30 °C ya que con esto pierden parte de sus propiedades.

Utilizar equipos modulares ya que poseen una gran ventaja, el ahorro de los costos futuros por las mejoras en el proceso de control.

Analizar los costos de importación ya que según la experiencia durante esta investigación se incrementa aproximadamente en un 32% el valor real de los productos, por lo tanto revisar el valor que indican los sitios web o los catálogos de los fabricantes ya que no incluyen los impuestos que el país aplica a estos productos.

BIBLIOGRAFIA

CASTRO, José. 2012. SCRIBD. [En línea] 8 de enero de 2012. [Citado el: 10 de diciembre de 2014.] <https://es.scribd.com/doc/77557035/Historia-Canton-Ventanas>.

CORTÉZ, José M. 2007. *Técnicas de Prevención de Riesgos Laborales*. Lima : Elsevier, 2007.

EILSEO, Sebastian. 2011. Eliseo Sebastian consultor en gestión del medio ambiente. [En línea] 21 de junio de 2011. [Citado el: 3 de diciembre de 2014.] http://eliseosebastian.com/paneles-solares-secadores-de-aire/ac_04/.

2011. El cacao fino de aroma es la variedad que más se siembra. *EL COMERCIO*. 2011.

GUEVARA VÁSQUEZ, Sixto. 2003. *Teoría para el diseño de calentadores solares de agua*. Lima : s.n., 2003.

INIAP. 1995. 1995.

PLAZA ESPINOZA, Xavier Patricio y YANGE SAMBRANO, William Xavier. 2012. *Diseño e implementación de una secadora híbrida para el control y monitoreo del proceso de secado del cacao*. Cuenca : s.n., 2012.

PORRAS, Victor Hugo. 2009. Cana Cacao. [En línea] Asociación Cámara Nacional de Cacao Fino de Costa Rica , 2009. [Citado el: 12 de diciembre de 2014.] <http://www.canacacao.org/galeria/cultivos/album/9#>.

RODRIGUEZ, Hugo. 2005. *Modelos Matemáticos*. Madrid : Limusa, 2005.

SIGUENCIA, Jorge Marcelo. 2013. *Evaluación de un secador solar inclinado con absorbedor de zeolita para granos de cacao CCN51*. Cuenca : s.n., 2013.

VALENZUELA, Ramiro. 2009. *Apuntes de Aire Acondicionado y Ventilación Industrial*. Riobamba : s.n., 2009.

Wikipedia. 2013. Aparatos Eléctricos. [En línea] 2013. [Citado el: 04 de Enero de 2013.] https://es.wikipedia.org/wiki/Aparato_el%C3%A9ctrico.

Wikipedia. 2013. Cantones de la provincia de Los Ríos. [En línea] 2013. [Editado el: 10 de Octubre de 2013.] https://es.wikipedia.org/wiki/Provincia_de_Los_Ríos.

Wikipedia. 2013. Ventanas. Ecuador. [En línea] 2013. [Editado el: 30 de Julio de 2014.] [https://es.wikipedia.org/wiki/Ventanas_\(Ecuador\)](https://es.wikipedia.org/wiki/Ventanas_(Ecuador))

