

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño de un secador rotatorio para granos de cacao con capacidad de 3
toneladas diarias para la producción nacional"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Alex John Mora Caranqui

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2015

AGRADECIMIENTOS

A Dios por su infinito amor y misericordia.

A mis padres por instruirme y guiarme en la vida.

A mis hermanos Paul y Kevin.

DECLARACIÓN EXPRESA


“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Autor: Alex Mora C.

Director: Ernesto Martínez L., M. Sc.

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.

Estamos también de acuerdo que el vídeo de la presentación oral es de plena propiedad de la FIMCP.



Alex Mora C.



Ernesto Martínez L., M. Sc.

RESUMEN

Este proyecto presenta un re-diseño de un secador rotatorio empleando los principios básicos de diseño mecánico y transferencia de calor, considerando los parámetros de secado adecuados para los granos de cacao y que se pueda construir con materiales locales, sustituyendo la importación del equipo.

El cacao fino o de aroma posee características organolépticas únicas en el mundo. Debido al aumento de las plantaciones cacaoteras en los últimos años, la gran aceptación que ha tenido el cacao ecuatoriano e inversiones en este sector de la economía, se requiere de equipos de secado para poder cubrir la demanda de cacao seco.

En el secador ingresan los granos de cacao luego de pasar por el proceso de fermentación (5 días aproximadamente). Los parámetros de diseño son los siguientes: se implementará en la ciudad de Quevedo, la humedad relativa promedio del aire es de 85%, la temperatura promedio es de 25°C. El equipo en una jornada de 8 horas reducirá el contenido de humedad del 25% al 7%. El flujo másico de cacao húmedo es de 3000 kg por día.

Se seleccionó el secador rotatorio, pues al estar el producto en constante movimiento, los granos se secarán de forma homogénea. Se asume que los granos de cacao tiene la humedad en la capa exterior del grano, este se evapora debido al calor que suministra el aire caliente de secado que se obtiene en un intercambiador de calor.

Se realizó los cálculos de energía necesaria para secar los granos de cacao, cálculo de flujo másico de aire caliente necesario y el análisis de los componentes mecánicos como son los engranajes y el eje de las ruedas. Se presenta los costos del secador y el costo de secado diario. Mediante un análisis económico de la implementación de un centro de secado de granos de cacao, se demuestra que el proyecto es viable. Para ello se calcula el TIR y el VAN.

El equipo de producción nacional es 20% más económico que un equipo nuevo importado. La mayor ventaja que tiene este sistema es que el productor puede secar los granos en época lluviosa, aumenta en un 3% la cantidad de granos secos, mejora los tiempos de entrega, incrementa la calidad el producto porque el secado es homogéneo, lo que permite ser más competitivos en cuanto a calidad y precio, frente a productores mundiales de cacao como Brasil y Ghana.

Palabras Clave: diseño de secadores rotatorios, granos de cacao.

ABSTRACT

This project presents a re-design of a rotary dryer using the basic principles of mechanical design and heat transfer, considering parameters suitable drying cocoa beans that can be built with local materials, replacing imported equipment.

The fine cocoa has unique organoleptic characteristics in the world. Due to the increase in cocoa plantations in recent years, the wide acceptance that has had the Ecuadorian cocoa and investments in this sector of the economy, required drying equipment to meet the demand for dry cocoa.

In the dryer rotary the cocoa beans enter after passing through the fermentation process (about 5 days). The design parameters are: will be implemented in the city of Quevedo, the average relative humidity is 85%, the average temperature is 25 ° C. The rotary dryer will reduce the moisture content from 25% to 7% in eight hours. The wet cocoa mass flow is 3000 kg per day.

Rotary dryer is selected because the product to be in constant motion, the grain will dry evenly. It is assumed that the cocoa beans having moisture in the outside surface of grain, it is evaporated by the heat transfer supplied by the hot drying air obtained in a heat exchanger.

Energy required are calculated for drying the cocoa beans, mass flow of hot air and analysis of mechanical components such as gears and the wheel shaft. Dryer costs and the cost of rotary dryer is calculated. An economic analysis of the implementation of a center for drying cocoa beans shows that the project is viable. For this, the TIR and VAN is calculated.

The national production machine is 20% cheaper that a new imported machine. The biggest advantage of this system is that the producer can dry beans in the rainy season, increase by 3% the amount of dried beans, improve delivery times, increase product quality because drying is homogeneous, allowing be more competitive in terms of quality and price compared to world cocoa producers such as Brazil and Ghana.

Keywords: dryer rotary design, cocoa beans.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS	IX
ÍNDICE DE TABLAS	XI
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIII
CAPÍTULO 1	1
1. Introducción	1
1.1 Descripción del problema	1
1.2 Objetivos	1
1.2.1 Objetivo General.....	1
1.2.2 Objetivos Específicos.....	1
1.3 Alcance	1
1.4 Marco Teórico	2
1.4.1 Información sobre el producto.....	2
1.4.1.1 Producción de cacao en el Ecuador	2
1.4.1.2 Post cosecha del cacao.....	3
1.4.1.3 Características físicas de los granos secos de cacao.....	3
1.4.1.4 Rendimiento del cacao por hectárea cultivada	4
1.4.1.5 Mercado internacional del cacao	5
1.4.1.6 Comercio del cacao en el Ecuador	5
1.4.2 Información sobre el proceso de secado	7
CAPÍTULO 2.....	9

2.	Metodología del Diseño	9
2.1	Análisis de proceso de secado	9
2.2	Alternativas de diseño	9
2.2.1	Secadores tipo batch	9
2.2.2	Secadores tipo continuo	10
2.3	Parámetros de diseño	11
2.4	Selección del secador	11
2.5	Diseño conceptual del secador	12
2.6	Cálculos termodinámicos	13
2.6.1	Proceso de calentamiento del aire	14
2.6.2	Proceso de secado de los granos de cacao.....	16
2.6.3	Flujo de energía requerida para secar	18
2.6.4	Caudal de aire requerido	18
2.6.5	Principales pérdidas de calor en el secador.....	18
2.6.5.1	Coeficiente de convección externo.....	19
2.6.5.2	Coeficiente de convección interno.....	20
2.6.5.3	Pérdida de calor con aislamiento térmico	23
2.6.5.4	Pérdida de calor sin aislamiento térmico	24
2.6.5.5	Pérdida de calor por radiación.....	25
2.7	Cálculos mecánicos	25
2.7.1	Dimensionamiento del secador	25
2.7.2	Potencia del motor	26
2.7.2.1	Inercia de granos de cacao	27
2.7.2.2	Inercia del tambor rotatorio.....	27
2.7.2.3	Inercia de los anillos rotativos.....	27
2.7.2.4	Inercia del engrane.....	28
2.7.2.5	Inercia de los elevadores.....	28

2.7.3	Transmisión de potencia.....	29
2.7.3.1	Dimensión del engrane y piñón	31
2.7.3.2	Resistencia del engrane y piñón bajo esfuerzos de fatiga superficial	31
2.7.4	Eje de las ruedas	35
2.7.4.1	Esfuerzos estáticos	35
2.7.4.2	Esfuerzos dinámicos	36
CAPÍTULO 3.....		39
3.	Resultados.....	39
3.1	Análisis termodinámico	39
3.1.1	Flujo de energía y caudal requerida para secar	39
3.1.2	Principales pérdidas de flujo de calor en el secador	40
3.2	Análisis Mecánico.....	43
3.2.1	Dimensionamiento del secador	43
3.2.2	Potencia del motor	43
3.2.3	Transmisión de potencia.....	44
3.2.4	Eje de las ruedas	46
3.2.4.1	Factor de seguridad estático	46
3.2.4.2	Factor de seguridad dinámico	46
3.3	Modelado en 3D del secador rotatorio y simulación	47
3.4	Costos del secador rotatorio.....	49
3.5	Costo de secado	52
3.6	Evaluación económica	54
CAPÍTULO 4.....		56
4.	Discusión y Conclusiones	56
4.1	Conclusiones.....	56
4.2	Recomendaciones.....	57
BIBLIOGRAFÍA		59

APÉNDICE A	61
APÉNDICE B	62
APÉNDICE C	63
APÉNDICE D	64
APÉNDICE E	65
APÉNDICE F.....	66
APÉNDICE G	67
APÉNDICE H	68
APÉNDICE I.....	69
APÉNDICE J.....	70
APÉNDICE K	71
ANEXO I - FLUJOS DE ENTRADA Y SALIDA DEL PRODUCTO	72
ANEXO II - FLUJO DE CALOR Y CAUDAL REQUERIDO	73
ANEXO III - DIMENSIONAMIENTO DEL SECADOR.....	76
ANEXO IV - COEFICIENTE DE CONVECCION EXTERNO CORRELACIÓN DE ZHUKAUSKAS.....	79
ANEXO V - COEFICIENTE DE CONVECCION EXTERNO CORRELACION DE CHURCHILL Y BERNSTEIN	80
ANEXO VI - COEFICIENTE DE CONVECCIÓN INTERNO.....	81
ANEXO VII - FLUJO DE CALOR PÉRDIDO SIN AISLAMIENTO	82
ANEXO VIII- FLUJO DE CALOR PÉRDIDO POR RADIACIÓN.....	83
ANEXO IX - INERCIA TOTAL	84
ANEXO X - DIMENSIÓN DEL ENGRANE Y PIÑÓN	87
ANEXO XI - RESISTENCIA DEL ENGRANE Y PIÑÓN.....	88
ANEXO XII - DISEÑO ESTÁTICO Y DINÁMICO DE EJE DE LAS RUEDAS	90
PLANOS	95

ABREVIATURAS

ANECACAO	Asociación de Exportadores de Cacao
PROECUADOR	Instituto de Promoción de Exportadores e Inversiones
AGROCALIDAD	Agencia Ecuatoriana de Aseguramiento de la Calidad del Agro
MAGAP	Ministerio de Agricultura, Ganadería, Acuicultura y Pesca.
INEC.....	Instituto Nacional de Estadística y Censos
ESPAC.....	Encuesta de superficie y Producción Agropecuaria Continua.
BCE.....	Banco Central del Ecuador
AGMA.....	American Gear Manufacturers Association

SIMBOLOGÍA

m.....Metro

Kg.....Kilogramo

TM.....Tonelada Métrica

°C.....Grados centígrados

K.....Grados Kelvin

W.....Watt

J.....Jules

CFM.....Pies cúbico por minuto

RPM.....Revoluciones por minute

HP.....Horse Powe

N.....Newton

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1. Principales sectores productores de cacao (Dirección de Inteligencia Comercial e inversiones, 2013)	3
Figura 1-2. Principales productores de cacao en el mundo (ICCO)	5
Figura 1-3. Exportaciones de cacao y sus derivados Valor FOB/Millones USD (BCE)	6
Figura 1-4. Modelo general de tasa de secado (Mujumdar, 2011).....	7
Figura 2-1. Curva de secado del cacao en un secador solar tipo invernadero (Yeboah, 2012).....	10
Figura 2-2. Diseño conceptual del secador	13
Figura 2-3. Balance de energía en el intercambiador de calor.....	14
Figura 2-4. Diagrama psicométrico del proceso de calentamiento del aire	15
Figura 2-5. Diagrama psicométrico del aire en el proceso de secado.....	17
Figura 2-6. Curva de temperatura del aire caliente y la superficie del tambor rotatorio.....	21
Figura 2-7. Esquema del perfil de temperatura en un secador rotatorio en isocorriente (Castaño et al., 2009).....	22
Figura 2-8. Perfil de temperatura para aire caliente y granos de cacao (Parra et al., 2012)	22
Figura 2-9. Pérdida de calor con aislamiento de 1" (vista en corte)	23
Figura 2-10. Esquema de resistencias para secador rotatorio con aislamiento de 1"	24
Figura 2-11. Pérdida de calor sin aislamiento (vista en corte)	24
Figura 2-12. Esquema de resistencias para secador rotatorio sin aislamiento térmico.....	25
Figura 2-13. Cilindro hueco de granos de cacao	27
Figura 2-14. Anillos rotativos	28
Figura 2-15. Inercia de placa plana aplicando teorema de Steiner (elevador)	29
Figura 2-16. Sistema de transmisión de potencia del secador rotatorio.....	30
Figura 2-17. Engrane de dientes diseñado en 8 segmentos.....	30
Figura 2-18. Diagrama de cuerpo libre del eje de las ruedas.....	36
Figura 3-1. Equipo secador en 3D sin las tolvas de entrada y salida del producto	47
Figura 3-2. Vista en corte de los elevadores	47
Figura 3-3. Bases de las ruedas del secador	48
Figura 3-4. Eje y ruedas del secador.....	48
Figura 3-5. Segmento del engrane	48
Figura 3-6. Esfuerzos de flexión en el eje del secador con carga.....	49

Figura 3-7. Esfuerzos de flexión en el eje del secador sin carga	49
Figura 3-8. Diagrama de Gantt para construcción de secador rotatorio de granos de cacao	50

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Características de la mazorca de cacao (Dirección de Inteligencia Comercial e inversiones, 2013)	2
Tabla 2. Requisitos de los granos de cacao según (NORMA INEN 176, 2006)	4
Tabla 3. Rendimiento de cultivo de cacao (INEC/ESPAC)	4
Tabla 4. Matriz de decisión de equipo secador de granos de cacao.....	12
Tabla 5. Constantes C y m, correlación de Zhukauskas (Incropera & DeWitt, 1996) .	19
Tabla 6. Variables consideradas para el tiempo de paso (Friedman et al., 1949).....	26
Tabla 7. Variables para esfuerzos superficiales	32
Tabla 8. Factor de aplicación	32
Tabla 9. Factor de distribución	33
Tabla 10. Calidad del engrane, Q_v	33
Tabla 11. Variables para la resistencia a la fatiga superficial	34
Tabla 12. Factor de confiabilidad	35
Tabla 13. Variables para el límite de resistencia a la fatiga corregido	36
Tabla 14. Coeficientes para el factor superficial	37
Tabla 15. Factor de confiabilidad	37
Tabla 16. Flujos de entrada y salida de granos de cacao.....	39
Tabla 17. Datos para obtener flujo de energía y caudal de aire necesarios.....	40
Tabla 18. Datos para obtener coeficiente de convección interno (Zhukauskas)	41
Tabla 19. Datos para obtener coeficiente de convección interno (Churchill y Bernstein)	41
Tabla 20. Datos para pérdida de flujo de calor con aislamiento.....	42
Tabla 21. Datos para pérdida de flujo de calor sin aislamiento.....	42
Tabla 22. Dimensión del secador	43
Tabla 23. Inercia total.....	43
Tabla 24. Potencia del motor.....	44
Tabla 25. Esfuerzo de fatiga superficial piñón	44
Tabla 26. Esfuerzo de fatiga superficial engrane.....	45
Tabla 27. Resistencia a la fatiga superficial corregida	45
Tabla 28. Resultado del factor de seguridad estático	46
Tabla 29. Resultado del factor de seguridad dinámico	46
Tabla 30. Costos de materiales y equipos.....	51

Tabla 31. Costo mano de obra	51
Tabla 32. Costos de ingeniería.....	51
Tabla 33. Costo de insumos, transporte, seguros y capacitación	51
Tabla 34. Costo total del equipo	52
Tabla 35. Costo diario de combustible	53
Tabla 36. Costo diario de energía eléctrica	53
Tabla 37. Costo diario de personal.....	53
Tabla 38. Costo de mantenimiento.....	53
Tabla 39. Resumen de costo de funcionamiento del equipo de producción nacional	53
Tabla 40. Total de gastos anuales.....	55
Tabla 41. Total inversión	55
Tabla 42. Flujo de caja del proyecto en 5 años	55

ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Partes Principales
- PLANO 2 Detalle de elevadores
- PLANO 3 Detalle de Ruedas

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

Uno de los productos no petroleros en el Ecuador que tiene una gran demanda debido a sus propiedades organolépticas únicas en el mercado extranjero es el cacao fino de aroma o “arriba”. Debido al aumento de las plantaciones cacaoteras (por la inversión pública y privada), las exportaciones de granos secos han crecido en los últimos años.

1.1 Descripción del problema

El método de secado natural es ampliamente usado por los productores de cacao, con la desventaja que está sujeto a las condiciones climáticas, el tiempo promedio de secado es de alrededor de 6 días y el producto está expuesto a la contaminación del medio ambiente. Durante el proceso de secado se pueden producir alteraciones físico-químicas de los granos de cacao. Por lo tanto se requiere de equipos de secado para cubrir la demanda de cacao seco, sin alterar las propiedades organolépticas del grano, que le permitan al productor reducir costos, disminuir pérdidas y mejorar ingresos económicos. El equipo debe ser construido con materiales disponibles en el mercado local. Se debe considerar los parámetros de secado como la velocidad, temperatura y humedad relativa del aire de secado.

1.2 Objetivos

1.2.1 **Objetivo General**

Diseñar un equipo que pueda secar los granos de cacao aplicando los principios básicos de ingeniería como diseño mecánico y transferencia de calor; considerando los parámetros de secado del cacao.

1.2.2 **Objetivos Específicos**

- Seleccionar el tipo de secador para los granos de cacao.
- Realizar un análisis termodinámico al proceso de secado.
- Diseñar y seleccionar los elementos mecánicos que conforman el secador rotatorio.

1.3 Alcance

- Utilizar el software de diseño asistido por computadora Solid Works para modelar en 3D los elementos que conforman el equipo.

- Analizar los esfuerzos mecánicos principales que se producen en el eje de las ruedas del secador rotatorio con las cargas que tendrá en funcionamiento.
- Calcular los costos de construcción del equipo y el costo de secado.
- Realizar un análisis económico para evaluar la rentabilidad y el tiempo de retorno de la inversión en un proyecto de secado de granos de cacao.

1.4 **Marco Teórico**

1.4.1 **Información sobre el producto**

1.4.1.1 ***Producción de cacao en el Ecuador***

El sector de cacao y elaborados representa el 1,7% del PIB total nacional (PRO ECUADOR, 2013). El cacao se cultiva en todas las regiones de la selva tropical húmeda, principalmente dentro de los 17 grados de latitud del Ecuador. La ubicación geográfica del Ecuador favorece la producción de cacao, por las precipitaciones durante casi todo el año y las temperaturas relativamente estables, entre 25 y 28°C.

Los frutos, dependiendo el tipo de cacao, pueden ser de color amarillo, blanco, verde o rojo, que al madurar oscurecen. Las variedades principales de cacao tenemos: criollo, forastero o amazónico, trinitario y cacao fino. Se resume en la Tabla 1 las características de las frutas de cacao (Dirección de Inteligencia Comercial e inversiones, 2013).

Tabla 1. Características de la mazorca de cacao (Dirección de Inteligencia Comercial e inversiones, 2013)

FRUTA DE CACAO	
Largo	10 - 30 cm
Ancho	7 - 10 cm
Peso	200 - 1000 gr
Contenido	20 - 60 semillas

Las provincias donde más se cultivan cacao son: Manabí (75.746 Has cosechadas), Los Ríos (73.614 Has cosechadas) y Guayas (89158 Has cosechadas) de un total de 402.434 Has cosechadas en todo el país. La producción en toneladas métricas de cacao en almendra seca para las 3 principales provincias: Manabí, Los Ríos y Guayas son 10.294 TM, 22.113 TM y 46.159 TM respectivamente. Apropiadamente el 75% de los cultivos de cacao están localizados en la región costa del Ecuador. (Dirección de Inteligencia Comercial e inversiones, 2013).

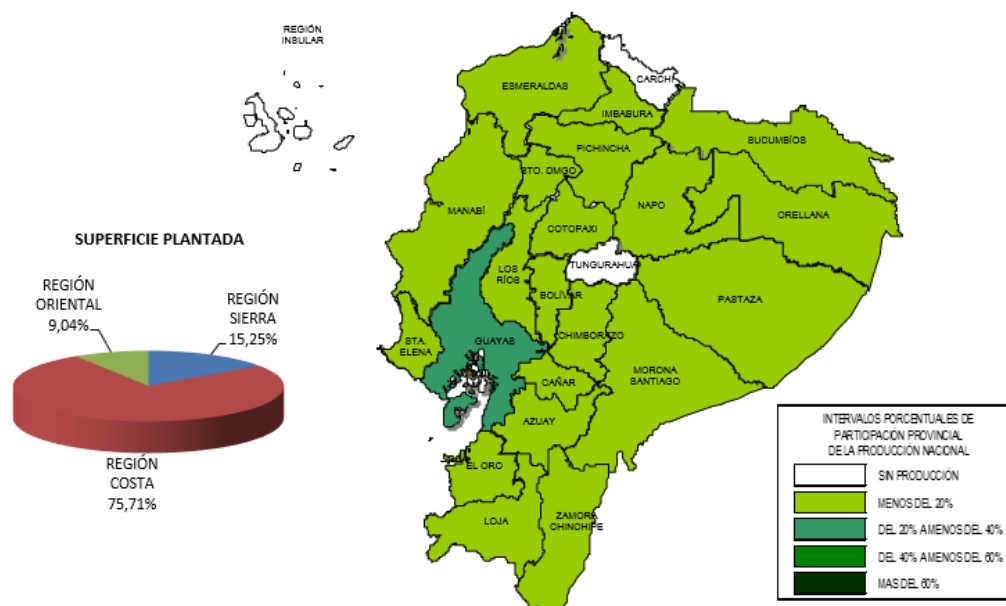


Figura 1-1. Principales sectores productores de cacao (Dirección de Inteligencia Comercial e inversiones, 2013)

1.4.1.2 Post cosecha del cacao

Luego de la cosecha de las mazorcas de cacao maduras, sigue el proceso de fermentado y luego el proceso de secado (Ver apéndice A). Estos procesos por general los realiza el productor, aunque en algunos casos, se comercializa el cacao en baba. Si el productor lleva el cacao en baba a los centros de acopio, en promedio se les paga \$41,00/qq, pero si el cacao está seco (7% de humedad) se les paga entre \$110,00 a \$115,00 el saco. En el centro de acopio, los granos de cacao pasan alrededor de 4 a 5 días por el proceso de fermentado, sean en cajones de madera o en sacos. Si la fermentación se lo realizó de forma correcta la temperatura de los granos empieza a descender y el grano se hincha. Si hay una sobre fermentación la almendra se vuelve de color negro, se forman mohos y tiene un sabor putrefacto. El sabor y aroma de los granos de cacao dependen en gran parte de una buena fermentación y del secado de los granos.

1.4.1.3 Características físicas de los granos secos de cacao

Los granos de cacao secos deben cumplir con especificaciones definidos por el Instituto Ecuatoriano de Normalización (2006). Consideración importante para el diseño del secador rotatorio, pues la norma INEN 176 establece que el porcentaje máximo de humedad del grano de cacao debe ser de 7,0 % y que el cacao seco debe estar libre de olores a moho, humo, ácido butírico, etc.

Tabla 2. Requisitos de los granos de cacao según (NORMA INEN 176, 2006)

REQUISITOS DE LOS GRANOS DE CACAO (NORMA INEN 176)							
REQUISITOS	Unidad	ARRIBA					CCN51
		A.S.S.P.S	A.S.S.S	A.S.S	A.S.N	A.S.E	
Cien granos pesan	g	135-140	130-135	120-125	110-115	105-110	135-140
Buena fermentación (min.)	%	75	65	60	44	26	65
Ligera fermentación (min.)	%	10	10	5	10	27	11
Violeta (máx)	%	10	15	21	25	25	18
Pizarroso (pastoso)(máx.)	%	4	9	12	18	18	5
Moho (máx.)	%	1	1	2	3	4	1
Totales (análisis sobre 100 pepas)	%	100	100	100	100	100	100

La composición principal de un grano de cacao es grasa alrededor del 50%, proteínas componen alrededor del 10,9% y agua un 7,6% aproximadamente (Cakebread, 1992).

1.4.1.4 Rendimiento del cacao por hectárea cultivada

El rendimiento del cultivo de cacao, en almendra seca, es mínimo 2 qq/Ha y máximo 35 qq/Ha, dependiendo de factores como exposición solar de las plantas de cacao, cuidado adecuado, riego, humedad, control de plagas, etc.

Tabla 3. Rendimiento de cultivo de cacao (INEC/ESPAC)

Cultivos	Rendimiento en quintales/Has			Ciclo vegetativo No. Meses	
	Min.	Max.	Prom.	Min.	Max.
Banano (fruta seca)	30	1750	875		
Cacao (almendra seca)	2	35	19		
Café (grano rojo)	4	21	13		
Caña de azúcar / azúcar (Tallo fresco)	231	2200	1216		
Maracuyá (fruta fresca)	30	400	215		
Naranja (fruta fresca)	50	735	393		
Palma africana (fruta fresca)	20	550	285		
Plátano (fruta fresca)	50	600	325		
Tomate de árbol (fruta fresca)	30	770	400		
Arroz (en cáscara)	14	112	63	3	6
Arveja seca (grano seco)	4	23	14	5	9
Arveja tierna (en vaina)	8	46	27	2	7
Cebada (grano seco)	13	52	33	2	7

1.4.1.5 Mercado internacional del cacao

El consumo de cacao en nuestro país es muy bajo. Países como Japón tienen un consumo per cápita de 1,67 kg, en China está entre 100-200 gr. En Europa, Alemania tiene un consumo per cápita de 7,8 kg. La mayor parte de la producción nacional se comercializa en el extranjero, como granos de cacao o alguno de sus elaborados. Cabe indicar que el 90% de la producción mundial de cacao (3,5 millones de toneladas) se produce en 8 países. Se destaca la mayor producción mundial en países como Ghana, Costa de Marfil e Indonesia. En América del Sur, Brasil es uno de los países que tiene una gran producción a nivel mundial.

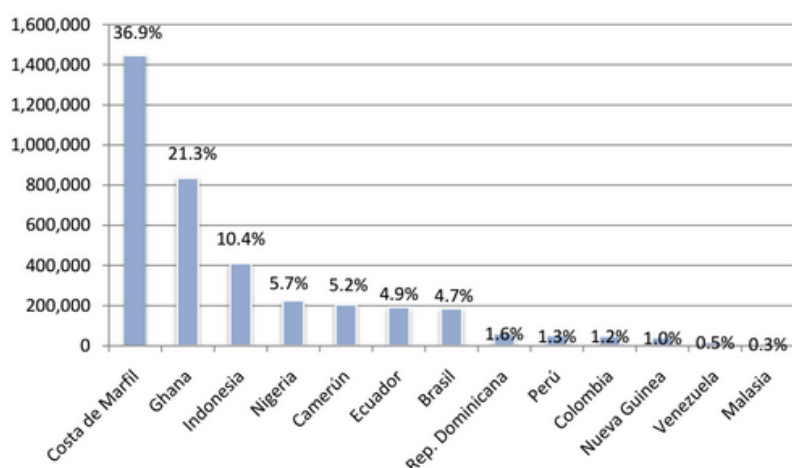


Figura 1-2. Principales productores de cacao en el mundo (ICCO)

1.4.1.6 Comercio del cacao en el Ecuador

La producción de cacao es un importante generador de empleo, pues se estima que aproximadamente 600.000 personas participan directamente en la actividad. En la cadena de producción de cacao participan el 4 % de la población económicamente activa (PEA) nacional y el 12,5 % de la PEA agrícola (Revista El Agro, 2013). En la Figura 1-3 se muestran las exportaciones de cacao en el Ecuador en los últimos 6 años.



Figura 1-3. Exportaciones de cacao y sus derivados Valor FOB/Millones USD (BCE)

Se puede observar que hasta el 2011 existió incremento constante en la tasa de crecimiento (de 402,63 hasta 586,52 millones de dólares). En el año 2012, las exportaciones bajaron a 454,50 millones de dólares. Las exportaciones más altas se registran el año 2014, con 709,72 millones de dólares.

Los principales países destinos de las exportaciones de cacao el año 2014, en el periodo enero-abril, fueron Estados Unidos, con una participación del 34%, Países Bajos (13%), México (9%). Estos países representan el 56% de las exportaciones del sector. Le siguen Alemania, China, Japón, Malasia, Bélgica, Colombia, Reino Unido, Indonesia y Chile.

En resumen, se busca por medio de este proyecto, proveer la materia prima para la elaboración de chocolate a fábricas nacionales o en el exterior. Aunque la realidad, de acuerdo a estadísticas en los últimos años es que el mayor grupo de exportación de cacao son los granos secos. Por ejemplo en el año 2012, los granos de cacao tuvieron una participación de 69%, seguido de bombones, caramelos, confites y pastillas con un 6% de participación, cacao en polvo sin azúcar tuvo un participación de 6%, los demás chocolates y preparaciones tuvieron una participación en las exportaciones del sector del 2012 del 5%, la pasta de cacao tuvo una participación de 4%.

1.4.2 Información sobre el proceso de secado

Se debe secar los granos de cacao para que se termine de desarrollar el sabor a chocolate y para que se elimine el exceso de acidez. Cuando se va almacenar los granos, estos deben estar secos, para evitar el crecimiento de hongos y la aparición de mohos.

Si en el proceso de secado no se controla la velocidad de secado se produce lo siguiente:

- Se interrumpe la hidrólisis enzimática de las antocianinas
- Se desarrolla un sabor astringente
- Se producen granos duros
- Impide la salida o difusión de los ácidos volátiles
- Se inactiva las enzimas que desarrollan el sabor y aroma del cacao

Las formas más comunes para secar los granos de cacao son por transferencia de calor por conducción (secado en bandejas) o por convección (secadores rotatorios o tipo batch). Por convección, se evapora el líquido contenido en la superficie del producto debido a la energía suministrada por el aire caliente.

Las curvas de secado por lo general tienen un periodo de tasa de secado constante y un periodo de secado decreciente (Mujumdar, 2011).

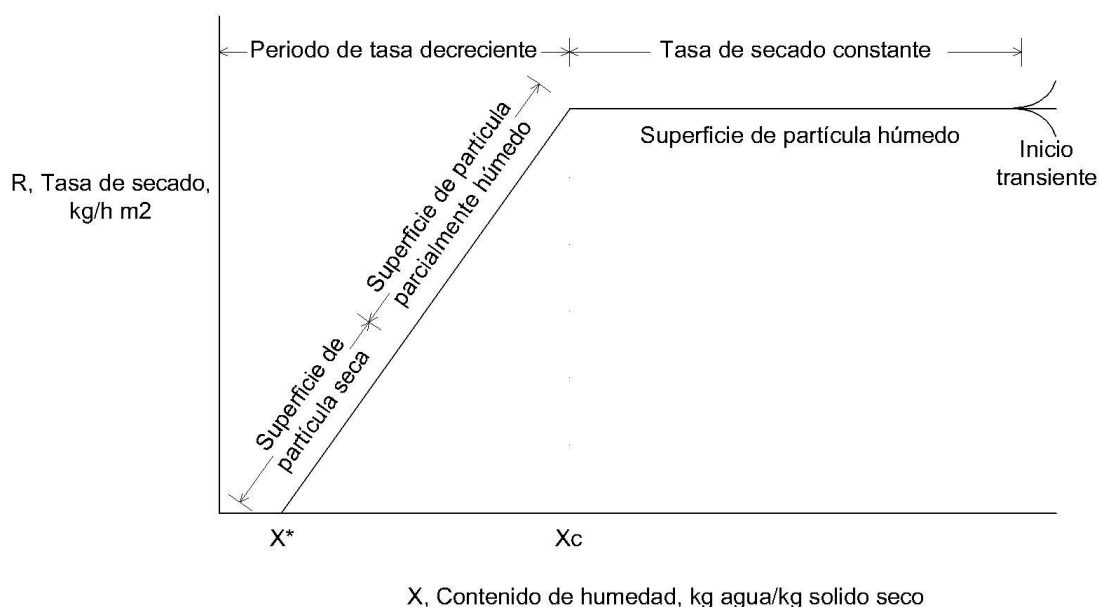


Figura 1-4. Modelo general de tasa de secado (Mujumdar, 2011)

El proceso de secado se puede modelar de manera básica suponiendo que el agua contenido en los granos de cacao se seca principalmente bajo factores externos como

convección. No se analiza los mecanismos internos de secado dentro de los granos de cacao como son difusión, circulación por efecto capilar, circulación producida por gradientes de presión y concentración, circulación causada por la gravedad, circulación causada por la vaporizaciones y condensaciones, etc.; realizar el análisis de los mecanismos internos presenta dificultades prácticas (Castaño, Rubio, & Ortega, 2009).

Los términos empleados en el proceso de secado se definen a continuación:

Humedad relativa del aire.- es la medida de la proporción de humedad que contiene el aire a la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener. La humedad relativa varía de 0 (aire seco) a 1 (aire saturado). La cantidad de humedad presente en el aire solo depende de la temperatura.

Humedad absoluta del aire.-es la medida de la masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco. Se la conoce también como humedad específica o relación de humedad.

Contenido de humedad en base húmeda.-es la relación entre la masa de agua contenida en el grano y la masa de sólido seco más agua

Contenido de humedad en base seca.- es la relación entre masa de agua contenida en el grano y la masa del sólido seco.

Temperatura de bulbo seco.- es la temperatura de la mezcla aire-vapor de agua o simplemente es la temperatura ordinaria del aire atmosférico.

Temperatura de bulbo húmedo.- es la temperatura que se obtiene de termómetro con una “mecha” de algodón saturada de agua y que sobre esta “mecha” actúa una corriente de aire. Esta temperatura es más baja que la temperatura de bulbo seco.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

2.1 Análisis del proceso de secado

Para obtener la energía o calor necesario para secar el producto se realiza un balance de energía de cámara de secado, es decir el cilindro o tambor giratorio. Previamente, el aire antes de ingresar a la cámara de secado pasa por un intercambiador de calor para elevar la temperatura y reducir la humedad relativa. El intercambio de calor se realiza entre el aire y los gases de combustión de GLP (Gas Licuado de Petróleo) de forma indirecta, pues se requiere que los granos de cacao no queden con olor a humo. Estos gases son el resultado de la combustión del GLP.

Durante el proceso de calentamiento del aire, la humedad absoluta permanece constante, pues no se añade o elimina humedad durante el proceso. Luego al ingresar a la cámara de secado, el agua contenida en la superficie exterior de los granos de cacao se evapora debido a la transferencia de calor por convección del aire caliente en un proceso denominado enfriamiento evaporativo en que la entalpía del aire permanece constante (Cengel & Boles, 2006).

2.2 Alternativas de diseño

Los secadores se pueden clasificar de acuerdo al tipo de operación, tipo de entrada de calor, estado del material en el secador, presión de operación, etc. (Mujumdar, 2011). En el apéndice B se presenta una clasificación completa. Se debe optar por mecanismos de secado que no altere las propiedades organolépticas de los granos, según lo que se explicó dada la importancia de controlar la velocidad de secado en el Capítulo 1.

Se selecciona dos equipos que cumplen con los mencionado anteriormente, donde la diferencia radica en el modo de operación. Estos secadores son: tipo batch y de tipo continuo. Se explica brevemente el funcionamiento de estos secadores:

2.2.1 **Secadores tipo batch**

En estos secadores los granos se ingresan por lotes, se utiliza una plataforma o cama metálica, donde el aire caliente ingresa por debajo de la cama. La energía utilizada en

estos secadores es la radiación solar. Se puede mejorar la eficiencia del secado utilizando un secador solar de tipo invernadero, donde la temperatura de secado puede llegar a 60°C. Con buenas condiciones climáticas se pueden secar 1000 Kg en 84 horas o 7 días. (Yeboah, 2012).

La curva de secado para reducir la humedad del grano de cacao del 50% al 7% se representa en la Figura 2-1

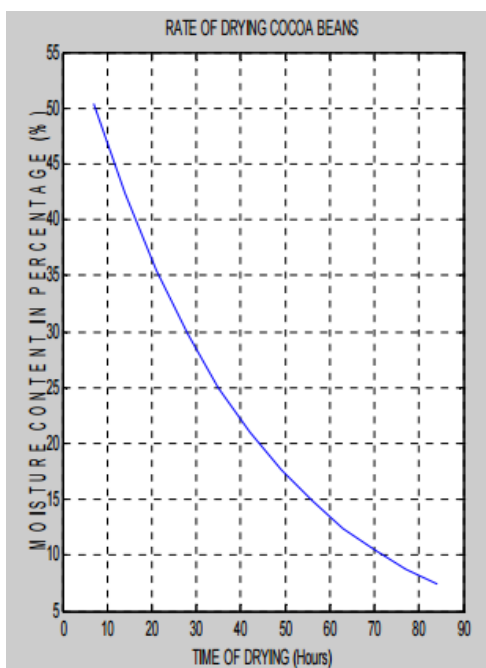


Figura 2-1. Curva de secado del cacao en un secador solar tipo invernadero (Yeboah, 2012)

2.2.2 Secadores tipo continuo

En este secador los granos ingresan continuamente a una tasa específica. Los granos ingresan a la cámara de secado (tambor rotatorio) dentro del cual son continuamente movidos por los elevadores. Solo se requerirá de una persona que opere el equipo.

En ambos tipos de secadores, el aire caliente es el que está en contacto con los granos de cacao. No se recomienda que los gases de combustión entren en contacto directo con los granos, aunque algunos productores realizan el secado de esta manera para reducir costos. Para cada condición de operación existen curvas de secado diferentes.

2.3 Parámetros de diseño

- Las condiciones ambientales utilizadas para el proyecto serán de la ciudad de Quevedo: temperatura promedio: 25.47 °C y humedad relativa promedio: 85.84 %, velocidad del viento: 2 m/s.
- El equipo debe secar 3000 kg de cacao húmedo en una jornada de 8 horas.
- El secador rotatorio debe reducir el contenido de humedad de los granos de cacao desde el 25% hasta el 7% teniendo cuidado que no se desarrollen sabores desagradables.
- El cacao que ingresa al secador ya está fermentado y viene de las marquesinas de secado con una humedad del 25%.
- No se realizará el diseño de tolvas de ingreso de producto o del tornillo sin fin para la salida del producto seco. Queda a elección del cliente, pues algunos utilizarán mano de obra local para este trabajo.
- El lugar de instalación se asume que cuenta con instalaciones eléctricas, para suministrar energía eléctrica a los motores eléctricos y el ventilador centrífugo.
- El equipo estará instalado dentro de un galpón pequeño, como puede ser las bodegas de almacenamiento de los granos secos o un lugar separado.

2.4 Selección del secador

El secador rotatorio tiene un menor costo de operación que el de tipo batch. Los granos se secan de forma homogénea pues están siempre en constante movimiento. El lugar que ocupa el equipo es menor comparado con el secador tipo batch. El tiempo de secado es menor en el secador rotatorio. Se elabora una matriz de decisión para realizar la selección del secador considerando otros aspectos como la fácil carga/descarga, personal requerido, costo del equipo y facilidad de mantenimiento. La opción que se escoge es el secador rotatorio, de acuerdo a la matriz realizada La calificación se designa de la siguiente forma:

- 4: Muy Bueno
- 3: Bueno
- 2: Regular
- 1: Malo

Tabla 4. Matriz de decisión de equipo secador de granos de cacao

		Batch	Rotatorio
Criterio	Ponderación %	Calificación (1-4)	Calificación (1-4)
Fácil carga/descarga	20	2	4
Menor Personal requerido	25	2	4
Menor Costo	35	4	3
Facilidad de mantenimiento	20	4	3
Calificación		3,10	3,45

2.5 Diseño conceptual del secador

El diseño de un secador rotatorio implica dos partes muy importantes. En la parte mecánica se debe escoger el mecanismo que permita que los granos de cacao tengan un movimiento continuo. Esto se logra con un tambor rotatorio con elevadores en la parte interior para que los granos de cacao tengan un movimiento tipo “cascada”. El tambor rotatorio girará por la acción de un motor eléctrico y un reductor de velocidad que transmitirán la potencia a un piñón y un engrane en la parte exterior del tambor rotatorio. En la parte térmica, los gases de combustión de GLP cederán energía al aire ambiente en un intercambiador de calor, donde ambos flujos no deben mezclarse. El aire ambiente ingresará al tambor rotatorio por la acción de un ventilador centrífugo.

Los principales componentes del secador son:

- Quemador de GLP
- Intercambiador de Calor (producto de los gases de combustión de GLP y el aire)
- Ventilador centrífugo.
- Cámara de secado (cilindro giratorio o tambor rotatorio)
- Motor eléctrico
- Motorreductor
- Piñón y engrane

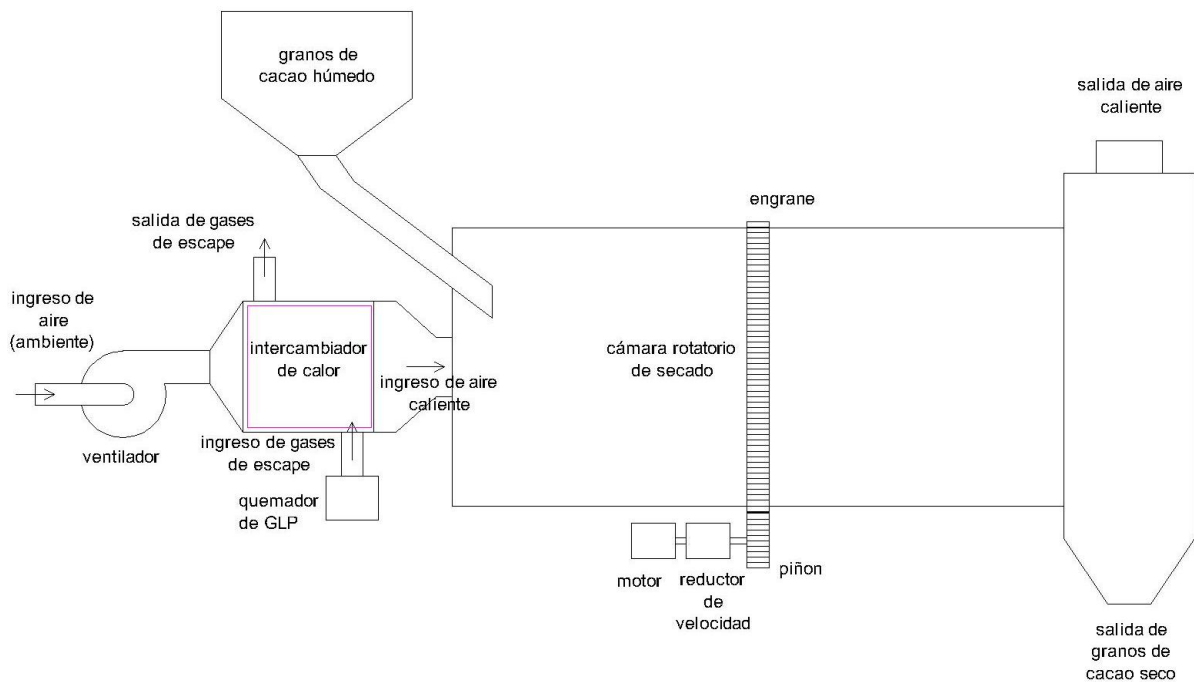


Figura 2-2. Diseño conceptual del secador

2.6 Cálculos termodinámicos

Realizamos un análisis del flujo de entrada y salida del producto húmedo (granos de cacao) previo a los cálculos termodinámicos. El equipo debe tener una capacidad para secar 3000 kg de producto húmedo en una jornada de 8 horas. La tasa de producto húmedo al ingreso del secador es:

$$\dot{m}_{p\ in} = \frac{3000\ kg}{8\ h} = 375\ kg/h$$

Al inicio del secador, el producto húmedo tiene un contenido de humedad de 25% bh (X_{in}), lo que significa que el 25% es agua y el 75% es sólido seco. Para obtener el flujo másico de sólido seco ($\dot{m}_{s\ in}$) y flujo másico de agua ($\dot{m}_{w\ in}$) a la entrada del secador se utilizan las siguientes fórmulas:

$$\dot{m}_{s\ in} = (1 - X_{in}) * \dot{m}_{p\ in} \quad (2-1)$$

$$\dot{m}_{w\ in} = X_{in} * \dot{m}_{p\ in} \quad (2-2)$$

El flujo de sólido seco no cambia, es decir permanece constante durante todo el proceso. A la salida del secador, la humedad del producto debe ser de 7% bh (X_{out})

$$\dot{m}_{s\ out} = \dot{m}_{s\ in} \quad (2-3)$$

El flujo másico de agua a la salida del secador:

$$\dot{m}_{w\ out} = \frac{\dot{m}_{s\ out} * X_{out}}{1 - X_{out}} \quad (2-4)$$

Se puede calcular el flujo másico de producto húmedo a la salida del secador sumando el flujo másico de sólido seco más el flujo másico de agua:

$$\dot{m}_{p\ out} = \dot{m}_{s\ out} + \dot{m}_{w\ out} \quad (2-5)$$

El detalle de los cálculos se encuentra en el Anexo I.

2.6.1 Proceso de calentamiento del aire

Para obtener la energía o calor necesario para secar el producto se realiza un balance de energía en el intercambiador de calor, donde los gases de combustión del GLP transfieren calor al aire ambiente de forma indirecta. El calor que se añade al sistema de control en el intercambiador de calor para calentar el aire se denomina \dot{Q}_1 .

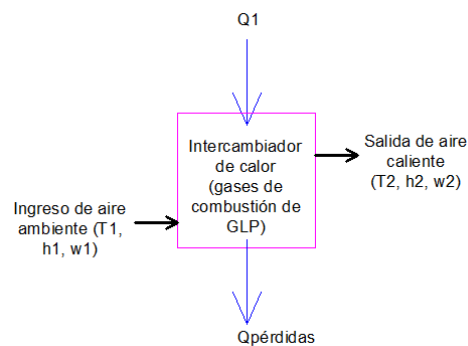


Figura 2-3. Balance de energía en el intercambiador de calor

Antes del ingreso al quemador, se conoce la temperatura y la humedad relativa del aire. La ecuación para obtener \dot{Q}_1 es la siguiente:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad (2-6)$$

Donde:

\dot{Q}_1 : Calor necesario para calentar el aire, kJ/s

\dot{m}_a : Flujo másico del aire, kg/s

h_1 : Entalpía del aire a la entrada del intercambiador de calor, kJ/kg

h_2 : Entalpía del aire a la salida del intercambiador de calor, kJ/kg

La entalpía del aire (a la entrada o a la salida del intercambiador de calor) es la suma de la entalpía del aire seco más la entalpía del vapor de agua. Se asume que la entalpía de

vapor del agua en el aire es aproximadamente igual a la entalpía de vapor saturado a la temperatura del aire. Para obtener la entalpía, tanto en la entrada del intercambiador de calor como a la salida, se utilizaron las Ecuaciones 2-7 y 2-8 respectivamente:

$$h_1 = C_{p1}T_1 + w_1h_{g1@T_1} \quad (2-7)$$

Donde:

C_{p1} : Calor específico del aire a la temperatura T_1 , $\text{kJ}/\text{kg} * \text{K}$

w_1 : Humedad absoluta del aire a la entrada del intercambiador, $\frac{\text{kg agua}}{\text{kg aire seco}}$

$h_{gin@T_1}$: Entalpía de vapor saturado a la temperatura T_1 , $\text{kJ}/\text{kg} * \text{K}$

$$h_2 = C_{p2}T_2 + w_2h_{g2@T_2} \quad (2-8)$$

C_{p2} : Calor específico del aire a la temperatura T_2 , $\text{kJ}/\text{kg} * \text{K}$

w_2 : Humedad absoluta del aire a la salida del intercambiador, $\frac{\text{kg agua}}{\text{kg aire seco}}$

$h_{g2@T_2}$: Entalpía de vapor saturado a la temperatura T_2 , $\text{kJ}/\text{kg} * \text{K}$

Durante el proceso de calentamiento del aire, la humedad absoluta permanece constante, pues no se añade o elimina humedad durante el proceso.

$$w_1 = w_2 \quad (2-9)$$

Este proceso de calentamiento de aire se representa en el siguiente diagrama psicrométrico:

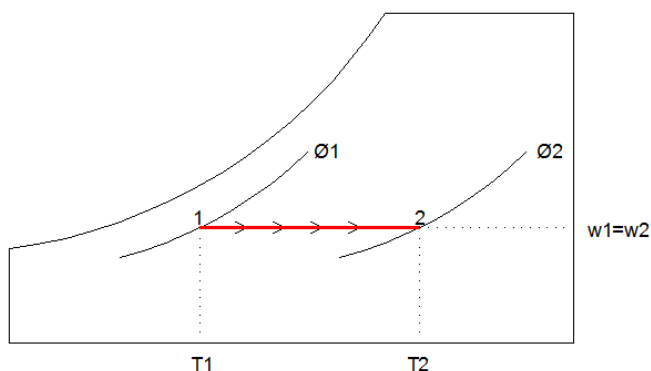


Figura 2-4. Diagrama psicrométrico del proceso de calentamiento del aire

Al inicio del secador se puede obtener la presión de vapor mediante la Ecuación 2-10:

$$P_{v1} = \phi_1 * P_{sat@T_1} \quad (2-10)$$

La presión de vapor es igual a la humedad relativa multiplicada por presión de saturación del agua a temperatura ambiente.

Par obtener la humedad absoluta al inicio del intercambiador de calor, se utiliza la siguiente fórmula:

$$w_1 = \frac{0.622 (P_{v1})}{P - P_{v1}} \quad (2-11)$$

Donde la presión total (P) está en función de la altura sobre el nivel del mar.

2.6.2 Proceso de secado de los granos de cacao

El flujo de agua del producto húmedo al ingreso del secador se denomina $\dot{m}_{w\ in}$ y durante el proceso de secado este valor disminuye hasta el valor $\dot{m}_{w\ out}$, debido la reducción del contenido de humedad del sólido. La diferencia de estos valores se denomina tasa de vaporización de agua y es la base para calcular el calor necesario de secado.

$$\Delta\dot{m}_w = \dot{m}_{w\ in} - \dot{m}_{w\ out} \quad (2-12)$$

Además se debe añadir el calor ganado por los granos de cacao utilizando el calor específico correspondiente. Se denomina \dot{Q}_2 al calor cedido desde el aire para evaporar el contenido de agua en los granos de cacao y se obtiene mediante la Ecuación 2-13:

$$\dot{Q}_2 = \Delta\dot{m}_w * h_{fg} + \dot{m}_{cacao-humedo} C_{p\ cacao} (T_{out} - T_{in}) \quad (2-13)$$

Donde:

\dot{Q}_2 : Calor total de vaporización, kJ/s

$\Delta\dot{m}_w$: Tasa de vaporización de agua, kg/s

h_{fg} : Calor latente de vaporización del agua, kJ/kg

$\dot{m}_{cacao-humedo}$: Flujo másico de cacao húmedo, kg/s

$C_{p\ cacao}$: Calor específico del cacao, $\text{kJ}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$

T_{out} : Temperatura de los granos de cacao a la salida del secador, $^\circ\text{C}$

T_{in} : Temperatura de los granos de cacao a la entrada del secador, $^\circ\text{C}$

Se asume que la temperatura a la salida de los granos de cacao es aproximadamente la temperatura de salida del aire. En el trabajo de Orozco (2014), el perfil de temperatura

del producto (café) aumenta hasta alcanzar 50°C en condiciones similares al secado de cacao, y la temperatura del aire a la salida del secado llega a 52,6°C para un gradiente de temperatura del aire de 8°C.

En el secador (tambor rotatorio), el aire entrega calor para evaporar el agua contenida en los sólidos, por lo tanto la temperatura del aire disminuye a la salida del secador. En este proceso, la entalpía del aire permanece constante (proceso isoentálpico), porque la energía que cede en forma de calor latente para evaporar el agua, lo gana con la humedad que ingresa al aire desde los sólidos húmedos. La humedad absoluta a la salida del secador es mayor, ($w_3 > w_2$). Cabe indicar que el aire al ingreso del secador tiene una humedad relativa más baja que del ambiente ($\phi_2 < \phi_1$), lo que quiere decir que el aire que ingresa al secador tiene una mayor capacidad para ganar humedad. El aire en el proceso de secado se representa en la Figura 2-5:

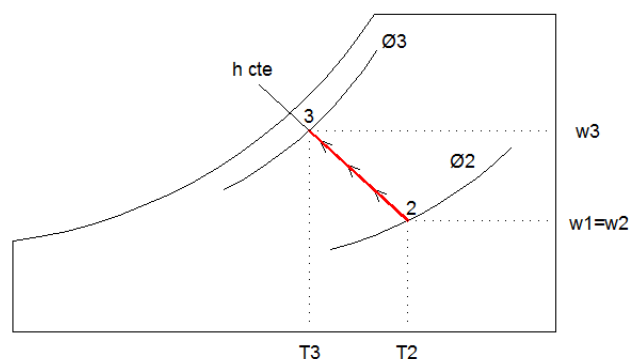


Figura 2-5. Diagrama psicrométrico del aire en el proceso de secado

Puesto que el calor \dot{Q}_2 únicamente lo entrega el aire caliente (no hay otro ingreso de calor al sistema), este debe ser igual al calor \dot{Q}_1 que gana en el quemador, previo al ingreso al secador. Igualando las dos ecuaciones podemos obtener el flujo de aire (\dot{m}_a) en kg/s:

$$\dot{m}_a(h_2 - h_1) = \Delta\dot{m}_w * h_{fg} + \dot{m}_{cacao-humedo} C_{p,cacao} (T_{out} - T_{in})$$

$$\dot{m}_a = \frac{\Delta\dot{m}_w * h_{fg} + \dot{m}_{cacao-humedo} C_{p,cacao} (T_{out} - T_{in})}{h_2 - h_1} \quad (2-14)$$

En los trabajos de Castaño, Rubio & Ortega (2009) y Parra, Saavedra & Ipanaqué (2012) se asume que nos hay transferencia de calor con el exterior, pues el proceso de secado es adiabático.

El flujo volumétrico de aire se obtiene multiplicando el flujo másico del aire por el volumen específico del aire:

$$\dot{V} = \dot{m}_a * v_1 \quad (2-15)$$

El volumen específico del aire se puede obtener asumiendo el aire como un gas ideal:

$$v_1 = \frac{R_a * T_1}{P_a} \quad (2-16)$$

v_1 : Volumen específico del aire, m^3/kg

R_a : Constante universal de los gases, $0,2870 \frac{KPa*m^3}{Kg*K}$

T_1 : Temperatura, K

2.6.3 Flujo de energía requerida para secar

La energía requerida se calcula con la Ecuación 2-6 luego de obtener el caudal de aire requerido con la Ecuación 2-14. Al calor requerido calculado con la Ecuación 2-6 se le debe añadir las pérdidas por conducción, convección y radiación.

2.6.4 Caudal de aire requerido

El flujo másico de aire se lo obtiene a partir del balance de energía entre el calor ganado por el aire en el proceso de calentamiento y el calor cedido por el aire a los granos de cacao para la evaporación del contenido de humedad. El caudal requerido del aire se calcula con la Ecuación 2-14.

2.6.5 Principales pérdidas de calor en el secador

Las principales pérdidas en el secador rotatorio son por convección, conducción y radiación. Las pérdidas se asumen de 8% del cálculo de la energía requerida para evaporar la humedad de los granos de cacao. (Sper & Torres, 2009). Se demuestra en este subcapítulo si este porcentaje de pérdida es el correcto.

Se realiza un sistema de control a una sección del tambor rotatorio. Se determina mediante analogías de resistencias eléctricas cual es la pérdida de calor a través de las planchas de acero con y sin aislamiento térmico, cabe indicar que este tipo de secadores

no llevan aislamiento térmico, por lo tanto se demostrara cual es la diferencia de colocar o no aislamiento térmico.

Se realizan los cálculos de los coeficientes de transferencia de calor por convección en el exterior del tambor rotatorio (h_{out}) y dentro del tambor rotatorio (h_{in}).

2.6.5.1 Coeficiente de convección externo.

Para determinar el coeficiente de convección externo, fuera del tambor rotatorio, utilizamos la correlación de Zhukauskas, donde es necesario determinar el número de Reynolds para obtener las constantes que se utilizan en esta correlación. El número de Reynolds está en función de la velocidad en el exterior del tambor rotatorio (V), el diámetro exterior del secador (D) y viscosidad cinemática del aire en el exterior (ν).

$$Re_D = \frac{V * D}{\nu} \quad (2-17)$$

El número de Nusselt se calcula con la Ecuación 2-18:

$$NU_D = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (2-18)$$

Para la correlación de Zhukauskas, los valores de las constantes C y m dependen del número de Reynolds. El valor de n depende del número de Prandtl (Pr). Si $Pr \leq 10$, $n=0,37$ y si $Pr > 10$, $n=0,36$ (Incropera & DeWitt, 1996). Las propiedades se evalúan a temperatura ambiente, excepto Pr_s , que se evalúa a temperatura superficial exterior del tambor rotatorio.

Tabla 5. Constantes C y m, correlación de Zhukauskas (Incropera & DeWitt, 1996)

Constantes de la ecuación 2-18 para el cilindro circular en flujo cruzado		
Re_D	C	m
1-40	0,75	0,4
40-400	0,51	0,5
$10^3 - 2 \times 10^5$	0,26	0,6
$2 \times 10^5 - 10^6$	0,076	0,7

Para obtener el coeficiente de convección externo fuera del tambor rotatorio (h_{out}), se utilizó la Ecuación 2-19:

$$h_{out} = NU_D \frac{k}{D} \quad (2-19)$$

Donde:

h_{out} : Coeficiente de convección externo fuera del tambor rotatorio, $W/m^2.K$

k : Conductividad térmica del aire, $W/m.K$

D : Diámetro exterior del tambor rotatorio, m

Se verifico el valor obtenido en la Ecuación 2-19 con la correlación de Churchill y Bernstein. En esta correlación todas las propiedades se evalúan a la temperatura de película (T_f), es decir la temperatura promedio entre la temperatura superficial del tambor rotatorio y la temperatura ambiente.

$$T_f = \frac{T_s + T_{amb}}{2} \quad (2-20)$$

Se utilizó la Ecuación 2-21 para obtener el número de Nusselt según la correlación de Churchill y Bernstein:

$$NU_D = 0,3 + \frac{0,62 * Re_D^{1/2} * Pr^{1/3}}{[1 + (\frac{0,4}{Pr})^{2/3}]^{1/4}} * \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (2-21)$$

El número de Reynolds se calculó con la Ecuación 2-17, donde la viscosidad cinemática se evalúa a la temperatura de película T_f .

2.6.5.2 Coeficiente de convección interno

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección dentro del tambor rotatorio, realizamos el balance de energía siguiente:

$$\dot{m}_a * C_{p\ aire} * (T_3 - T_2) = h_{in} * A_s * \Delta T_{ml}$$

Donde:

\dot{m}_a : Flujo de aire en el secador rotatorio, kg/s

$C_{p\ aire}$: Calor específico del aire a temperatura promedio T_2 y T_3 , $kJ/kg * K$

T_3 : Temperatura de salida del aire en el secador rotatorio, °C

T_2 : Temperatura de entrada del aire en el secador rotatorio, °C

h_{in} : Coeficiente de transferencia de calor por convección interno, $W/m^2.K$

A_s : Área de la pared del cilindro del secador rotatorio, m^2

ΔT_{ml} : Diferencia de temperatura media logarítmica, °C

La diferencia de temperatura media logarítmica se calcula con la Ecuación 2-22:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}} \quad (2-22)$$

Donde:

$$\Delta T_o = T_3 - T_s \quad (2-23)$$

$$\Delta T_i = T_2 - T_s \quad (2-24)$$

La temperatura superficial T_s se asume que es de 40°C, pero luego de realizar varias iteraciones, se determinó que la temperatura es de 45°C. Las temperaturas T_2 y T_3 representan las temperaturas de entrada y salida del aire del secador rotatorio. En la Figura 2-6 se representa la transferencia de calor se realiza a temperatura superficial constante.

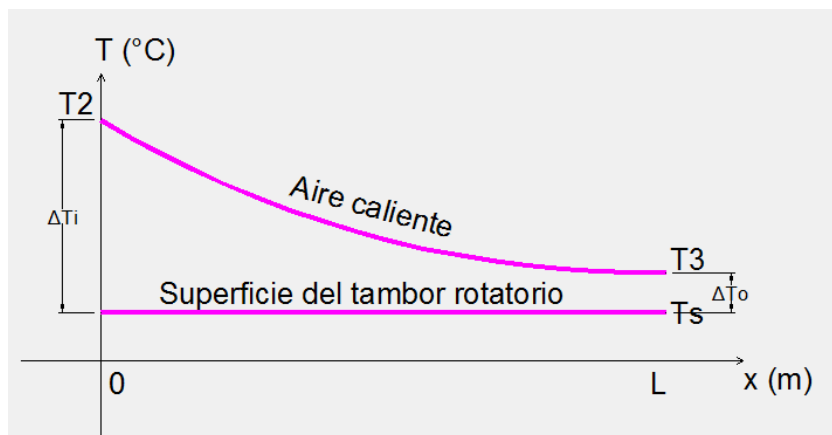


Figura 2-6. Curva de temperatura del aire caliente y la superficie del tambor rotatorio

Esta disminución de temperatura es similar a la disminución de temperatura del aire de un secador rotatorio de arena (Castaño et al., 2009). En este esquema, el producto húmedo (arena) pasa por un secador rotatorio con aire caliente en isocorriente. El sólido húmedo aumenta la temperatura, pues gana una parte del calor cedido por el aire debido al calor específico que tiene el producto (granos de cacao).

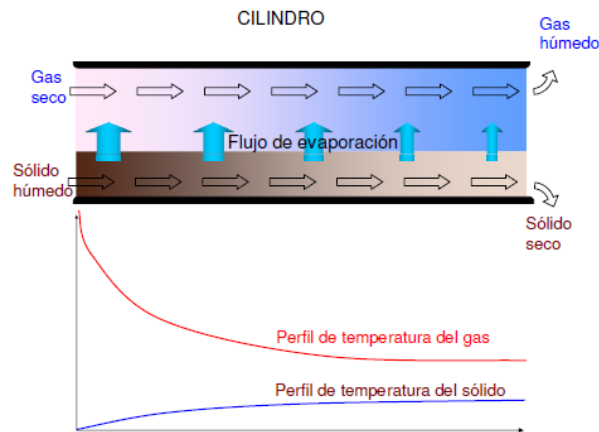


Figura 2-7. Esquema del perfil de temperatura en un secador rotatorio en isocorriente (Castaño et al., 2009)

El perfil de temperatura del aire es aproximadamente igual a la temperatura de salida de los granos de cacao. El perfil de temperatura para aire caliente y para el cacao de un secador rotatorio de granos de cacao en isocorriente de 2 m de longitud y 0,5 m de diámetro se presenta en la Figura 2-8 (Parra et al., 2012):

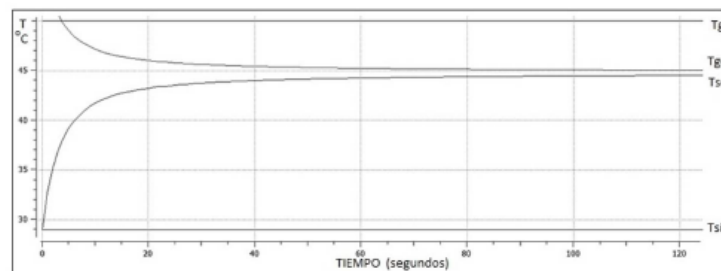


Figura 2-8. Perfil de temperatura para aire caliente y granos de cacao (Parra et al., 2012)

La temperatura de salida del aire en el tambor rotatorio es de 50°C y a la entrada del tambor rotatorio es de 60°C, es decir la diferencia de temperatura del aire es de 10°C. La disminución de temperatura es de forma gradual a medida que el sólido avanza por el cilindro o tambor rotatorio, además que requiere de mayor distancia para poder transferir la energía para evaporar la humedad del producto (Orozco, 2014). Es por esta razón que se escoge que la salida del aire sea 10°C menor que la entrada del tambor rotatorio.

De este balance de energía se obtuvo el coeficiente transferencia de calor por convección dentro del tambor:

$$h_{in} = \frac{\dot{m}_a * C_{p\ aire} * (T_3 - T_2)}{A_s * \Delta T_{ml}} \quad (2-25)$$

Con los coeficientes de transferencia de calor interno y externo del secador rotatorio, se obtuvo cual es el calor perdido por convección. Se utilizó la analogía de resistencia eléctrica para determinar la pérdida de calor con aislamiento térmico y son aislamiento térmico.

2.6.5.3 Pérdida de calor con aislamiento térmico

En la Figura 2-9 se detallan los parámetros para determinar la pérdida de calor con un aislamiento térmico de 1".

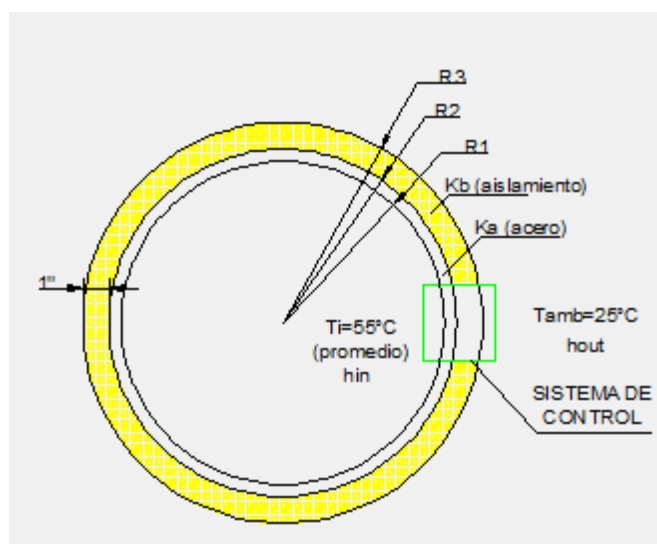


Figura 2-9. Pérdida de calor con aislamiento de 1" (vista en corte)

El calor se pierde por convección interna, luego por conducción por la plancha de acero, seguido del aislamiento de 1" y finalmente por convección en el exterior, como se representa la Figura 2-10:

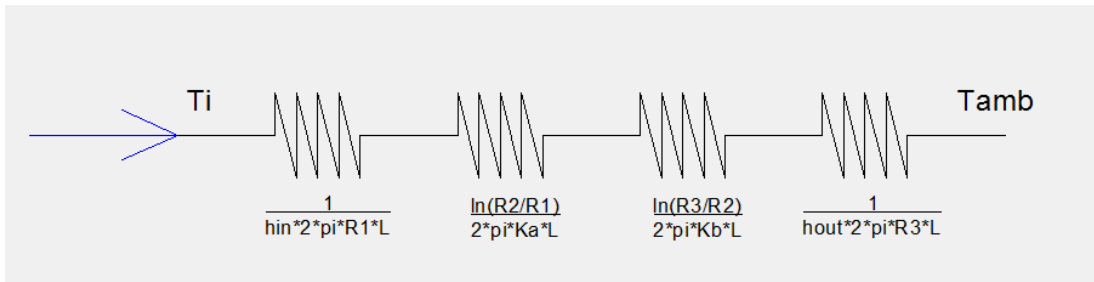


Figura 2-10. Esquema de resistencias para secador rotatorio con aislamiento de 1”

Para obtener el flujo calor que se pierde con un aislamiento de 1” se utilizó la Ecuación 2-26:

$$\dot{Q}_{perdido} = \frac{T_{in} - T_{amb}}{\frac{1}{h_{in} * 2 * \pi * R_1 * L} + \frac{\ln \frac{R_2}{R_1}}{2 * \pi * k_a * L} + \frac{\ln \frac{R_3}{R_2}}{2 * \pi * k_b * L} + \frac{1}{h_{out} * 2 * \pi * R_3 * L}} \quad (2-26)$$

Donde K_a es la conductividad térmica del acero, K_b es la conductividad térmica del aislamiento térmico, L es la longitud del secador rotatorio. R_1 es el radio interno del secador rotatorio, R_2 es igual a R_1 más el espesor del plancha de acero y R_3 es el radio R_2 más el espesor del aislamiento térmico.

2.6.5.4 Pérdida de calor sin aislamiento térmico

En la Figura 2-11 se detalla los parámetros para determinar la pérdida de calor sin aislamiento térmico.

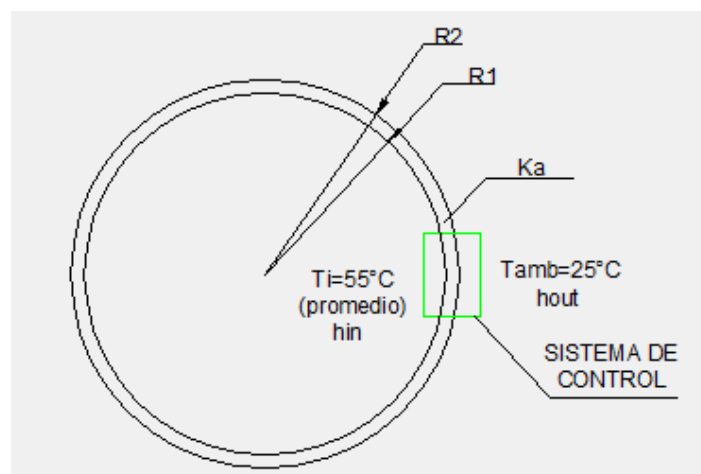


Figura 2-11. Pérdida de calor sin aislamiento (vista en corte)

El calor se pierde por convección interna, luego por conducción por la plancha de acero, seguido por convección en el exterior, como se representa en la Figura 2-12:

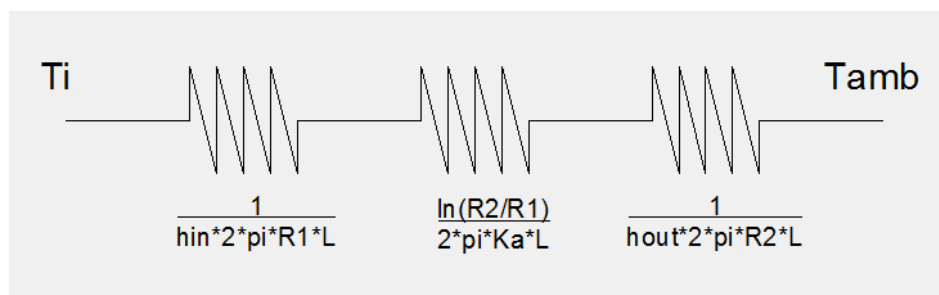


Figura 2-12. Esquema de resistencias para secador rotatorio sin aislamiento térmico

Para obtener el flujo de calor que se pierde sin aislamiento térmico se utilizó la Ecuación 2-27:

$$\dot{Q}_{perdido} = \frac{T_{in} - T_{amb}}{\frac{1}{h_{in} * 2 * \pi * R_1 * L} + \frac{\ln \frac{R_2}{R_1}}{2 * \pi * k_a * L} + \frac{1}{h_{out} * 2 * \pi * R_2 * L}} \quad (2-27)$$

2.6.5.5 Pérdida de calor por radiación

Para obtener la pérdida de calor por radiación se utiliza la ecuación de Stefan-Boltzmann:

$$\dot{Q}_{perdido} = e \sigma A (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (2-28)$$

La emisividad (e) en esta ecuación es igual a 1, que significa que el 100% del calor es irradiado al exterior (igual que un cuerpo negro). La constante de Stefan-Boltzmann (σ) es igual a $5,6704 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$. El área (A) es igual a la suma del área de la pared del cilindro del secador rotatorio. Las temperaturas de la superficie del secador (T_s) y del medio ambiente (T_{amb}) deben estar en grados Kelvin en esta ecuación.

2.7 Cálculos mecánicos

2.7.1 Dimensionamiento del secador

Para determinar las dimensiones del secador se debe saber cuál es el tiempo de retención de los granos de cacao en el secador. Parra et al., (2012) cita a Friedman S. y Marshall W. (1949), para obtener el tiempo de paso de los granos de cacao en el secador rotatorio. Esta ecuación toma en cuenta las características de los granos de cacao como

granulometría, viscosidad y adherencia. También considera la longitud, diámetro e inclinación de la cámara de secado (tambor rotatorio).

$$t_{paso} = \frac{0,23 * L_s}{S * N^{0,9} * D} - 9,84 * D_p^{-0,5} * \frac{L * FG}{FS} \quad (2-29)$$

En la Tabla 6 se describen las variables consideradas en la correlación de Friedman et al., (1949)

Tabla 6. Variables consideradas para el tiempo de paso (Friedman et al., 1949)

Descripción	Variable	Unidad
Longitud del secador	Ls	m
Diámetro del secador	D	m
Velocidad de giro	N	rpm
Inclinación	S	rad
Flujo del aire caliente	FG	Kg/s
Flujo de material humedo	FS	Kg/s
Longitud	L	m
Tamaño partícula	Dp	um
tiempo paso	tpaso	min

En el cálculo del tiempo de paso primero se asumen valores del diámetro y longitud. Con el tiempo de paso se calcula la dimensión del secador, siguiendo la siguiente secuencia de pasos:

1. Multiplicar el tiempo de paso por el flujo de material (granos de cacao húmedo)
2. Dividir este valor para la densidad del cacao para obtener el volumen de cacao en el secador. La densidad del cacao es de 550 Kg/m³ (Ortiz, 1987).
3. Este volumen obtenido debe ser el 10% del volumen del secador rotatorio, pues se recomienda que el volumen que ocupe el producto a secar sea del 7 al 8% del volumen de la cámara de secado, aunque puede llegar al 15% en ciertos casos (Sper & Torres, 2009).
4. Con este volumen obtenido en el paso 3, comparar con el volumen del cilindro con los valores de diámetro y longitud para obtener el tiempo de paso.

Se debe repetir estos pasos hasta obtener valores cercanos del volumen del secador.

2.7.2 Potencia del motor

Para determinar la potencia del motor se calculó las inercias de: el tambor rotatorio, los granos de cacao, los anillos rotativos, y el engrane. Para hallar las inercias es necesario conocer las masas de cada uno de estos componentes y su respectivo radio de giro

2.7.2.1 Inercia de granos de cacao

Se asume que los granos de cacao se encuentran formando un cilindro hueco, es decir que los granos de cacao están en la superficie interna del tambor rotatorio, como se muestra en la Figura 2-13. Los granos de cacao ocupan aproximadamente el 10% del volumen del secador.

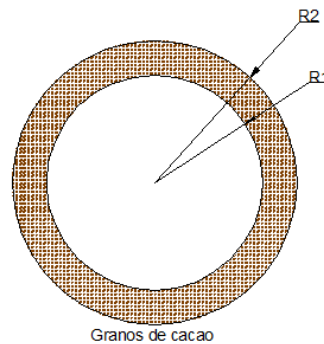


Figura 2-13. Cilindro hueco de granos de cacao

Por lo tanto la inercia para los granos de cacao I_1 es:

$$I_1 = \frac{1}{2} M_1 (R_1^2 + R_2^2) \quad (2-30)$$

Donde la masa de los granos de cacao (M_1) en el tambor rotatorio se calcula a partir del tiempo de paso.

2.7.2.2 Inercia del tambor rotatorio

La inercia del tambor rotatorio (I_2) se obtiene asumiendo que es un aro delgado de radio R_3 , como se muestra en la Figura 2-14.

$$I_2 = M_2 R_3^2 \quad (2-31)$$

El tambor rotatorio es de planchas de acero de espesor 3 mm.

2.7.2.3 Inercia de los anillos rotativos

Se utiliza la siguiente ecuación, donde M_3 es la masa de los anillos giratorios.

$$I_3 = \frac{1}{2} M_3 (R_3^2 + R_4^2) \quad (2-32)$$

Los radios para obtener de los anillos rotativos se indican en la Figura 2-14:

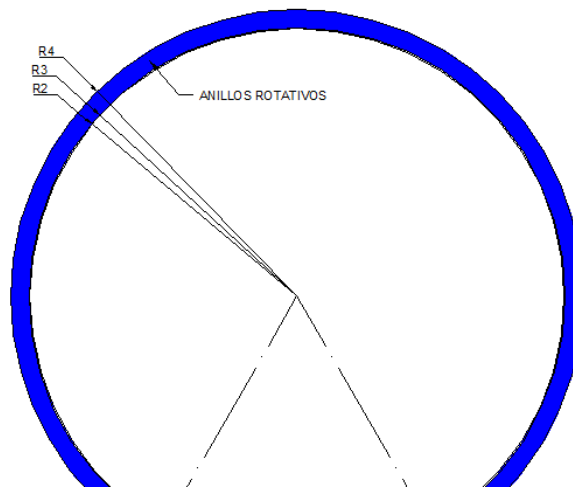


Figura 2-14. Anillos rotativos

2.7.2.4 Inercia del engrane

Se asume que el engrane es un cilindro hueco. El engrane está localizado en el exterior del cilindro giratorio o tambor rotatorio. La inercia del engrane se calcula con la Ecuación 2-33, donde M_4 es la masa del engrane.

$$I_4 = \frac{1}{2} M_4 (R_5^2 + R_6^2) \quad (2-33)$$

2.7.2.5 Inercia de los elevadores

Los elevadores están localizados en el interior del tambor rotatorio y son los encargados de recoger los granos de cacao para que caigan en forma de “cascada”. De esta forma el secado de los granos de cacao se realiza de forma homogénea. Aplicando el teorema de Steiner a una placa rectangular con eje en uno de los lados, se utilizó la Ecuación 2-34:

$$I_5 = \frac{1}{3} * M_5 * a^2 + M_5 * x^2 \quad (2-34)$$

En la Figura 2-15 se detallan los valores para obtener el momento de inercia de los elevadores.

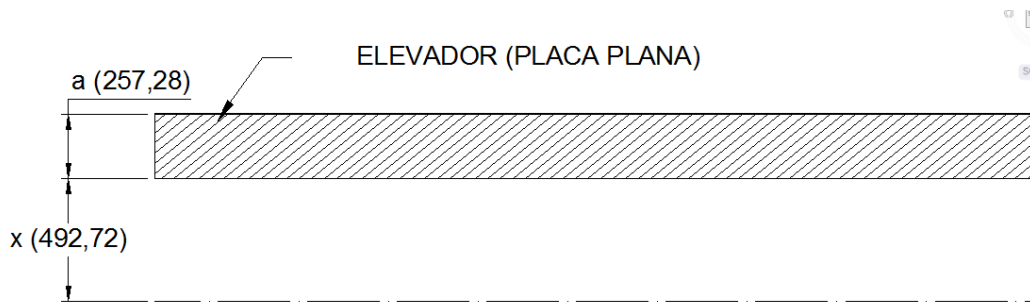


Figura 2-15. Inercia de placa plana aplicando teorema de Steiner (elevador)

La inercia total será la suma de todas las inercias anteriormente calculadas:

$$I_t = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 \quad (2-35)$$

Una vez que se obtiene la inercia total, se procedió a calcular la aceleración angular. Se debe asumir el tiempo de arranque. Por la baja velocidad, el tiempo de arranque es de 1 segundo:

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_i}{t} \text{ [rad/s}^2\text{]} \quad (2-36)$$

Con la aceleración angular y la inercia, el torque se determina con la Ecuación 2-37:

$$T = I\alpha \text{ [Nm]} \quad (2-37)$$

Finalmente la potencia es igual a torque por velocidad angular.

$$P = T\omega \text{ [W]} \quad (2-38)$$

2.7.3 Transmisión de potencia

El sistema de transmisión de potencia del secador rotatorio de cacao consta de: un motor eléctrico, reductor de velocidad, piñón y engrane. La velocidad de giro del tambor rotatorio (donde van estar dando vueltas y avanzando los granos de cacao) debe ser de 1 rpm para que el tiempo de paso sea suficiente para que los granos de cacao se sequen.

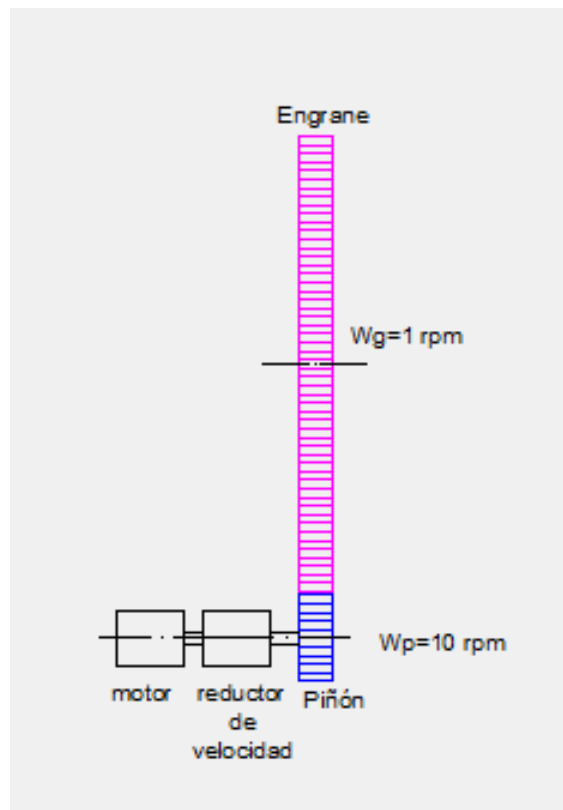


Figura 2-16. Sistema de transmisión de potencia del secador rotatorio

Los engranajes son de dientes rectos, de material AISI4340 y mecanizados en ocho segmentos. Cada segmento va empernado al equipo (en el exterior de las planchas de acero del tambor rotatorio) y entre cada segmento también va empernados.

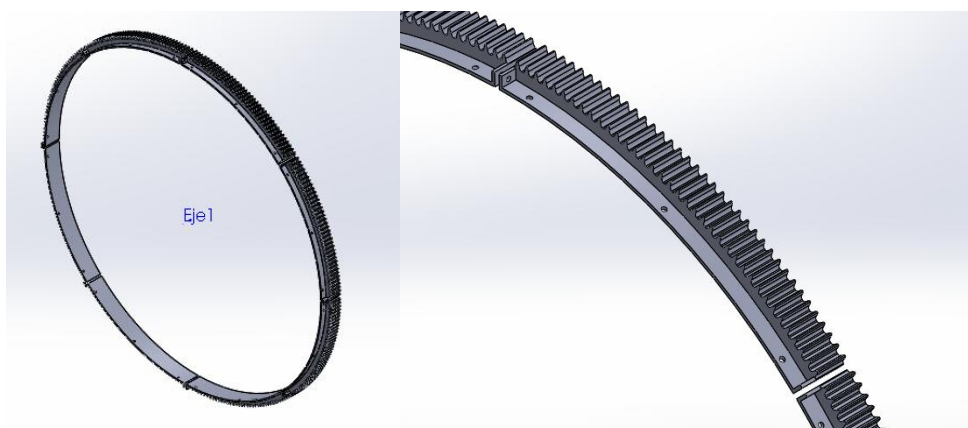


Figura 2-17. Engrane de dientes diseñado en 8 segmentos

Los daños más comunes de los engranes pueden ser por desgaste, cedencia plástica, soldadura, fatiga superficial (el método de falla que se analiza en este proyecto). Las roturas de deben a la formación de grietas por tensiones residuales provocadas por fallas

de fabricación o condiciones de operación inadecuadas como puede ser cuando se sobre carga el equipo (Vargas, 2008).

Para el análisis de esfuerzo en los engranajes seguiremos el procedimiento AGMA, donde la picadura sobre la superficie de los dientes es el método más común de falla (fatiga). En este análisis los engranes están bajo los esfuerzos de fatiga superficial.

2.7.3.1 Dimensión del engrane y piñón

Con la relación de velocidad (RV), se obtuvo la velocidad de giro del piñón que impulsará al engrane de del tambor rotatorio:

$$RV = \frac{W_p}{W_g}$$
$$W_p = RV * W_g \quad (2-39)$$

Para obtener el número de dientes del piñón, escogemos el paso diametral (P_d) y asumimos el diámetro del piñón (d_p)

$$P_d = \frac{N_p}{d_p}$$
$$N_p = P_d * d_p \quad (2-40)$$

El número de dientes del engrane es:

$$RV = \frac{N_g}{N_p}$$
$$N_g = RV * N_p \quad (2-41)$$

El diámetro del engrane es:

$$RV = \frac{d_g}{d_p}$$
$$d_g = RV * d_p \quad (2-42)$$

2.7.3.2 Resistencia del engrane y piñón bajo esfuerzos de fatiga superficial

Para obtener el factor de seguridad de los engranajes, se seguirá el procedimiento AGMA (Norton, 1999). Los esfuerzos de fatiga superficiales en los dientes del piñón y en el engrane se calculan con las Ecuaciones 2-43 y 2-44 respectivamente:

$$\sigma_{cp} = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F * I * d_p} * \frac{C_a * C_m}{C_v} * C_s * C_f} \quad (2-43)$$

$$\sigma_{cg} = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F * I * d_g} * \frac{C_a * C_m}{C_v} * C_s * C_f} \quad (2-44)$$

La Tabla 7 describe los factores de corrección que se utilizan.

Tabla 7. Variables para esfuerzos superficiales (Norton, 1999)

ITEM	VARIABLE	DESCRIPCIÓN
1	Ca	Factor de aplicación
2	Cm	Factor de distribución de carga
3	Cv	Factor dinámico
4	Cs	Factor de tamaño
5	Cf	Factor de terminado superficial
6	l	Factor de geometría superficial
7	Cp	Coefficiente elástico
8	Wt	Fuerza tangencial sobre el diente
9	F	Ancho de la cara
10	dp/dg	Diametro de paso piñon o engrane

El factor de aplicación depende si habrá impacto en el sistema de transmisión:

Tabla 8. Factor de aplicación (Norton, 1999)

Factores de aplicación K_a			
Máquina impulsora	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto severo
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1,00	1,25	1,75 o superior
Impacto ligero (motor multicilindro)	1,25	1,50	2,00 o superior
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1,50	1,75	2,25 o superior

El factor de distribución de carga depende del ancho de la cara:

Tabla 9. Factor de distribución (Norton, 1999)

Factor de distribución de carga K_m	
Ancho de la cara in (mm)	K_m
<2 (50)	1,6
6 (150)	1,7
9 (250)	1,8
≥ 20 (500)	2,0

Se recomienda el ancho de la cara (F) este en los siguientes límites:

$$\frac{8}{P_d} < F < \frac{16}{P_d} \quad (2-45)$$

Para el factor dinámico, determinamos Q_v en función de la velocidad de paso:

Tabla 10. Calidad del engrane, Q_v (Norton, 1999)

Números de calidad de engranes recomendados para la velocidad en la línea de paso	
Velocidad de paso	Q_v
0-800 fpm	6-8
800-2000 fpm	8-10
2000-4000 fpm	10-12
Más de 4000 fpm	12-14

La velocidad de paso es:

$$V_t = d_g * W_g \quad (2-46)$$

El factor dinámico es:

$$C_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^B \quad (2-47)$$

Los valores de A y B:

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \quad (2-48)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (2-49)$$

El factor de geometría superficial se determina con la Ecuación 2-50:

$$I = \frac{\cos \phi}{\left[\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g} \right] * d_p} \quad (2-50)$$

Los valores de ρ_p y ρ_g :

$$\rho_p = \sqrt{\left[r_p + \frac{1}{p_d} \right]^2 - \left(r_p * \cos \phi \right)^2} - \frac{\pi}{p_d} \cos \phi \quad (2-51)$$

$$\rho_g = \left(r_g + r_p \right) \sin \phi - \rho_p \quad (2-52)$$

La fuerza tangencial en el diente es:

$$F = \frac{T}{\frac{d_g}{2}} \quad (2-53)$$

La resistencia a la fatiga superficial corregida se calcula con la Ecuación 2-54:

$$S_{fc} = \frac{C_L * C_H}{C_R * C_T} * S_{fc}' \quad (2-54)$$

Tabla 11. Variables para la resistencia a la fatiga superficial (Norton, 1999)

ITEM	VARIABLE	DESCRIPCIÓN
1	Sfc'	Resistencia a la fatiga superficial
2	Sfc	Resistencia a la fatiga superficial corregida
3	CL	Factor de vida
4	CH	Factor de dureza
5	CT	Factor de temperatura
6	CR	Factor de confiabilidad

La resistencia a la fatiga superficial depende del material que se escoja para la fabricación de los engranes (Ver Apéndice I)

Para el factor de vida, se calcula el número de ciclos del engrane en 10 años.

$$N = W_g * \frac{60 \text{ min}}{h} * \frac{2080 \text{ h}}{\text{año}} * 10 \text{ años}$$

Con el número de ciclos, se calcula de vida CL

$$C_L = 2,466 * N^{-0,056}$$

El factor de confiabilidad se determina con la Tabla 12:

Tabla 12. Factor de confiabilidad (Norton, 1999)

Factor K_R de AGMA	
Porcentaje de confiabilidad	K_R
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50

El factor de seguridad para esfuerzos en la superficie para el piñón y el engrane respectivamente:

$$N_{c \text{ piñon}} = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_{c \text{ piñon}}} \right)^2 \quad (2-55)$$

$$N_{c \text{ engrane}} = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_{c \text{ engrane}}} \right)^2 \quad (2-56)$$

2.7.4 Eje de las ruedas

El eje de las ruedas está sometido a esfuerzos de flexión. Estos soportan el peso del tambor rotatorio, los granos de cacao, los anillos rotativos y el engrane. Se considera también la resistencia a la fatiga del eje. EL material que se va utilizar es acero SAE/AISI 1045, laminado en frío, resistencia a la fluencia de 531 MPa (S_y) y resistencia última de 627 MPa (S_{ut}). Este material es utilizado ampliamente en ejes o flechas.

2.7.4.1 Esfuerzos estáticos

Para obtener el esfuerzo de flexión se necesitan los gráficos de cortante y de momento flector. El máximo momento es el que se utiliza para obtener el esfuerzo de flexión. Se analizó el eje como si fuera una viga apoyada en los extremos, con la carga uniformemente distribuida en toda la longitud del eje.

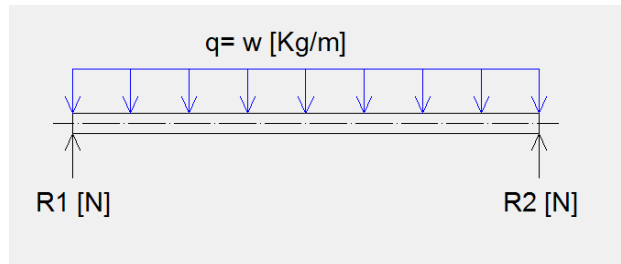


Figura 2-18. Diagrama de cuerpo libre del eje de las ruedas

El esfuerzo de flexión se determina con Ecuación 2-57:

$$\sigma = \frac{M * \left(\frac{d}{2}\right)}{I} \quad (2-57)$$

La inercia I del eje es:

$$I = \frac{\pi}{64} d^4 \quad (2-58)$$

El factor de seguridad estático es:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad (2-59)$$

2.7.4.2 Esfuerzos dinámicos

El eje del secador rotatorio estará sometido a esfuerzo de fatiga o dinámicos. El esfuerzo mínimo será cuando el equipo no este cargado con los granos de cacao.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2-60)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2-61)$$

El límite de resistencia de la fatiga corregida del eje de la rueda se calcula con la Ecuación 2-62:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' \quad (2-62)$$

Tabla 13. Variables para el límite de resistencia a la fatiga corregido (Norton, 1999)

ITEM	VARIABLE	DESCRIPCIÓN
1	Ka	Factor de superficie
2	Kb	Factor de tamaño
3	Kc	Factor de carga
4	Kd	Factor de temperatura
5	Ke	Factor de confiabilidad
6	Se	Límite de resistencia a la fatiga corregida
7	Se'	Límite de resistencia a la fatiga

El factor superficial se determina con la Ecuación 2-63:

$$K_a = A * S_{ut}^b \quad (2-63)$$

Donde los valores de los coeficientes dependen del acabado superficial. Se utilizó la Tabla 14 para determinar estos valores.

Tabla 14. Coeficientes para el factor superficial (Norton, 1999)

Coeficientes para la ecuación de factor superficial				
Acabado superficial	MPa		kpsi	
	A	b	A	b
Rectificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Maquinado o estirado en frío	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Rolado en caliente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

El factor de tamaño está en función del diámetro del eje (d). Se utilizó la Ecuación 2-64, donde el diámetro debe estar en mm.

$$K_b = 1,189 * d^{-0,097} \quad (2-64)$$

El factor de confiabilidad se encuentra tabulado dependiendo del porcentaje de confiabilidad que se desea.

Tabla 15. Factor de confiabilidad (Norton, 1999)

Factores de confiabilidad para Sd=0,08u	
Confiabilidad %	$C_{confiabilidad}$
50	1,000
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

El límite de resistencia a la fatiga es aproximadamente el 50% del esfuerzo último de tensión:

$$S_e' = 0,504 S_{ut} \quad (2-65)$$

Cuando el esfuerzo medio es diferente de cero, se aplica el criterio de Goodman. El factor de seguridad dinámico del eje de la rueda se determina con la Ecuación 2-66:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \quad (2-66)$$

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

En la Tabla 16 se detalla los valores de flujos de entrada y salida de producto del secador rotatorio:

Tabla 16. Flujos de entrada y salida de granos de cacao

Flujos de producto (granos de cacao)	Entrada (25%)	Salida (7%)
Flujo sólido seco (kg/h)	281,25	281,25
Flujo másico de agua (kg/h)	93,75	21,17
Flujo producto húmedo (kg/h)	375,00	302,42

A la salida del secador, el flujo de granos de cacao secos es de 302,42 kg/h. En una jornada de 8 horas, se obtendrán 2419,36 kg de granos de cacao secos (7% de humedad). El porcentaje de pérdida de peso es de 19,35% de cacao húmedo (25% de humedad). Estos 580,64 kg de pérdida de peso corresponden al agua que se evapora por el proceso de secado en el secador rotatorio.

3.1 Análisis termodinámico

Los resultados del análisis termodinámico muestran que el equipo puede secar los granos de cacao hasta una humedad del 7% con un flujo de aire de 1,28 m³/s a una temperatura de 60°C.

3.1.1 Flujo de energía y caudal requerida para secar

El flujo de energía o calor para calentar el aire requerido es de 51,81 kW. Este valor no considera las pérdidas con el exterior. En la siguiente sección se presenta los resultados de las pérdidas. El caudal de aire requerido es de 1,28 m³/s o 2713,44 CFM.

Tabla 17. Datos para obtener flujo de energía y caudal de aire necesarios

VARIABLE	VALOR	UNIDADES	DESCRIPCIÓN
Psat@T1	3,1698	kPa	La presión de saturación del agua a T1
ϕ_1	0,85	N/A	Humedad relativa del aire
Pv1	2,6943	kPa	La presión de vapor
P	97,78	kPa	Presión total
w1	0,01762	Kg.agua/Kg.aire.seco	Humedad absoluta del aire (entrada)
w2	0,01762	Kg.agua/Kg.aire.seco	Humedad absoluta del aire (salida)
hg1@T1	2546,5	kJ/kg	Entalpía de vapor saturado a T1
hg2@T2	2608,8	kJ/kg	Entalpía de vapor saturado a T2
Cp1	1,005	kJ/kg.°C	Calor específico del aire a T1
Cp2	1,007	kJ/kg.°C	Calor específico del aire a T1
h1	70,01	kJ/kg.aire.seco	Entalpía a la entrada
h2	106,40	kJ/kg.aire.seco	Entalpía a la salida
\dot{m}_a	1,42	kg/s	Flujo másico de aire
\dot{Q}_{11}	51,81	kW	Flujo de calor para calentar aire
v1	0,8995	m3/kg	Volumen específico del aire
\dot{V}	1,2806	m3/s	Flujo volumétrico

El detalle de los cálculos se encuentra en el Anexo II.

3.1.2 Principales pérdidas de flujo de calor en el secador

Se consideró las pérdidas de calor por la pared cilíndrica del tambor rotatorio, con y sin aislamiento. Luego de realizar varias iteraciones, se encontró que la temperatura superficial del tambor rotatorio es de 45°C. El coeficiente de convección interno es de 5,876 W/m².K con la correlación de Zhukauskas. Utilizando la correlación de Churchill y Bernstein el coeficiente convección interno fue de 5,779 W/m².K. Se utilizó el primer valor (5,876 W/m².K) para los cálculos de pérdida de flujo de calor.

Tabla 18. Datos para obtener coeficiente de convección interno (Zhukauskas)

CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCION EXTERNO CORRELACIÓN DE ZHUKAUSKAS		
Variable	Valor	Unidad
Velocidad, V	2	m/s
Diámetro, D	1,5	m
Viscosidad, ν	0,00001589	m ² /s
ReD	188797,99	N/A
C	0,26	N/A
m	0,6	N/A
n	0,37	N/A
Pr	0,707	N/A
Prs	0,70448	N/A
NuD	335,154	N/A
Conductividad térmica, k	0,0263	W/m.K
Coeficiente convección externo, h out	5,876	W/m ² .K

Tabla 19. Datos para obtener coeficiente de convección interno (Churchill y Bernstein)

CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCION EXTERNO CORRELACION DE CHURCHILL Y BERNSTEIN		
Variable	Valor	Unidad
Ts	45	°C
T _{oo}	25	°C
Tf	35	°C
Velocidad, V	2	m/s
Diámetro, D	1,5	m
Viscosidad, ν	1,66948E-05	m ² /s
ReD	179696,67	N/A
Pr	0,70588	N/A
NuD	322,357	N/A
Conductividad térmica, k	0,026892	W/m.K
Coeficiente convección externo, h out	5,779	W/m ² .K

La pérdida de flujo de calor con aislamiento térmico es de 1,28 kW. Sin aislamiento térmico es de 4,52 kW. Se escoge no colocar aislamiento térmico.

Tabla 20. Datos para pérdida de flujo de calor con aislamiento

PÉRDIDA DE FLUJO DE CALOR CON AISLAMIENTO DE 1"		
Variable	Valor	Unidad
Radio (R1)	0,7500	m
Radio (R2)	0,7530	m
Radio (R3)	0,7784	m
Coeficiente convección interior (h in)	55,543	W/m ² .K
Coeficiente convección exterior (h out)	5,876	W/m ² .K
Conductividad térmica acero (Ka)	60,5	W/m.K
Conductividad térmica aislamiento (Kb)	0,052	W/m.K
Flujo de calor perdido	1,28	kW
Porcentaje con respecto a calor requerido	2,48%	

Tabla 21. Datos para pérdida de flujo de calor sin aislamiento

PÉRDIDA DE DE FLUJO DE CALOR SIN AISLAMIENTO		
Variable	Valor	Unidad
Radio (R1)	0,7500	m
Radio (R2)	0,7530	m
Coeficiente convección interior (h in)	55,543	W/m ² .K
Coeficiente convección exterior (h out)	5,876	W/m ² .K
Conductividad térmica acero (Ka)	60,5	W/m.K
Flujo de calor por pérdidas	4,52	kW
Porcentaje con respecto a calor requerido	8,73%	

Por radiación se pierde 4,22 kW. El flujo de energía requerido, incluyendo todas las pérdidas de flujo de calor, es por lo tanto de 60,55 kW, es decir que se requiere un 16,87% de flujo de energía para compensar las pérdidas. Este porcentaje es mayor al 8% sugerido por (Sper & Torres, 2009). Los detalles de los cálculos realizados se encuentran en los Anexos IV al VII.

La energía usada en una jornada de 8 horas:

$$E_{usada} = 60,55 \frac{kJ}{s} * \frac{3600 s}{1 h} * \frac{1 MJ}{1000 KJ} * 8h$$

$$E_{usada} = 1743,84 MJ$$

La energía consumida para secar los granos de cacao es mayor, debido a que la transferencia de calor en el intercambiador tendrá pérdidas. La eficiencia térmica del intercambiador de calor y quemador es aproximadamente 60% (Correa, 2003)

$$E_{consumida} = \frac{1734,84 \text{ MJ}}{0,60}$$

$$E_{consumida} = 2906,40 \text{ MJ}$$

3.2 Análisis Mecánico

Se utiliza acero SAE/AISI 1045 laminado en frío para el eje de las ruedas debido a que el trabajo en frío incrementa la resistencia a la fluencia y la resistencia última.

El material escogido para los engranes (AISI4340) es el correcto pues los factores de seguridad para el piñón y el engranes son 8,31 y 83,11 respectivamente

El diámetro de 30 mm para el eje de la rueda tiene un factor de seguridad estático de 8,53 y un factor de seguridad dinámico de 6,60.

3.2.1 Dimensionamiento del secador

El tiempo de paso se determina luego de iterar 3 veces, pues se debe asumir el diámetro y largo del secador. Además se debe verificar que los granos de cacao ocupen aproximadamente el 10% del volumen del secador. Los cálculos detallados se encuentran en el Anexo III.

Tabla 22. Dimensión del secador

Longitud sección cilindro Ls (m)	6,00
Diametro cilindro D (m)	1,50

3.2.2 Potencia del motor

Para obtener la potencia del motor, se calcula cual es la inercia de los componentes principales del secador rotatorio. Los cálculos se detallan en el Anexo IV

Tabla 23. Inercia total

Inercia	Variable	Masa M [Kg]	Variable	Radio R [m]	Inercia [Kg.m ²]
Granos de cacao (I1)	M1	619,85	R1	0,709	330,13
			R2	0,750	
Tambor rotatorio (I2)	M2	665,86	R3	0,753	377,55
Anillos rotativos (I3)	M3	153,49	R3	0,753	186,00
			R4	0,803	
Engrane (I4)	M4	55,93	R5	0,746	31,84
			R6	0,763	
Elevadores (I5)	M5	24,21	a	0,257	38,36
			x	0,492	
INERCIA TOTAL					963,88

Para obtener la potencia del motor, asumimos que el tiempo de arranque es de 0,1 s. La velocidad rotacional del tambor rotatorio es de 1 rpm (0,105 rad/s). Se considera además las eficiencias del motor y el reductor. Estas eficiencias son valores promedios de equipos trabajando en similares condiciones.

Tabla 24. Potencia del motor

ITEM	VARIABLE	VALOR	UNIDADES
1	Velocidad rotacional	0,105	rad/s
2	Tiempo de arranque	0,100	s
3	Aceleración angular	1,047	rad/s ²
4	Torque	1009,375	N.m
5	Potencia eje	105,702	W
6	Potencia eje	0,142	HP
7	Eficiencia motor	0,850	N/A
8	Eficiencia reductor	0,900	N/A
9	Potencia motor	0,185	HP

Se selecciona un motor eléctrico de 1 hp, considerando que la eficiencia del motor y el reductor se reduzcan con el transcurrir del tiempo.

3.2.3 Transmisión de potencia

Los diámetros de piñón y engranes son 6" y 60" respectivamente. Los engranajes son de dientes rectos, acero AISI4340. La fuerza sobre el diente del engrane es de 298,04 lb. El ancho del engrane es de 2". Los valores de ρ_p y ρ_g se calculan con ángulo de presión de 20°.

Tabla 25. Esfuerzo de fatiga superficial piñón

ITEM	VARIABLE	VALOR	UNIDADES	DESCRIPCIÓN
1	Ca	1,25	N/A	Factor de aplicación
2	Cm	1,6	N/A	Factor de distribución de carga
3	Cv	0,93	N/A	Factor dinámico
4	Cs	1	N/A	Factor de tamaño
5	Cf	1	N/A	Factor de terminado superficial
6	l	0,13	N/A	Factor de geometría superficial
7	Cp	2300	psi	Coefficiente elástico
8	Wt	297,8	lb	Fuerza tangencial sobre el diente
9	F	2	in	Ancho de la cara
10	dp	6	in	Diametro de paso piñón
11	σ_{cp}	46601,66	psi	Esfuerzo de fatiga superficial piñón

Tabla 26. Esfuerzo de fatiga superficial engrane

ITEM	VARIABLE	VALOR	UNIDADES	DESCRIPCIÓN
1	Ca	1,25	N/A	Factor de aplicación
2	Cm	1,6	N/A	Factor de distribución de carga
3	Cv	0,93	N/A	Factor dinámico
4	Cs	1	N/A	Factor de tamaño
5	Cf	1	N/A	Factor de terminado superficial
6	l	0,13	N/A	Factor de geometría superficial
7	Cp	2300	Psi	Coefficiente elástico
8	Wt	297,80	lb	Fuerza tangencial sobre el diente
9	F	2	in	Ancho de la cara
10	dg	60	in	Diametro de paso engrane
11	σ_{cg}	14736,74	Psi	Esfuerzo de fatiga superficial engrane

Con los factores de corrección se obtuvo que el esfuerzo de fatiga superficial en diente del piñón es 46601,66 psi o 46,6 Ksi. Para el engrane, se obtuvo como resultado 14736,74 psi o 14,7 Ksi. El esfuerzo en diente del piñón es 3,16 veces mayor al esfuerzo en el diente del engrane. Esto se debe a que la relación de transmisión que se utiliza es de 1:10. Estos valores se comparan con resistencia a la fatiga corregida.

Tabla 27. Resistencia a la fatiga superficial corregida

ITEM	VARIABLE	VALOR	UNIDADES	DESCRIPCIÓN
1	Sfc'	150000	Psi	Resistencia a la fatiga superficial
3	CL	1,12	N/A	Factor de vida
4	CH	1	N/A	Factor de dureza
5	CT	1	N/A	Factor de temperatura
6	CR	1,25	N/A	Factor de confiabilidad
2	Sfc	134400	Psi	Resistencia a la fatiga superficial corregida

El esfuerzo de resistencia a la fatiga se redujo en 15600 Psi, aplicando los factores de corrección. El factor de seguridad compara los esfuerzos en los dientes de los engranajes con la resistencia de los mismos. Para el piñón el factor de seguridad es de 8,32 y para el engrane es de 83,18. Estos valores indican que los engranajes no fallarán por fatiga superficial. Los detalles de los cálculos se encuentran en el Anexo VI.

3.2.4 Eje de las ruedas

3.2.4.1 Factor de seguridad estático

Son 4 ruedas que soportan el equipo. La masa total, incluyendo los granos de cacao, es de 1793,88 kg. Se asume que la carga (peso) está uniformemente distribuido en cada eje de la rueda y que está apoyada en los extremos (chumacera).

El momento máximo en el eje de la rueda es de 164,81 N.m. Con el momento se puede calcular el esfuerzo de flexión. Asumimos un diámetro inicial de 30 mm. El límite de fluencia (S_y) para el acero SAE/AISI 1045 en frío es 531 MPa.

Tabla 28. Resultado del factor de seguridad estático

ITEM	VARIABLE	VALOR	UNIDADES	DESCRIPCIÓN
1	M	164,81	N.m	Momento
2	d	0,03	m	diámetro eje rueda
3	I	3,98E-08	m ⁴	Inercia
4	σ	62,18	MPa	Esfuerzo en el eje
5	n	8,54	N/A	Factor de seguridad

El factor de seguridad estático es de 8,54 para un eje de 30mm de diámetro

3.2.4.2 Factor de seguridad dinámico

Cuando el equipo este sin carga, el esfuerzo mínimo que soporta el eje es de 40,69 MPa. Esto ocurre antes de que el equipo empieza a funcionar. Luego de 99,18 minutos, el equipo estará a plena carga y en ese momento es el máximo. El límite de resistencia a la fatiga corregida es de 155,18 MPa considerando los factores de tamaño, carga, temperatura y confiabilidad.

Tabla 29. Resultado del factor de seguridad dinámico

ITEM	VARIABLE	VALOR	UNIDADES	DESCRIPCIÓN
1	σ_{max}	62,18	Mpa	Esfuerzo máximo
2	σ_{min}	40,69	Mpa	Esfuerzo mínimo
3	σ_m	51,44	Mpa	Esfuerzo medio
4	σ_a	10,75	Mpa	Amplitud de esfuerzo
5	Ka	0,82	N/A	Factor de superficie
6	Kb	0,85	N/A	Factor de tamaño
7	Kc	1	N/A	Factor de carga
8	Kd	1	N/A	Factor de temperatura
9	Ke	0,702	N/A	Factor de confiabilidad
10	Se'	316,01	MPa	Límite de resistencia a la fatiga
11	Se	155,18	MPa	Límite de resistencia a la fatiga corregida
12	n	6,61	-	Factor de seguridad

Siguiendo el criterio de Goodman, el factor de seguridad del eje de la rueda por fatiga es 6,61. El eje de 30mm, por lo tanto, resistirá los esfuerzos de flexión y los esfuerzos por fatiga. Los detalles de los cálculos se encuentran en el Anexo VII.

3.3 Modelado en 3D del secador rotatorio y simulación

Se presenta el equipo secador sin incluir las tolvas de entrada y salida. Las partes principales del equipo secador son el tambor rotatorio, los elevadores y ruedas del secador.

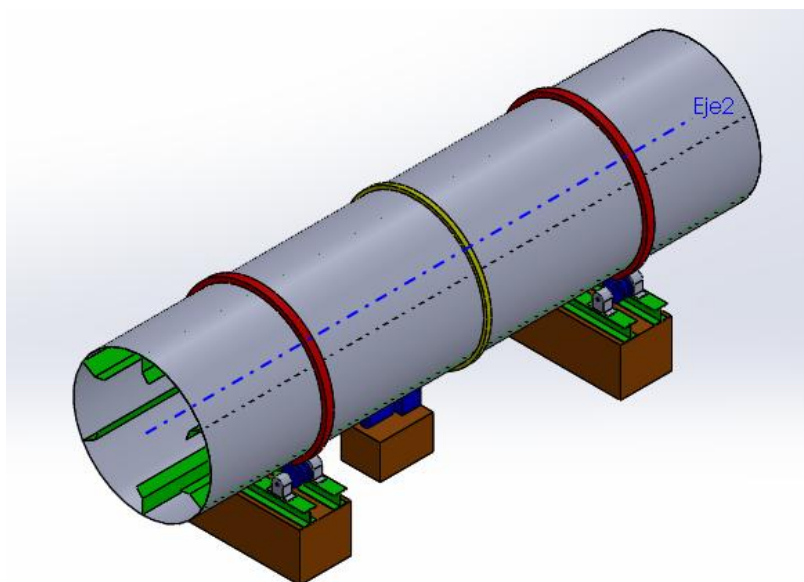


Figura 3-1. Equipo secador en 3D sin las tolvas de entrada y salida del producto

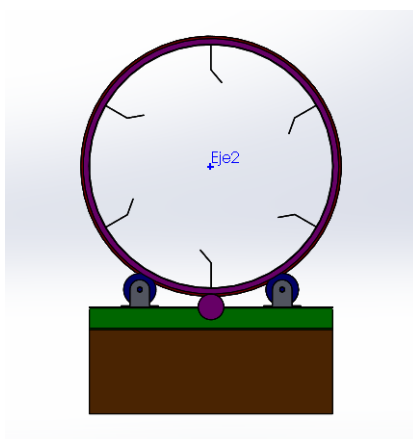


Figura 3-2. Vista en corte de los elevadores

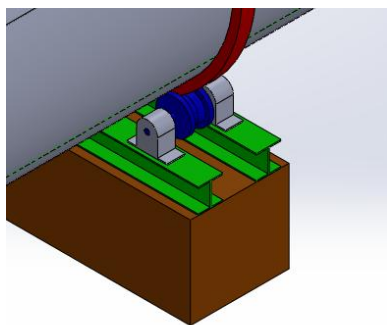


Figura 3-3. Bases de las ruedas del secador

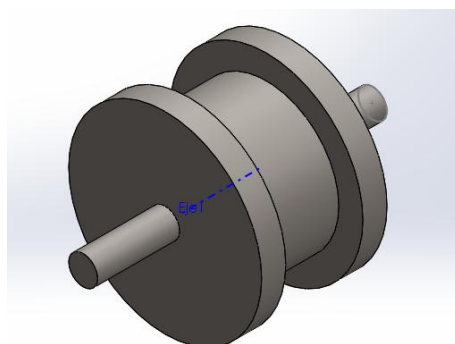


Figura 3-4. Eje y ruedas del secador

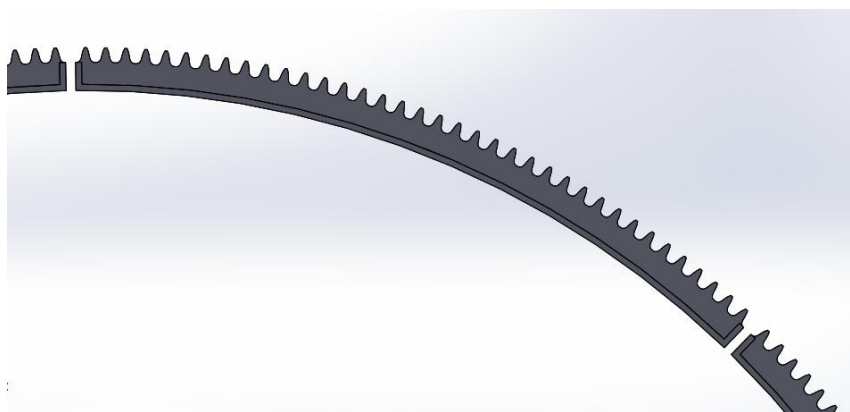


Figura 3-5. Segmento del engrane

Se realizó una simulación del eje de las ruedas para comparar con los resultados obtenidos en el Anexo XII. Cuando el equipo está a plena carga, deberá soportar 1793,88 kg del equipo. En la simulación se obtuvo que el esfuerzo de flexión en el eje es de 62,227 MPa. En los cálculos se obtuvo un esfuerzo de 62,18 MPa.

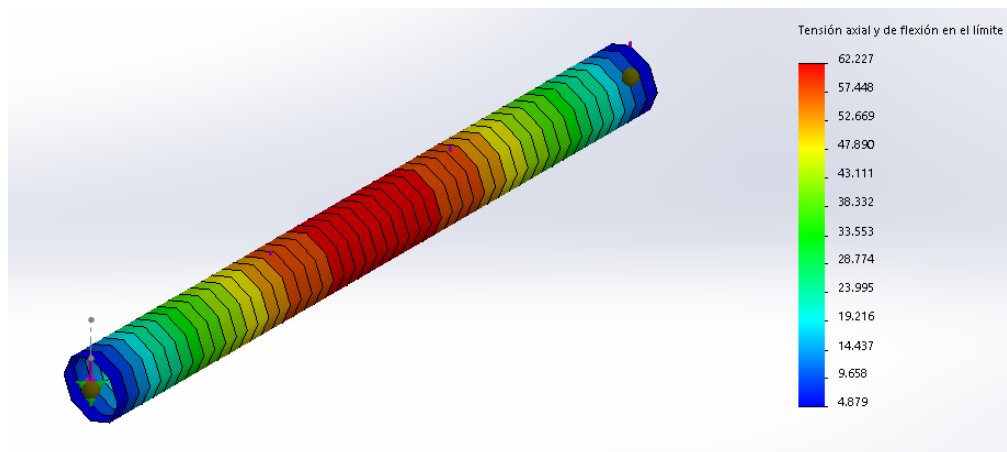


Figura 3-6. Esfuerzos de flexión en el eje del secador con carga

Cuando el equipo está sin carga, deberá soportar 1174,03 kg del equipo. En la simulación se obtuvo que el esfuerzo de flexión en el eje es de 40,693 MPa. En los cálculos (detallados en la Anexo XII) se obtuvo un esfuerzo de 40,69 MPa.

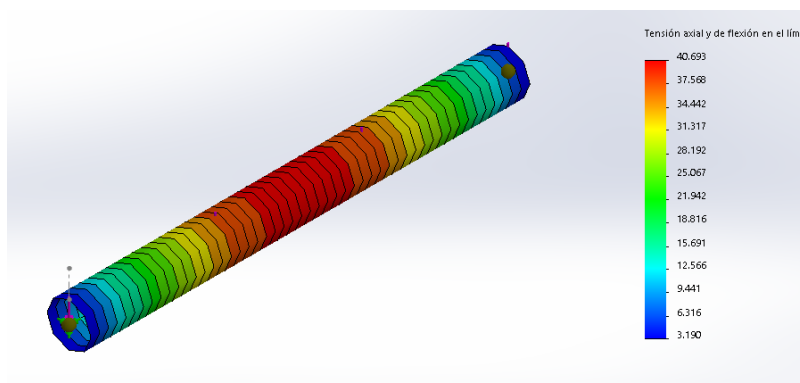


Figura 3-7. Esfuerzos de flexión en el eje del secador sin carga

3.4 Costos del secador rotatorio

Los principales componentes del secador rotatorio son: el motorreductor eléctrico, el ventilador centrífugo, el eje de acero, engranes y piñón de dientes rectos, planchas de acero rodamiento de bolas y la estructura metálica para soportar el equipo.

Para determinar el costo la mano de obra se utilizó un valor de \$ 7,00 el costo de la hora-hombre, para construir el equipo se necesitan 5 personas, 8 horas diarias durante 4

Tabla 30. Costos de materiales y equipos

ITEM	DESCRIPCION MATERIALES Y EQUIPOS	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO USD	COSTO TOTAL USD
1	Intercambiador de calor	1	u	1000,00	1000,00
2	Motorreductor electrico 1 HP	1	u	1000,00	1000,00
3	Ventilador centrifugo 2700 CFM	1	u	1000,00	1000,00
4	Quemador GLP	1	u	1500,00	1500,00
5	Eje acero SAE 1045 30 mm ruedas	4	u	50,00	200,00
6	Engranajes y pinon diente rectos AISI 4340	1	par	2000,00	2000,00
7	Planchas de acero A 36 4x8 pies de 3 mm	10	u	60,00	600,00
8	Bastidor	1	global	500,00	500,00
	SUBTOTAL (\$)				6800,00
	I.V.A (12%)				816,00
	TOTAL (\$)				7616,00

Tabla 31. Costo mano de obra

ITEM	DESCRIPCIÓN MANO DE OBRA	CANTIDAD	UNIDAD	UNITARIO	TOTAL
1	Mano de obra	960	HH	7,00	6720,00

Tabla 32. Costos de ingeniería

ITEM	DESCRIPCIÓN COSTO DE INGENIERÍA	CANTIDAD	UNIDAD	UNITARIO	TOTAL
1	Diseño del equipo	210	horas	15	3150,00
2	Planos de detalles	10	u	80	800,00
	TOTAL (\$)				3950,00

Tabla 33. Costo de insumos, transporte, seguros y capacitación

COSTO DE INSUMOS, TRANSPORTE, SEGUROS Y CAPACITACIÓN	TOTAL (\$)
Insumos (3%)	430,08
Viaticos (hoteles y comida)	200,00
Transporte (flete)	300,00
Seguros	525,00
Polizas	450,00
Capacitación	600,00
Imprevistos (3%)	430,08
TOTAL (\$)	2935,16

Tabla 34. Costo total del equipo

RUBRO COSTO	PARCIAL (\$)	TOTAL (\$)
Costo directo		14336,00
Materiales y equipos	7616,00	
Mano de obra	6720,00	
Costo indirecto		6885,16
Costo de Ingeniería	3950,00	
Costos I, T, S y C	2935,16	
TOTAL (\$)		21221,16

Si la utilidad del equipo secador es del 15%, el precio de venta del equipo es:

$$VENTA = \frac{\$ 21221,16}{(1 - 0,15)}$$

$$VENTA = \$ 24966,07$$

El precio de un equipo nuevo en el exterior es de \$30000,00 aproximadamente. El equipo de producción nacional es \$5033,92 menor al precio de un equipo nuevo. Es decir que el cliente ahorra 20,16% al comprar un equipo fabricado localmente.

3.5 Costo de secado

Para determinar los costos de secado se considera el costo de la energía usada (GLP requeridos), energía eléctrica, costo de mantenimiento y el costo de personal de trabajo. El equipo trabajara aproximadamente 8 horas diarias y su principal consumo de energía es la combustión de GLP en el quemador. El consumo de energía eléctrica corresponde al funcionamiento del motor eléctrico y el ventilador centrífugo. El costo de mantenimiento es aproximadamente \$ 100,00 al mes considerando posibles cambios de repuestos, el mantenimiento incluye engrase de los engranajes, cambio de aceite del motorreductor, limpieza del interior del tambor rotatorio, inspección de las conexiones eléctricas de los equipos. Se estima que la producción mejorara en un 3%, que anteriormente se perdían debido a utilizar el método de secado natural.

Tabla 35. Costo diario de combustible

Costos combustible GLP	Unidad	Cantidad
Jornada de trabajo	h	8
Flujo de energía usada	kW	60,55
Eficiencia del intercambiador y quemador	%	60%
Energía usada	MJ	1743,84
Energía consumida	MJ	2906,40
Poder Calorífico Superior GLP	MJ/Kg	50,40
Consumo de GLP (diario)	Kg	57,67
Consumo de GLP (hora)	Kg	7,21
Costo GLP uso agroindustrial/Kg (AUSTROGAS)	\$	0,2914
Costo diario de GLP	\$	16,80

Tabla 36. Costo diario de energía eléctrica

Costos de energía eléctrica	Unidad	Cantidad
Consumo eléctrico diario	KW-h	11,920
Costo energía eléctrica	\$/KW-h	0,071
Costo diario de energía eléctrica	\$	0,846

Tabla 37. Costo diario de personal

Costos de personal	Unidad	Cantidad
Personal (operarios)	personas	2
Sueldo	\$	450
Costo Personal (mensual)	\$	1260
Costo diario de personal	\$	54,78

Tabla 38. Costo de mantenimiento

Costos de mantenimiento	Unidad	Cantidad
Costo Mantenimiento (1 mes)	\$	100
Costo diario de mantenimiento	\$	4,35

Tabla 39. Resumen de costo de funcionamiento del equipo de producción nacional

Resumen de costos	Unidad	Cantidad
Costo diario de GLP	\$	16,80
Costo diario de energía eléctrica	\$	0,85
Costo diario de personal	\$	54,78
Costo diario de mantenimiento	\$	4,35
Costo diario total	\$	76,78
Costo mensual	\$	1765,96
Costo anual	\$	10595,75

Se considera el costo de 2 operarios para el equipo, que pueden ser parte del personal de trabajo del productor que este adquiriendo el equipo, por lo que no implique contratar más mano de obra. Cabe recalcar que el equipo no va quitar trabajo a las personas. El personal de trabajo se ocupará en otras labores que necesiten más atención en la cadena productiva del cacao como el cuidado y limpieza de las plantas de cacao. El costo de secador diario es de \$76,78 considerando el combustible (GLP), energía eléctrica, personal y mantenimiento.

3.6 Evaluación económica

Utilizando un secador mecánico, se estima que la pérdida de granos de cacao disminuye en 3%, según entrevista con el Ing. Berto Zambrano Vélez del centro de acopio Fortaleza del Valle (B. Zambrano, comunicación personal, 17 abril del 2015). El incremento anual es de \$31495,04 considerando que los meses de producción de cacao son de noviembre a abril, es decir 6 meses. El precio de \$2,54/kg es referencial, pues varía dependiendo de la demanda de cacao en el exterior.

Se considera a continuación un ejemplo de implementación de un centro de acopio nuevo para evaluar e incentivar a inversionistas nacionales o extranjeros a participar en la cadena de producción del cacao (y sus derivados). Se realiza una proyección de ventas de granos de cacao secos, considerando que el proyecto consiste en la implementación de un centro de acopio con capacidad de secar 3000 kg de cacao húmedo (25%) en una jornada de trabajo de 8 horas. Para la inversión inicial se toma en cuenta la compra del terreno, camión, equipo secador y la compra de granos de cacao húmedo a los productores locales a un costo de \$1,41/kg. Las ventas anuales corresponden al periodo de mayor producción, desde noviembre a abril (6 meses). El precio de venta de cacao seco es referencial (\$2,54/kg), según lo consultado a centros de acopios. Se calcula el flujo de caja en 5 años. Para evaluar el proyecto se utiliza el Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR). Para la aceptación del proyecto se debe cumplir con que:

- el VAN debe ser mayor a cero, (el VAN calcula al tiempo presente los flujos de caja futuros) y
- el TIR debe ser mayor a la Tasa mínima de aceptación de rendimiento (TMAR). Se considera un TMAR del 15,17% para este proyecto. El TIR se obtiene igualando el VAN a cero.

Tabla 40. Total de gastos anuales

Gastos Anuales		
Servicios básicos	\$	300,00
Suministros de oficina	\$	300,00
Depreciación en 5 años (Valor residual 10%)	\$	4.493,89
Costo operativo secador rotatorio	\$	10.595,75
Sueldos y salarios	\$	136.080,00
Insumos (sacos, abonos, mascarillas)	\$	12.000,00
Materia prima	\$	584.126,98
Total Gastos Anuales	\$	747.896,63

Tabla 41. Total inversión

Inversión Inicial		
Terreno	\$	50.000,00
Equipo secador rotatorio	\$	24.966,07
Camión (2u)	\$	90.000,00
Camioneta (1u)	\$	39.000,00
Materiales y equipos	\$	2.500,00
Obra civil	\$	20.000,00
Total Inversion	\$	226.466,07

Tabla 42. Flujo de caja del proyecto en 5 años

	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Ventas Kg/año		333.871,68	333.871,68	333.871,68	333.871,68	333.871,68
Ingreso anuales		846.455,98	846.455,98	846.455,98	846.455,98	846.455,98
Gastos anuales		747.896,63	747.896,63	747.896,63	747.896,63	747.896,63
Inversión	226.466,07					
Flujo de efectivo	-226.466,07	98.559,35	98.559,35	98.559,35	98.559,35	98.559,35
VAN	102.594,70					
TIR	33,10%					
TMAR	15,17%					

El proyecto es viable pues el TIR es del 33,10% (mayor al TMAR) y el VAN es de 102594,70. La inversión inicial de \$226466,07 se recupera en menos de 3 años. Cabe indicar que el TMAR representa cuanto se ganaría invirtiendo en un banco (depósito a plazo fijo) en lugar de invertir en el proyecto de implementación de secado. Este modelo sirve como ejemplo para demostrar al inversor que este proyecto es rentable, aparte de que se generan empleos directos (trabajadores contratados en el centro de acopio) e indirectos (productores pequeños que venderán el cacao húmedo al centro de acopio).

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

4.1 Conclusiones

- Se diseñó el secador rotatorio considerando que las propiedades organolépticas no deben ser alteradas, siguiendo conceptos básicos de ingeniería como transferencia de calor y diseño mecánico.
- El equipo de producción nacional es 20% más económico que un equipo nuevo en el exterior que está en aproximadamente \$30000.
- El proyecto genera empleo para la construcción de equipo (sector metalmecánico) y sus componentes conexos.
- La implementación del secador rotatorio no afectará la estabilidad laboral del personal que trabaja para el productor que adquiere el equipo, pues los trabajadores se ocuparan en otras tareas relacionadas con el mejoramiento de la calidad de los granos de cacao.
- La mayor ventaja que tiene este sistema es que el productor puede secar los granos en época lluviosa, aumentando en un 3% la cantidad de granos secos. Como los granos secados al sol están expuestos a contaminación ambiental, existen siempre pérdidas de calidad de granos que no serán aptos para comercializar o exportar.
- Se mejora los tiempos de entrega ya que en un día el productor podrá entregar 2419,36 kg (53,33 qq) de granos de cacao secos. Esta misma cantidad requiere de gran espacio para poder secar al sol y dependiendo si las condiciones climáticas son favorables, puede tardar 6 días aproximadamente en secar.
- Para que el secado sea homogéneo, se requiere que los trabajadores estén constantemente removiendo los granos. Al secar los granos con el equipo de este proyecto se incrementa la calidad el producto porque el secado es homogéneo. Los elevadores son los encargados de voltear los granos y mejorar la transferencia de calor.
- Al elevar la calidad del producto, permite al productor y exportador ser más competitivos en cuanto a calidad y precio, frente a productores mundiales de

cacao como Brasil y Ghana. La calidad del cacao fino o de aroma es reconocida por las mejores fábricas de chocolates en el mundo.

- El estudio económico de un proyecto de implementación de un centro de secado (centro de acopio) demuestra que es viable invertir en el negocio de secado de granos de cacao. El TIR del proyecto es 33,10%, mayor a la tasa mínima de aceptación de rendimiento del 15,17%. La inversión se recupera en menos de 3 años.

4.2 **Recomendaciones**

- Se recomienda la construcción del equipo descrito en este proyecto, pues como se explicó anteriormente, presenta grandes ventajas para el productor de granos cacao en términos de calidad del producto, mejores ingresos económicos y generación de empleo.
- La construcción de un prototipo a escala, permitirá realizar mejoras al diseño. Además que permitirá comparar con los datos calculados a partir de iteraciones como la temperatura exterior del tambor rotatorio.
- En caso de requerir un equipo de mayor capacidad, se recomienda realizar un nuevo análisis termodinámico y mecánico, pues las condiciones no serán las mismas. La carga aumentaría, por lo que se requerirá de un nuevo cálculo para determinar el flujo de energía necesario y la potencia para hacer girar el tambor con la nueva carga.
- Realizar a futuro el diseño e instalación de un transportador de tornillo sinfín tanto para el ingreso y la salida de los granos de cacao. A la salida, puede diseñarse una banda transportadora para llevar el producto al área de almacenamiento o a los proceso para obtener chocolate (tostado y molienda)
- El diseño del bastidor no se realiza en este proyecto. Esto dependerá del lugar de instalación, que puede llegar a necesitar obra civil para la cimentación y adecuación del lugar donde funcionará el secador rotatorio. Para realizar de manera óptima el diseño del bastidor, se recomienda simular el bastidor en un software adecuado. El equipo deberá tener una inclinación para que permita el avance longitudinal del producto.

- Se recomienda esperar 15 minutos desde que se enciende el equipo para calentar el aire. Luego de los 15 minutos se puede ingresar los granos de cacao húmedo al equipo.
- Cuando el equipo este funcionando, se recomienda realizar a diario una inspección visual del equipo, revisar si hay algún material extraño en el tambor rotatorio o en los engranajes. Se recomienda una limpieza al final de la jornada de trabajo del equipo. Aunque el producto (granos de cacao) no genera polvo, se recomienda limpiar los componentes eléctricos como el ventilador y motor para asegurar el buen funcionamiento del equipo.
- Se deberá considerar el tiempo de autonomía del combustible (en este caso el GLP) para la selección del tanque de almacenamiento de GLP. No se considera en este proyecto el diseño del sistema de abastecimiento de GLP.
- Una alternativa al uso de combustibles fósiles, es el uso de briquetas de cascarilla de arroz. Este material sobrante de las piladoras de arroz, puede ser el material combustible que calentara el aire de forma indirecta en un intercambiador de calor. Se recomienda realizar un estudio de factibilidad de usar este biocombustible porque se requerirá el diseño de una planta de briquetas junto con el secador rotatorio.
- Los granos secos deben almacenarse en sacos de yute o en silos de almacenamiento. La bodega debe estar libre de humedad y moho.

BIBLIOGRAFÍA

- Cakebread, S. (1992). *Dulces elaborados con azúcar y chocolate*. Zaragoza, España: Acribia.
- Castaño, F., Rubio, F., & Ortega, M. (2009). Modelo de Secadores Rotatorios en Isocorriente. *RIAI*, pp 33,34.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2006). *Termodinámica*. México: McGraw-Hill Interamericana.
- Correa, A. (2003). *Design and comparative evaluation of three-layer coffee dryer*. M.S. thesis of Biosystems Engineering, University of Hawai'i at Mānoa.
- Dirección de Inteligencia Comercial e inversiones. (2013). *Análisis del sector cacao y elaborados*. Guayaquil, Ecuador: PROECUADOR.
- Guachamín, C. (2007). *Diseño de un secador de granos de cacao fino*. Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador.
- Incropera, F., & DeWitt, D. (1996). *Fundamentos de Transferencia de Calor*. México: Pearson Prentice Hall.
- Instituto Ecuatoriano de Normalización. (2006). *Cacaco en grano. Requisitos (NTE INEN 176:2006)*. Quito, Ecuador.
- Mujumdar, A. (2011). *Industrial Transfer Processes*. Singapur: National University of Singapore.
- Norton, R. (1999). *Diseño de máquinas*. México: Pearson.
- Orozco, J. (2014). *Caracterización del crecimiento de hongos generadores de ocratoxina A durante el almacenamiento de granos de café cereza y diseño de un secador de café a escala semi-industrial*. Tesis de Ingeniería Química, Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador.
- Ortiz, F. (1987). *Cálculo, diseño y construcción de un modelo secador de cacao con aire calentado por energía solar*. Título de Ingeniería Mecánica, ESPOL, Guayaquil, Ecuador.
- Parra, P., Saavedra, R., & Ipanaqué, W. (2012). Modelación y simulación en ambiente Ecosimpro de una cámara de secado para secado. *INGENIUS N°8*, pp 54-60.
- PRO ECUADOR. (2013). *Perfil Sectorial de cacao y elaborados para el Inversionista*. Obtenido de www.proecuador.gob.ec
- Revista El Agro. (2013). *El cacao en la economía del Ecuador*. Obtenido de <http://www.revistaelagro.com/>

- Sper, J., & Torres, I. (2009). *Diseño de una Planta Deshidratadora de Banano usando Secador Rotatorio*. Tesis de Ingeniería Mecánica, ESPOL, Guayaquil, Ecuador.
- Vargas, A. (2008). *Mantenimiento Industrial*. Guayaquil, Ecuador.
- Yeboah, I. (2012). Application of MATLAB - based Solar Dryer for Cocoa Drying. *Recent Researches in Applied Computers and Computational Science*, pp 252-258.

APÉNDICE A

Proceso de obtención de granos de cacao seco



Mazorcas de cacao maduras



Cacao en baba



Fermentación del cacao



Secado en marquesinas

APÉNDICE B

Clasificación de los secadores

(Mujumdar, 2011)

Table 1 Classification of dryers

Criterion	Types
Mode of operation	<ul style="list-style-type: none">• Batch• Continuous*
Heat input-type	<ul style="list-style-type: none">• Convection*, conduction, radiation, electromagnetic fields, combination of heat transfer modes• Intermittent or continuous*• Adiabatic or non-adiabatic
State of material in dryer	<ul style="list-style-type: none">• Stationary• Moving, agitated, dispersed
Operating pressure	<ul style="list-style-type: none">• Vacuum*• Atmospheric
Drying medium (convection)	<ul style="list-style-type: none">• Air*• Superheated steam• Flue gases
Drying temperature	<ul style="list-style-type: none">• Below boiling temperature*• Above boiling temperature• Below freezing point
Relative motion between drying medium and drying solids	<ul style="list-style-type: none">• Co-current• Counter-current• Mixed flow
Number of stages	<ul style="list-style-type: none">• Single*• Multi-stage
Residence time	<ul style="list-style-type: none">• Short (< 1 minute)• Medium (1 – 60 minutes)• Long (> 60 minutes)

* Most common in practice

APÉNDICE C

Propiedades del aire a diferentes alturas

(Cengel & Boles, 2006)

TABLA A-16
Propiedades de la atmósfera a gran altitud

Altitud, m	Temperatura, °C	Presión, kPa	Gravedad, $g, m/s^2$	Velocidad del sonido, m/s	Densidad, kg/m^3	Viscosidad, $\mu, kg/m \cdot s$	Conductividad térmica, $W/m \cdot K$
0	15.00	101.33	9.807	340.3	1.225	1.789×10^{-5}	0.0253
200	13.70	98.95	9.806	339.5	1.202	1.783×10^{-5}	0.0252
400	12.40	96.61	9.805	338.8	1.179	1.777×10^{-5}	0.0252
600	11.10	94.32	9.805	338.0	1.156	1.771×10^{-5}	0.0251
800	9.80	92.08	9.804	337.2	1.134	1.764×10^{-5}	0.0250
1000	8.50	89.88	9.804	336.4	1.112	1.758×10^{-5}	0.0249
1200	7.20	87.72	9.803	335.7	1.090	1.752×10^{-5}	0.0248
1400	5.90	85.60	9.802	334.9	1.069	1.745×10^{-5}	0.0247
1600	4.60	83.53	9.802	334.1	1.048	1.739×10^{-5}	0.0245
1800	3.30	81.49	9.801	333.3	1.027	1.732×10^{-5}	0.0244
2000	2.00	79.50	9.800	332.5	1.007	1.726×10^{-5}	0.0243
2200	0.70	77.55	9.800	331.7	0.987	1.720×10^{-5}	0.0242
2400	-0.59	75.63	9.799	331.0	0.967	1.713×10^{-5}	0.0241
2600	-1.89	73.76	9.799	330.2	0.947	1.707×10^{-5}	0.0240
2800	-3.19	71.92	9.798	329.4	0.928	1.700×10^{-5}	0.0239
3000	-4.49	70.12	9.797	328.6	0.909	1.694×10^{-5}	0.0238
3200	-5.79	68.36	9.797	327.8	0.891	1.687×10^{-5}	0.0237
3400	-7.09	66.63	9.796	327.0	0.872	1.681×10^{-5}	0.0236
3600	-8.39	64.94	9.796	326.2	0.854	1.674×10^{-5}	0.0235
3800	-9.69	63.28	9.795	325.4	0.837	1.668×10^{-5}	0.0234
4000	-10.98	61.66	9.794	324.6	0.819	1.661×10^{-5}	0.0233
4200	-12.3	60.07	9.794	323.8	0.802	1.655×10^{-5}	0.0232
4400	-13.6	58.52	9.793	323.0	0.785	1.648×10^{-5}	0.0231
4600	-14.9	57.00	9.793	322.2	0.769	1.642×10^{-5}	0.0230
4800	-16.2	55.51	9.792	321.4	0.752	1.635×10^{-5}	0.0229
5000	-17.5	54.05	9.791	320.5	0.736	1.628×10^{-5}	0.0228
5200	-18.8	52.62	9.791	319.7	0.721	1.622×10^{-5}	0.0227
5400	-20.1	51.23	9.790	318.9	0.705	1.615×10^{-5}	0.0226
5600	-21.4	49.86	9.789	318.1	0.690	1.608×10^{-5}	0.0224
5800	-22.7	48.52	9.785	317.3	0.675	1.602×10^{-5}	0.0223
6000	-24.0	47.22	9.788	316.5	0.660	1.595×10^{-5}	0.0222
6200	-25.3	45.94	9.788	315.6	0.646	1.588×10^{-5}	0.0221
6400	-26.6	44.69	9.787	314.8	0.631	1.582×10^{-5}	0.0220
6600	-27.9	43.47	9.786	314.0	0.617	1.575×10^{-5}	0.0219
6800	-29.2	42.27	9.785	313.1	0.604	1.568×10^{-5}	0.0218
7000	-30.5	41.11	9.785	312.3	0.590	1.561×10^{-5}	0.0217
8000	-36.9	35.65	9.782	308.1	0.526	1.527×10^{-5}	0.0212
9000	-43.4	30.80	9.779	303.8	0.467	1.493×10^{-5}	0.0206
10,000	-49.9	26.50	9.776	299.5	0.414	1.458×10^{-5}	0.0201
12,000	-56.5	19.40	9.770	295.1	0.312	1.422×10^{-5}	0.0195
14,000	-56.5	14.17	9.764	295.1	0.228	1.422×10^{-5}	0.0195
16,000	-56.5	10.53	9.758	295.1	0.166	1.422×10^{-5}	0.0195
18,000	-56.5	7.57	9.751	295.1	0.122	1.422×10^{-5}	0.0195

APÉNDICE D

Agua saturada. Tabla de temperaturas

(Cengel & Boles, 2006)

TABLA A-4												
Agua saturada. Tabla de temperaturas												
Temp., T °C	Pres. sat., P _{sat} kPa	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Líquido, sat., v _f	Vapor, sat., v _g	Líquido, sat., u _f	Evaporación, u _{fg}	Vapor, sat., u _g	Líquido, sat., h _f	Evaporación, h _{fg}	Vapor, sat., h _g	Líquido, sat., s _f	Evaporación, s _{fg}	Vapor, sat., s _g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	313.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

APÉNDICE E

Calores específicos del aire a diversas temperaturas

(Cengel & Boles, 2006)

TABLA A-2
Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes (continuación)
b) A diversas temperaturas

Temperatura, K	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k
	kJ/kg · K	kJ/kg · K		kJ/kg · K	kJ/kg · K		kJ/kg · K	kJ/kg · K	
	<i>Aire</i>			<i>Dióxido de carbono, CO₂</i>			<i>Monóxido de carbono, CO</i>		
250	1.003	0.716	1.401	0.791	0.602	1.314	1.039	0.743	1.400
300	1.005	0.718	1.400	0.846	0.657	1.288	1.040	0.744	1.399
350	1.008	0.721	1.398	0.895	0.706	1.268	1.043	0.746	1.398
400	1.013	0.726	1.395	0.939	0.750	1.252	1.047	0.751	1.396
450	1.020	0.733	1.391	0.978	0.790	1.239	1.054	0.757	1.392
500	1.029	0.742	1.387	1.014	0.825	1.229	1.063	0.767	1.387
550	1.040	0.753	1.381	1.046	0.857	1.220	1.075	0.778	1.382
600	1.051	0.764	1.376	1.075	0.886	1.213	1.087	0.790	1.376
650	1.063	0.776	1.370	1.102	0.913	1.207	1.100	0.803	1.370
700	1.075	0.788	1.364	1.126	0.937	1.202	1.113	0.816	1.364
750	1.087	0.800	1.359	1.148	0.959	1.197	1.126	0.829	1.358
800	1.099	0.812	1.354	1.169	0.980	1.193	1.139	0.842	1.353
900	1.121	0.834	1.344	1.204	1.015	1.186	1.163	0.866	1.343
1000	1.142	0.855	1.336	1.234	1.045	1.181	1.185	0.888	1.335
	<i>Hidrógeno, H₂</i>			<i>Nitrógeno, N₂</i>			<i>Oxígeno, O₂</i>		
250	14.051	9.927	1.416	1.039	0.742	1.400	0.913	0.653	1.398
300	14.307	10.183	1.405	1.039	0.743	1.400	0.918	0.658	1.396
350	14.427	10.302	1.400	1.041	0.744	1.399	0.928	0.668	1.389
400	14.476	10.352	1.398	1.044	0.747	1.397	0.941	0.681	1.382
450	14.501	10.377	1.398	1.049	0.752	1.395	0.956	0.696	1.373
500	14.513	10.389	1.397	1.056	0.759	1.391	0.972	0.712	1.365
550	14.530	10.405	1.396	1.065	0.768	1.387	0.988	0.728	1.358
600	14.546	10.422	1.396	1.075	0.778	1.382	1.003	0.743	1.350
650	14.571	10.447	1.395	1.086	0.789	1.376	1.017	0.758	1.343
700	14.604	10.480	1.394	1.098	0.801	1.371	1.031	0.771	1.337
750	14.645	10.521	1.392	1.110	0.813	1.365	1.043	0.783	1.332
800	14.695	10.570	1.390	1.121	0.825	1.360	1.054	0.794	1.327
900	14.822	10.698	1.385	1.145	0.849	1.349	1.074	0.814	1.319
1000	14.983	10.859	1.380	1.167	0.870	1.341	1.090	0.830	1.313

APÉNDICE F

Propiedades termofísicas del aire a diferentes temperaturas

(Incropera & DeWitt, 1996)

TABLA A.4 Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica^a

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Aire							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536
Amoniaco (NH₃)							
300	0.6894	2.158	101.5	14.7	24.7	16.6	0.887
320	0.6448	2.170	109	16.9	27.2	19.4	0.870
340	0.6059	2.192	116.5	19.2	29.3	22.1	0.872
360	0.5716	2.221	124	21.7	31.6	24.9	0.872
380	0.5410	2.254	131	24.2	34.0	27.9	0.869

APÉNDICE G

Propiedades termofísicas del acero

(Incropera & DeWitt, 1996)

TABLA A. I Propiedades termofísicas de sólidos metálicos seleccionados^a

Composición	Punto de fusión (K)	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K)									
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	k (W/m · K)/ c_p (J/kg · K)									
						100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Acero puro	1810	7870	447	80.2	23.1	134 216	94.0 384	69.5 490	54.7 574	43.3 680	32.8 975	28.3 609	32.1 654		
Aceros al carbón															
Carbón ordinario (Mn \leq 1%, Si \leq 0.1%)		7854	434	60.5	17.7			56.7 487	48.0 559	39.2 685	30.0 1169				
AISI 1010		7832	434	63.9	18.8			58.7 487	48.8 559	39.2 685	31.3 1168				
Carbón-silicio (Mn \leq 1%, 0.1% < Si \leq 0.6%)		7817	446	51.9	14.9			49.8 501	44.0 582	37.4 699	29.3 971				
Carbón-manganeso-silicio (1% < Mn \leq 1.65%, 0.1% < Si \leq 0.6%)		8131	434	41.0	11.6			42.2 487	39.7 559	35.0 685	27.6 1090				
Aceros con cromo (bajo)															
1 Cr-1 Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)		7822	444	37.7	10.9			38.2 492	36.7 575	33.3 688	26.9 969				
1 Cr-1 Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)		7858	442	42.3	12.2			42.0 492	39.1 575	34.5 688	27.4 969				
1 Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)		7836	443	48.9	14.1			46.8 492	42.1 575	36.3 688	28.2 969				
Aceros inoxidables															
AISI 302		8055	480	15.1	3.91			17.3 512	20.0 559	22.8 585	25.4 606				
AISI 304	1670	7900	477	14.9	3.95	9.2 272	12.6 402	16.6 515	19.8 557	22.6 582	25.4 611	28.0 640	31.7 682		
AISI 316		8238	468	13.4	3.48			15.2 504	18.3 550	21.3 576	24.2 602				
AISI 347		7978	480	14.2	3.71			15.8 513	18.9 559	21.9 585	24.7 606				

APÉNDICE H

Propiedades aislamiento

(Incropera & DeWitt, 1996)

<i>Aislamiento industrial</i>																
Descripción/ composición	Temperatura máxima de servicio (K)	Densidad típica (kg/m ³)	Conductividad térmica típica, k (W/m · K), a varias temperaturas (K)													
			200	215	230	240	255	270	285	300	310	365	420	530	645	750
Mantas																
Manta, fibra mineral de metal reforzada	920	96-192										0.038	0.046	0.056	0.078	
	815	40-96										0.035	0.045	0.058	0.088	
Manta, fibra mineral, vidrio; fibra fina, unión orgánica	450	10				0.036	0.038	0.040	0.043	0.048	0.052	0.076				
		12				0.035	0.036	0.039	0.042	0.046	0.049	0.069				
		16				0.033	0.035	0.036	0.039	0.042	0.046	0.062				
		24				0.030	0.032	0.033	0.036	0.039	0.040	0.053				
		32				0.029	0.030	0.032	0.033	0.036	0.038	0.048				
		48				0.027	0.029	0.030	0.032	0.033	0.035	0.045				
Manta, fibra de óxido de silicio-alúmina	1530	48												0.071	0.105	0.150
		64												0.059	0.087	0.125
		96												0.052	0.076	0.100
		128												0.049	0.068	0.091
Fieltro, semirrígido; fieltro de unión orgánica	480	50-125							0.035	0.036	0.038	0.039	0.051	0.063		
laminado;	730	50	0.023	0.025	0.026	0.027	0.029	0.030	0.032	0.033	0.035	0.051	0.079			
sin unión	920	120												0.051	0.065	0.087
Aislantes de bloques, tableros y tubería																
Papel asbestino, laminado y corrugado																
4-pliegues	420	190									0.078	0.082	0.098			
6-pliegues	420	255									0.071	0.074	0.085			
8-pliegues	420	300									0.068	0.071	0.082			
Óxido de magnesio,	590	185									0.051	0.055	0.061			
Silicato de calcio	920	190									0.055	0.059	0.063	0.075	0.089	0.104

APÉNDICE I

Resistencia a la fatiga superficial para selección de material de engranes

(Norton, 1999)

TABLA 11-21 Resistencias S_{fc} a la fatiga superficial AGMA para una selección de materiales de engranes*

Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por flexión		
					psi x 10 ³	MPa	
Acero	A1-A5		Endurecido en la masa	180 HB	85-95	590-660	
			Endurecido en la masa	240 HB	105-115	720-790	
			Endurecido en la masa	300 HB	120-135	830-930	
			Endurecido en la masa	360 HB	145-160	1000-1100	
			Endurecido en la masa	400 HB	155-170	1100-1200	
			Endurecido con llama o por inducción	50 HRC	170-190	1200-1300	
			Endurecido con llama o por inducción	54 HRC	175-195	1200-1300	
			Carburizado y cementado	55-64 HRC	180-225	1250-1300	
			Nitrurado	84-6-15N	155-180	1100-1250	
			AISI 4140	Nitrurado	83-5-15N	150-175	1050-1200
			AISI 4340	Nitrurado	90-0-15N	170-195	1170-1350
			Nitralloy 135M	Nitrurado	90-0-15N	195-205	1340-1410
			Nitralloy N	Nitrurado	87-5-15N	155-172	1100-1200
Cromo al 25%	Nitrurado	90-0-15N	192-216	1300-1500			
Hierro fundido	20	Clase 20	Como está fundido		50-60	340-410	
	30	Clase 30	Como está fundido	175 HB	65-70	450-520	
	40	Clase 40	Como está fundido	200 HB	75-85	520-590	
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	77-92	530-630	
	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	77-92	530-630	
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	92-112	630-770	
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	103-126	710-870	
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	72	500	
	A-8-e	50005		180 HB	78	540	
	A-8-f	53007		195 HB	83	570	
	A-8-i	80002		240 HB	94	650	
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundición en arena	Resistencia a la tensión	30	450	
	Al/Br 3	Aleación ASTM B-148/78 954	Con tratamiento térmico	Resistencia a la tensión	65	450	
				40 ksi mínima			
				90 ksi mínimo			

APÉNDICE J

Propiedades mecánicas del acero

(Norton, 1999)

LA C-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono
 Datos de varias fuentes.* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	laminado en frío	77	531	91	627	12	179
1050	laminado en caliente	50	345	90	621	15	179
	normalizado @ 1 650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado en frío	84	579	100	689	10	197
	templado y revenido @ 1 200°F	78	538	104	717	28	235
	templado y revenido @ 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	templado y revenido @ 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	laminado en caliente	54	372	98	676	12	200
	normalizado @ 1 650°F	61	421	112	772	18	229
	laminado en frío	76	524	116	800	23	229
	templado y revenido @ 1 200°F	97	669	140	965	17	277
	templado y revenido @ 1 000°F	111	765	156	1 076	14	311
	templado y revenido @ 800°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	laminado en caliente	66	455	120	827	10	248
	normalizado @ 1 650°F	72	496	147	1 014	9	13
	laminado en frío	80	552	130	896	21	269
	templado y revenido @ 1 200°F	80	552	130	896	21	269
	templado y revenido @ 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	templado y revenido @ 600°F	118	814	183	1 262	10	375

* SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale Pa.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

APÉNDICE K

Propiedades mecánicas del acero

(Norton, 1999)

TABLA C-10 Propiedades mecánicas de algunos aceros de aleación y para herramienta
 Datos de varias fuentes. * Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	
1340	recocido	63	434	102	703	25
	templado y revenido	109	752	125	862	21
4027	recocido	47	324	75	517	30
	templado y revenido	113	779	132	910	12
4130	recocido @ 1 450°F	52	359	81	558	28
	normalizado @ 1 650°F	63	434	97	669	25
	templado y revenido @ 1 200°F	102	703	118	814	22
	templado y revenido @ 800°F	173	1 193	186	1 282	13
	templado y revenido @ 400°F	212	1 462	236	1 627	10
4140	recocido @ 1 450°F	61	421	95	655	26
	normalizado @ 1 650°F	95	655	148	1 020	18
	templado y revenido @ 1 200°F	95	655	110	758	22
	templado y revenido @ 800°F	165	1 138	181	1 248	13
	templado y revenido @ 400°F	238	1 641	257	1 772	8
4340	templado y revenido @ 1 200°F	124	855	140	965	19
	templado y revenido @ 1 000°F	156	1 076	170	1 172	13
	templado y revenido @ 800°F	198	1 365	213	1 469	10
	templado y revenido @ 600°F	230	1 586	250	1 724	10
6150	recocido	59	407	96	662	23
	templado y revenido	148	1 020	157	1 082	16
8740	recocido	60	414	95	655	25
	templado y revenido	133	917	144	993	18
H-11	recocido @ 1 600°F	53	365	100	689	25
	templado y revenido @ 1 000°F	250	1 724	295	2 034	9
L-2	recocido @ 1 425°F	74	510	103	710	25
	templado y revenido @ 400°F	260	1 793	290	1 999	5
L-6	recocido @ 1 425°F	55	379	95	655	25
	templado y revenido @ 1 600°F	260	1 793	290	1 999	4
P-20	recocido @ 1 425°F	75	517	100	689	17
	templado y revenido @ 400°F	205	1 413	270	1 862	10
S-1	recocido @ 1 475°F	60	414	100	689	24
	templado y revenido @ 400°F	275	1 896	300	2 068	4
S-5	recocido @ 1 450°F	64	441	105	724	25
	templado y revenido @ 400°F	280	1 931	340	2 344	5
S-7	recocido @ 1 525°F	55	379	93	641	25
	templado y revenido @ 400°F	210	1 448	315	2 172	7
A-8	recocido @ 1 550°F	65	448	103	710	24
	templado y revenido @ 1050°F	225	1 551	265	1 827	9

* Machine Design/Materials Reference Issue, Penton Publishing, Cleveland, Ohio; Metals Handbook, ASM, Materials Park, Ohio

ANEXO I - FLUJOS DE ENTRADA Y SALIDA DEL PRODUCTO

Flujo de masa de producto seco a la entrada:

$$\dot{m}_{s \text{ in}} = (1 - 0,25) * 375$$
$$\dot{m}_{s \text{ in}} = 281,25 \text{ kgproducto seco/h}$$

Flujo de masa de agua a la entrada:

$$\dot{m}_{w \text{ in}} = 0,25 * 375$$
$$\dot{m}_{w \text{ in}} = 93,75 \text{ kgagua/h}$$

Flujo de masa de producto seco a la salida:

$$\dot{m}_{s \text{ out}} = 281,25 \text{ kgproducto seco/h}$$

Flujo de masa de agua a la salida:

$$\dot{m}_{w \text{ out}} = \frac{281,25 * 0,07}{1 - 0,07}$$
$$\dot{m}_{w \text{ out}} = 21,17 \text{ kgagua/h}$$

Flujo de producto húmedo (masa seca más agua) a la salida:

$$\dot{m}_{p \text{ out}} = 281,25 + 21,17$$
$$\dot{m}_{p \text{ out}} = 302,42 \text{ kg/h}$$

ANEXO II - FLUJO DE CALOR Y CAUDAL REQUERIDO

Los valores de temperatura ambiente y humedad relativa son valores promedio de la ciudad de Quevedo.

$$T_1 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\phi_1 = 85 \%$$

La temperatura de aire para secador los granos debe ser de:

$$T_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

La presión de saturación del agua a temperatura ambiente:

$$P_{sat@25^\circ\text{C}} = 3,1698 \text{ kPa}$$

La presión de vapor:

$$P_{v1} = 0,85 * 3,1698 \text{ kPa}$$

$$P_{v1} = 2,6943 \text{ kPa}$$

La humedad absoluta al inicio del intercambiador de calor:

$$w_1 = \frac{0,622 (2,6943)}{97,78 - 2,6943}$$

$$w_1 = 0,01762 \text{ kg agua / Kg aire seco}$$

La humedad absoluta a la salida del intercambiador de calor (donde la humedad absoluta permanece constante):

$$w_2 = 0,01762 \text{ kg agua / kg aire seco}$$

La entalpia del aire a la entrada

$$h_1 = C_{p1}T_1 + w_1h_{g1@T_1}$$

$$h_1 = (1,005 * 25) + (0,01762 * 2546,5)$$

$$h_1 = 70,01 \text{ kJ / kg aire seco}$$

La entalpia del aire a la entrada

$$h_2 = C_{p2}T_2 + w_2h_{g2@T_2}$$

$$h_2 = (1,007 * 60) + (0,01762 * 2608,8)$$

$$h_2 = 106,40 \text{ kJ / kg aire seco}$$

La tasa de vaporización:

$$\Delta \dot{m}_w = 93,75 - 21,17$$
$$\Delta \dot{m}_w = 72,58 \text{ kg agua/h}$$

El flujo másico de aire es:

$$\dot{m}_a = \frac{\Delta \dot{m}_w * h_{fg} + \dot{m}_{\text{cacao-humedo}} C_{p\text{cacao}} (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})}{h_2 - h_1}$$
$$\dot{m}_a = \frac{\frac{72,58}{3600} * 2257 + \frac{375}{3600} * 2,4231 * (50 - 25)}{(106,40 - 70,01)}$$
$$\dot{m}_a = 1,42 \text{ kg/s}$$

El flujo de calor requerido para calentar el aire:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$$
$$\dot{Q}_1 = 1,42 \text{ kg/s} * (106,40 - 70,01) \text{ kJ/kg}$$
$$\dot{Q}_1 = 51,81 \text{ kJ/s}$$

El volumen específico del aire:

$$v_1 = \frac{R_a * T_1}{P_a}$$

Donde:

$$P_a = P - P_{v1}$$
$$P_a = 97,78 \text{ kPa} - 2,6943 \text{ kPa}$$
$$P_a = 95,08 \text{ kPa}$$

Reemplazando:

$$v_1 = \frac{(0,287 \frac{\text{kPa} * \text{m}^3}{\text{kg} * \text{K}})(298 \text{ K})}{95,08 \text{ kPa}}$$
$$v_1 = 0,8995 \text{ m}^3/\text{kg}$$

El flujo volumétrico:

$$\dot{V} = \dot{m}_a * v_1$$
$$\dot{V} = 1,42 \frac{kg}{s} * 0,8995 \frac{m^3}{kg}$$
$$\dot{V} = 1,28 \frac{m^3}{s}$$

En unidades CFM:

$$\dot{V} = 2713,44 \text{ CFM}$$

ANEXO III - DIMENSIONAMIENTO DEL SECADOR

Cálculo del tiempo de paso

Primera iteración

Asumiendo que el diámetro es de 1,90 m y la longitud de 6 m:

Longitud sección cilindro Ls (m)	6,00
Diametro cilindro D (m)	1,90
Velocidad de giro N (rpm)	1
Inclinación S (rad)	0,0087
Flujo de gas FG (Kg/s)	1,42
Flujo de material FS (Kg/s)	0,1042
Longitud L (m)	6,00
Tamaño partícula Dp (um)	15000
Tiempo de paso (min)	76,91

Como el flujo de producto húmedo es de 375 kg/h, la masa de cacao en el secador es de:

$$m_p = 375 \text{ kg/h} * \frac{76,91}{60} \text{ h} = 480,71 \text{ kg}$$

El volumen que ocupa esta masa de cacao es de:

$$V = \frac{480,71 \text{ kg}}{550 \text{ Kg/m}^3} = 0,874 \text{ m}^3$$

Al realizar una regla de 3 se puede obtener el volumen que debe tener el tambor del secador, considerando que el volumen de los granos de cacao debe ser el 10% el volumen del secador:

$$V_{\text{secador } 1} = 0,874 \text{ m}^3 * \frac{100\%}{10\%}$$

$$V_{\text{secador } 1} = 8,74 \text{ m}^3$$

Luego comparamos con el volumen del tambor que asumimos en la tabla de tiempo de paso:

$$V_{\text{secador } 2} = \frac{\pi}{4} (1,90\text{m})^2 (6\text{m})$$

$$V_{\text{secador } 2} = 17,01 \text{ m}^3$$

No son iguales los volúmenes, por lo que se requiere iterar.

Segunda iteración

Asumiendo que el diámetro es de 1,80 m y la longitud de 6 m:

Longitud sección cilindro L_s (m)	6,00
Diámetro cilindro D (m)	1,80
Velocidad de giro N (rpm)	1
Inclinación S (rad)	0,0087
Flujo de gas FG (Kg/s)	1,42
Flujo de material FS (Kg/s)	0,1042
Longitud L (m)	6,00
Tamaño partícula D_p (um)	15000
Tiempo de paso (min)	81,55

Como el flujo de producto húmedo es de 375 kg/h, la masa de cacao en el secador es de:

$$m_p = 375 \text{ kg/h} * \frac{81,55}{60} \text{ h} = 509,69 \text{ kg}$$

El volumen que ocupa esta masa de cacao es de:

$$V = \frac{509,69 \text{ kg}}{550 \text{ kg/m}^3} = 0,926 \text{ m}^3$$

Al realizar una regla de 3 se puede obtener el volumen que debe tener el tambor del secador, considerando que el volumen de los granos de cacao debe ser el 10% el volumen del secador:

$$V_{\text{secador } 1} = 0,926 \text{ m}^3 * \frac{100\%}{10\%}$$
$$V_{\text{secador } 1} = 9,27 \text{ m}^3$$

Luego comparamos con el volumen del tambor que asumimos en la tabla de tiempo de paso:

$$V_{\text{secador } 2} = \frac{\pi}{4} (1,80\text{m})^2 (6\text{m})$$
$$V_{\text{secador } 2} = 15,26 \text{ m}^3$$

No son iguales los volúmenes, por lo que se requiere iterar.

Tercera iteración

Asumiendo que el diámetro es de 1,50 m y la longitud de 6m:

Longitud sección cilindro Ls (m)	6,00
Diametro cilindro D (m)	1,50
Velocidad de giro N (rpm)	1
Inclinación S (rad)	0,0087
Flujo de gas FG (Kg/s)	1,42
Flujo de material FS (Kg/s)	0,1042
Longitud L (m)	6,00
Tamaño partícula Dp (um)	15000
Tiempo de paso (min)	99,18

Como el flujo de producto húmedo es de 375 kg/h, la masa de cacao en el secador es de:

$$m_p = 375 \text{ kg/h} * \frac{99,18}{60} \text{ h} = 619,85 \text{ kg}$$

El volumen que ocupa esta masa de cacao es de:

$$V = \frac{619,85 \text{ kg}}{550 \text{ kg/m}^3} = 1,127 \text{ m}^3$$

Al realizar una regla de 3 se puede obtener el volumen que debe tener el tambor del secador, considerando que el volumen de los granos de cacao debe ser el 10% el volumen del secador:

$$V_{\text{secador } 1} = 1,127 \text{ m}^3 * \frac{100\%}{10\%}$$
$$V_{\text{secador } 1} = 11,27 \text{ m}^3$$

Luego comparamos con el volumen del tambor que asumimos en la tabla de tiempo de paso:

$$V_{\text{secador } 2} = \frac{\pi}{4} (1,50\text{m})^2 (6\text{m})$$
$$V_{\text{secador } 2} = 10,60 \text{ m}^3$$

Los valores que asumimos en la tabla de tiempo de paso son correctos: diámetro 1,50 m y longitud 6 m. Se verifica que los granos ocupen el 10% del equipo:

$$\frac{1,127 \text{ m}^3}{10,60 \text{ m}^3} * 100\% = 10,63\%$$

ANEXO IV - COEFICIENTE DE CONVECCION EXTERNO CORRELACIÓN DE ZHUKAUSKAS

El número de Reynolds:

$$Re_D = \frac{2 * 1,5}{0,00001589}$$

$$Re_D = 188797,99$$

El número de Nusselt:

$$NU_D = 0,26 * (188797,99^{0,6}) * (0,707^{0,37}) * \left(\frac{0,707}{0,70448}\right)^{1/4}$$

$$NU_D = 335,154$$

El coeficiente de convección externo:

$$h_{out} = 335,154 * \frac{0,0263}{1,5}$$

$$h_{out} = 5,876 \text{ W/m}^2\text{K}$$

ANEXO V - COEFICIENTE DE CONVECCION EXTERNO CORRELACION DE CHURCHILL Y BERNSTEIN

La temperatura de película:

$$T_f = \frac{45^\circ\text{C} + 25^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_f = 35^\circ\text{C}$$

$$T_f = 308 \text{ K}$$

El número de Reynolds:

$$Re_D = \frac{2 * 1,5}{0,000016694}$$

$$Re_D = 179696,67$$

El número de Nusselt:

$$NU_D = 0,3 + \frac{0,62 * 179696,67^{1/2} * 0,70588^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{0,70588}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} * \left[1 + \left(\frac{179696,67}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

$$NU_D = 322,357$$

El coeficiente de convección externo:

$$h_{out} = 322,357 * \frac{0,026892}{1,5}$$

$$h_{out} = 5,779 \text{ W/m}^2\text{K}$$

ANEXO VI - COEFICIENTE DE CONVECCIÓN INTERNO

La diferencia de temperatura media logarítmica:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}}$$

$$\Delta T_o = T_3 - T_s$$

$$\Delta T_o = 50^\circ\text{C} - 45^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_o = 5^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_i = T_2 - T_s$$

$$\Delta T_i = 60^\circ\text{C} - 45^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_i = 15^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{5 - 15}{\ln \frac{5}{15}}$$

$$\Delta T_{ml} = 9,10$$

El coeficiente de convección interno:

$$h_{in} = \frac{\dot{m}_a * C_{p \text{ aire}} * (T_3 - T_2)}{A_s * \Delta T_{ml}}$$

$$h_{in} = \frac{1,42 * 1006,68 * (60 - 50)}{(\pi * 1,5 * 6) * 9,10}$$

$$h_{in} = 55,54 \text{ W/m}^2\text{K}$$

ANEXO VII - FLUJO DE CALOR PÉRDIDO SIN AISLAMIENTO

$$Q_{perdido} = \frac{T_{in} - T_{amb}}{\frac{1}{h_{in} * 2 * \pi * R_1 * L} + \frac{\ln \frac{R_2}{R_1}}{2 * \pi * k_a * L} + \frac{1}{h_{out} * 2 * \pi * R_2 * L}}$$
$$Q_{perdido} = \frac{55 - 25}{\frac{1}{55,543 * 2 * \pi * 0,75 * 6} + \frac{\ln \frac{0,753}{0,750}}{2 * \pi * 60,5 * 6} + \frac{1}{5,876 * 2 * \pi * 0,753 * 6}}$$
$$Q_{perdido} = 4,52 \text{ kW}$$

ANEXO VIII– FLUJO DE CALOR PÉRDIDO POR RADIACIÓN

$$Q_{perdido} = e\sigma A(T_{amb}^4 - T_s^4)$$

Donde el área es de la pared circular del tambor rotatorio:

$$A = \pi * 1,5 * 6$$

$$A = 28,27 \text{ m}^2$$

Si la temperatura superficial es de 45°C y la temperatura ambiente es de 25°C:

$$Q_{perdido} = 1 * (5,6704 * 10^{-8}) * (28,27) * (318^4 - 298^4)$$

$$Q_{perdido} = 4,22 \text{ kW}$$

ANEXO IX - INERCIA TOTAL

Inercia de los granos de cacao

El volumen que ocupa esta masa de cacao es de:

$$V = \frac{619,85 \text{ kg}}{550 \text{ kg/m}^3} = 1,127 \text{ m}^3$$

Se asume que los granos de cacao se encuentran formando un cilindro hueco, es decir que los granos de cacao están en la superficie interna del tambor rotatorio.

$$V = \pi * (R_2^2 - R_1^2) * L$$

Si R_2 es el radio del tambor rotatorio (0,750 m), podemos despejar el radio interno R_1

$$1,127 \text{ m}^3 = \pi * ((0,750\text{m})^2 - R_1^2) * 6\text{m}$$

$$1,127 \text{ m}^3 = \pi * ((0,750\text{m})^2 - R_1^2) * 6\text{m}$$

$$R_1 = 0,709 \text{ m}$$

La inercia de los granos es:

$$I_1 = \frac{1}{2} M_1 (R_1^2 + R_2^2)$$

$$I_1 = \frac{1}{2} * (619,85 \text{ kg}) * ((0,709\text{m})^2 + (0,750\text{m})^2)$$

$$I_1 = 330,13 \text{ kg.m}^2$$

Inercia del tambor rotatorio

Calculamos la masa del tambor rotatorio con las dimensiones del tambor rotatorio. Para los cálculos, utilizamos un espesor de plancha de 3mm:

$$V = \pi * D * L * e$$

$$V = \pi * (1,50\text{m}) * (6\text{m}) * (0,003\text{m})$$

$$V = 0,084 \text{ m}^3$$

La masa del tambor rotatorio:

$$m = (0,084 \text{ m}^3) * (7850 \text{ kg/m}^3)$$

$$m = 665,86 \text{ kg}$$

La inercia del tambor rotatorio:

$$I_2 = (665,85 \text{ kg}) * (0,753\text{m})^2$$

$$I_2 = 377,55 \text{ kg.m}^2$$

Inercia de los anillos rotativos

Son dos anillos rotativos que tiene el secador. La masa de un anillo es:

$$V = \frac{\pi}{4} * (1,606^2 - 1,506^2) * 0,080$$

$$V = 0,0195 \text{ m}^3$$

La masa de los anillos rotativos

$$m = (0,0195 \text{ m}^3) * (7850 \text{ kg/m}^3)$$

$$m = 153,49 \text{ kg}$$

La inercia se debe multiplicar por 2, porque son dos anillos rotativos:

$$I_3 = \frac{1}{2} M_3 (R_3^2 + R_4^2) * 2$$

$$I_3 = \frac{1}{2} * (153,49) * (0,753^2 + 0,803^2) * 2$$

$$I_3 = 186,00 \text{ kg.m}^2$$

Inercia del engrane

La masa del engrane se obtuvo con la ayuda del programa solidworks 2014



$$m = 55,93 \text{ Kg}$$

La inercia del engrane es:

$$I_4 = \frac{1}{2} M_4 (R_5^2 + R_6^2)$$

$$I_4 = \frac{1}{2} * (55,93) * ((0,746^2) + (0,763^2))$$

$$I_4 = 31,84 \text{ kg.m}^2$$

Inercia de los elevadores

La masa de un elevador de espesor 2mm y longitud 6m:

$$V = (0,257 * 6 * 0,002)$$

$$V = 0,00308 \text{ m}^3$$

$$m = (0,00308 \text{ m}^3) * (7850 \text{ kg/m}^3)$$

$$m = 24,21 \text{ kg}$$

La inercia del elevador:

$$I_5 = \frac{1}{3} * M_5 * a^2 + M_5 * x^2$$

$$I_5 = \left(\frac{1}{3} * (24,21) * (0,257^2) + (24,21 * 0,492^2)\right)$$

$$I_5 = 6,39 \text{ Kg. m}^2$$

La inercia de los 6 elevadores

$$I_5 = 38,36 \text{ Kg. m}^2$$

ANEXO X - DIMENSIÓN DEL ENGRANE Y PIÑÓN

El tambor rotatorio del secador debe girar a 1 rpm, para que el tiempo de paso de los granos de cacao sea de 99,41 min. Si la relación de velocidad es de 10 (RV), entonces el piñón que impulsará al engrane de del tambor rotatorio será de:

$$RV = \frac{W_p}{W_g}$$

$$W_p = RV * W_g$$

$$W_p = 10 * 1 \text{ rpm}$$

$$W_p = 10 \text{ rpm}$$

Escogemos que el piñón tiene un paso diametral de 5 (P_d), con este valor podemos obtener el número de dientes del piñón, si este tiene un diámetro de 6" (d_p)

$$P_d = \frac{N_p}{d_p}$$

$$N_p = (5)(6) = 30 \text{ dientes}$$

El número de dientes del engrane:

$$RV = \frac{N_g}{N_p}$$

$$N_g = (10)(30) = 300 \text{ dientes}$$

El diámetro del engrane se obtiene a partir del dato de la relación de velocidad:

$$RV = \frac{d_g}{d_p}$$

$$d_g = RV * d_p$$

$$d_g = 10 * 6" = 60"$$

El engrane en el tambor rotatorio es de 60" (152,4 cm)

ANEXO XI - RESISTENCIA DEL ENGRANE Y PIÑÓN

Para obtener la fuerza tangencial en el diente del engrane, se divide el torque para la el radio del engrane (60"):

$$W_t = \frac{\text{Torque}}{\text{Radio engrane}}$$

$$W_t = \frac{1009,375 \text{ N.m}}{0,762 \text{ m}}$$

$$W_t = 1324,64 \text{ N}$$

Convirtiendo a libras fuerza:

$$W_t = 1324,64 \text{ N} * \frac{1 \text{ lb}}{4,448 \text{ N}}$$

$$W_t = 297,80 \text{ lb}$$

Los valores de ρ_p y ρ_g :

$$\rho_p = \sqrt{\left[r_p + \frac{1}{p_d}\right]^2 - (r_p * \cos \phi)^2} - \frac{\pi}{p_d} \cos \phi$$

$$\rho_p = \sqrt{\left[3 + \frac{1}{5}\right]^2 - (3 * \cos 20^\circ)^2} - \frac{\pi}{5} \cos 20^\circ$$

$$\rho_p = 0,92$$

$$\rho_g = (r_g + r_p) \sin \phi - \rho_p$$

$$\rho_g = (3 + 30) \sin 20^\circ - 0,92$$

$$\rho_g = 10,36$$

La geometría superficial:

$$I = \frac{\cos \phi}{\left[\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right] * d_p}$$

$$I = \frac{\cos 20^\circ}{\left[\frac{1}{0,92} + \frac{1}{10,36}\right] * 0,13}$$

$$I = 0,13$$

El factor de seguridad para el piñón

$$N_{c \text{ piñon}} = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_{c \text{ piñon}}} \right)^2$$

$$N_{c \text{ piñon}} = \left(\frac{134400}{46601,66} \right)^2$$

$$N_{c \text{ piñon}} = 8,32$$

El factor de seguridad para el engrane:

$$N_{c \text{ engrane}} = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_{c \text{ engrane}}} \right)^2$$

$$N_{c \text{ engrane}} = \left(\frac{134400}{14736,74} \right)^2$$

$$N_{c \text{ engrane}} = 83,18$$

ANEXO XII - DISEÑO ESTÁTICO Y DINÁMICO DE EJE DE LAS RUEDAS

Análisis estático

Cuando el equipo está a plena carga:

$$\text{Peso total} = 1793,88 \text{ Kg} * 9,80 \text{ m/s}^2$$

$$\text{Peso total} = 17580,02 \text{ N}$$

Son 4 ruedas, por lo tanto:

$$\text{Peso cada eje} = \frac{17580,02 \text{ N}}{4}$$

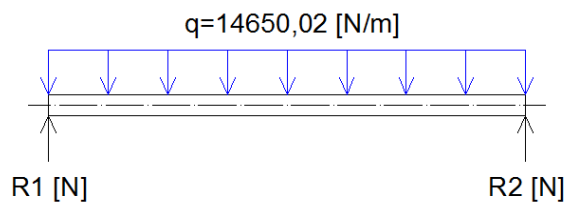
$$\text{Peso cada eje} = 4395,01 \text{ N}$$

Si el eje mide 30 cm (300mm), la carga distribuida:

$$\text{Carga distribuida} = \frac{4395,01 \text{ N}}{0,30 \text{ m}}$$

$$\text{Carga distribuida} = 14650,02 \text{ N/m}$$

Diagrama de cuerpo libre:

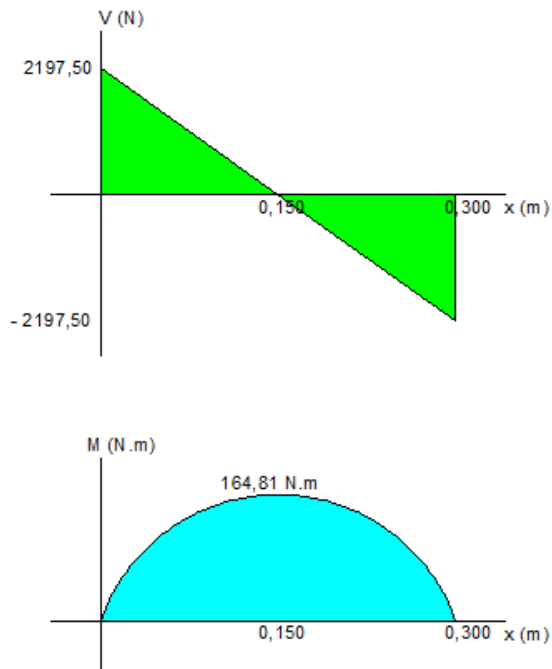


Donde:

$$R_1 = 2197,50 \text{ N}$$

$$R_2 = 2197,50 \text{ N}$$

El momento máximo, con esta carga uniformemente distribuida es: 164,81 N.m



El esfuerzo de flexión en el eje es de:

$$I = \frac{\pi}{64} d^4$$

$$I = \frac{\pi}{64} (0,030m)^4$$

$$I = 39,76 * 10^{-9} m^4$$

$$\sigma = \frac{M * (\frac{d}{2})}{I}$$

$$\sigma = \frac{164,81 Nm * (\frac{0,030m}{2})}{39,76 * 10^{-9} m^4}$$

$$\sigma_{max} = 62,18 MPa$$

El factor de seguridad estático es:

$$n = \frac{531 MPa}{62,18 MPa}$$

$$n = 8,54$$

Cuando el equipo está sin carga:

$$Peso\ total = 1174,03\ kg * 9,80\ m/s^2$$

$$Peso\ total = 11505,49\ N$$

Son 4 ruedas, por lo tanto:

$$Peso\ cada\ eje = \frac{11505,49\ N}{4}$$

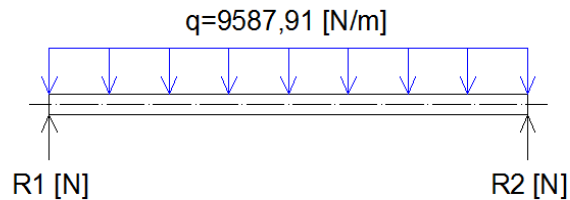
$$Peso\ cada\ eje = 2876,37\ N$$

Si el eje mide 30 cm (300mm), la carga distribuida:

$$Carga\ distribuida = \frac{2876,37\ N}{0,30\ m}$$

$$Carga\ distribuida = 9587,91\ N/m$$

Diagrama de cuerpo libre:

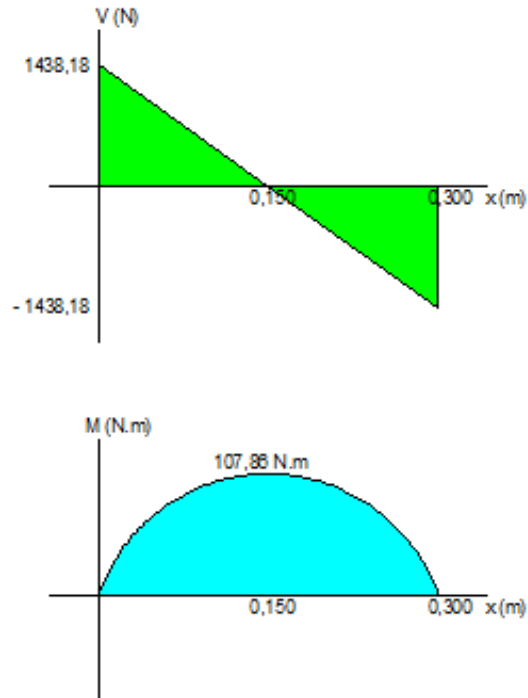


Donde:

$$R_1 = 1438,18\ N$$

$$R_2 = 1438,18\ N$$

El momento máximo, con esta carga uniformemente distribuida es: 107,86 N.m



El esfuerzo de flexión en el eje es de:

$$I = \frac{\pi}{64} d^4$$

$$I = \frac{\pi}{64} (0,030m)^4$$

$$I = 39,76 * 10^{-9} m^4$$

$$\sigma = \frac{M * (\frac{d}{2})}{I}$$

$$\sigma = \frac{107,86 Nm * (\frac{0,030m}{2})}{39,76 * 10^{-9} m^4}$$

$$\sigma_{min} = 40,69 MPa$$

El factor de seguridad estático es:

$$n = \frac{531 MPa}{40,69 MPa}$$

$$n = 13,05$$

Análisis dinámico

Factor de superficie:

$$K_a = 4,51 * (627^{-0,265})$$

$$K_a = 0,82$$

Factor de tamaño:

$$K_b = 1,189 * (30^{-0,097})$$

$$K_b = 0,85$$

El factor de carga:

$$K_c = 1$$

El factor de temperatura:

$$K_d = 1$$

El factor de confiabilidad:

$$K_e = 0,702$$

Límite de resistencia a la fatiga:

$$S'_e = 0,504 * 627 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 316,01 \text{ MPa}$$

Límite de resistencia a la fatiga corregida:

$$S_e = 0,82 * 0,85 * 1 * 1 * 0,702 * 316,01 \text{ MPa}$$

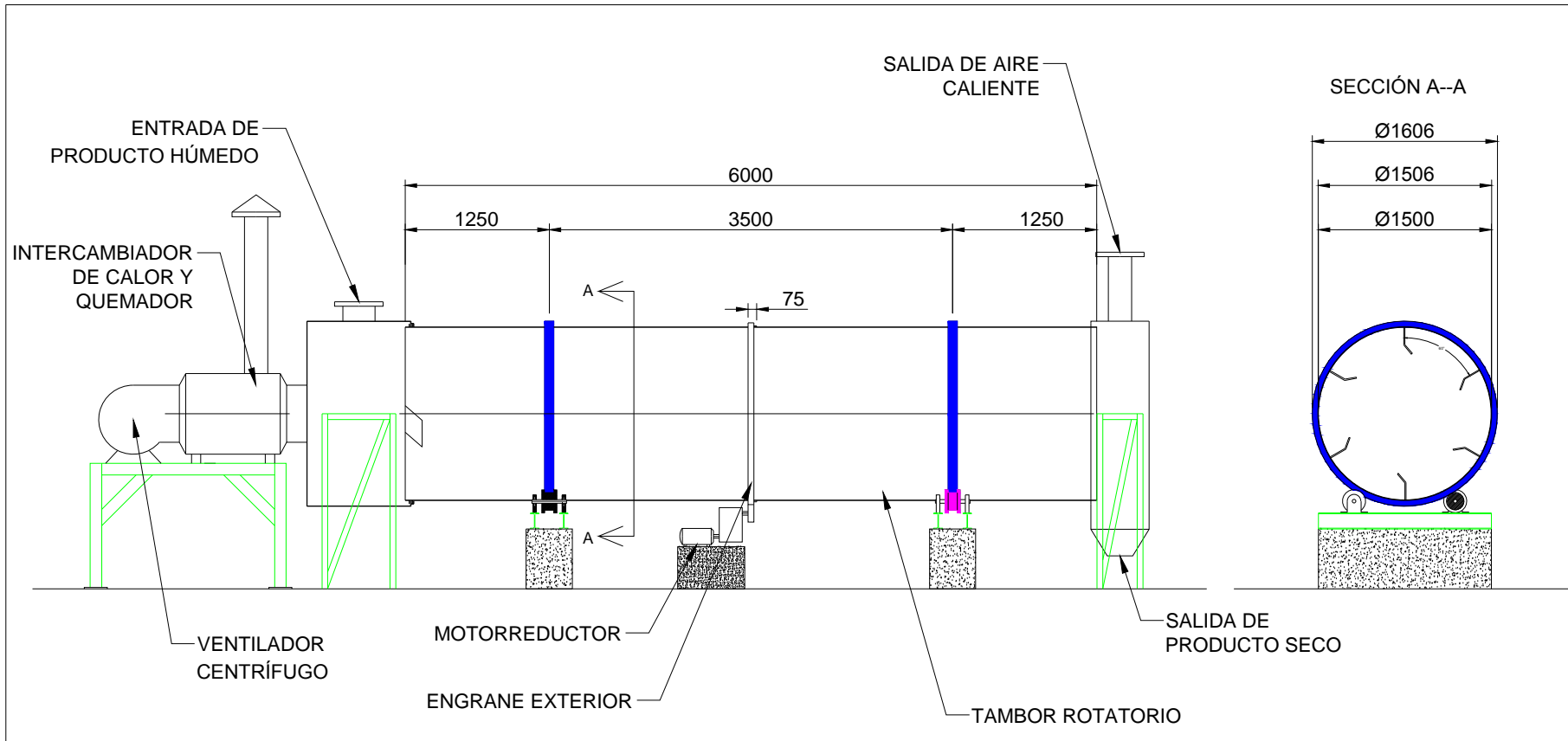
$$S_e = 155,18 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad estático es:

$$\frac{1}{n} = \frac{10,75}{155,18} + \frac{51,44}{627}$$

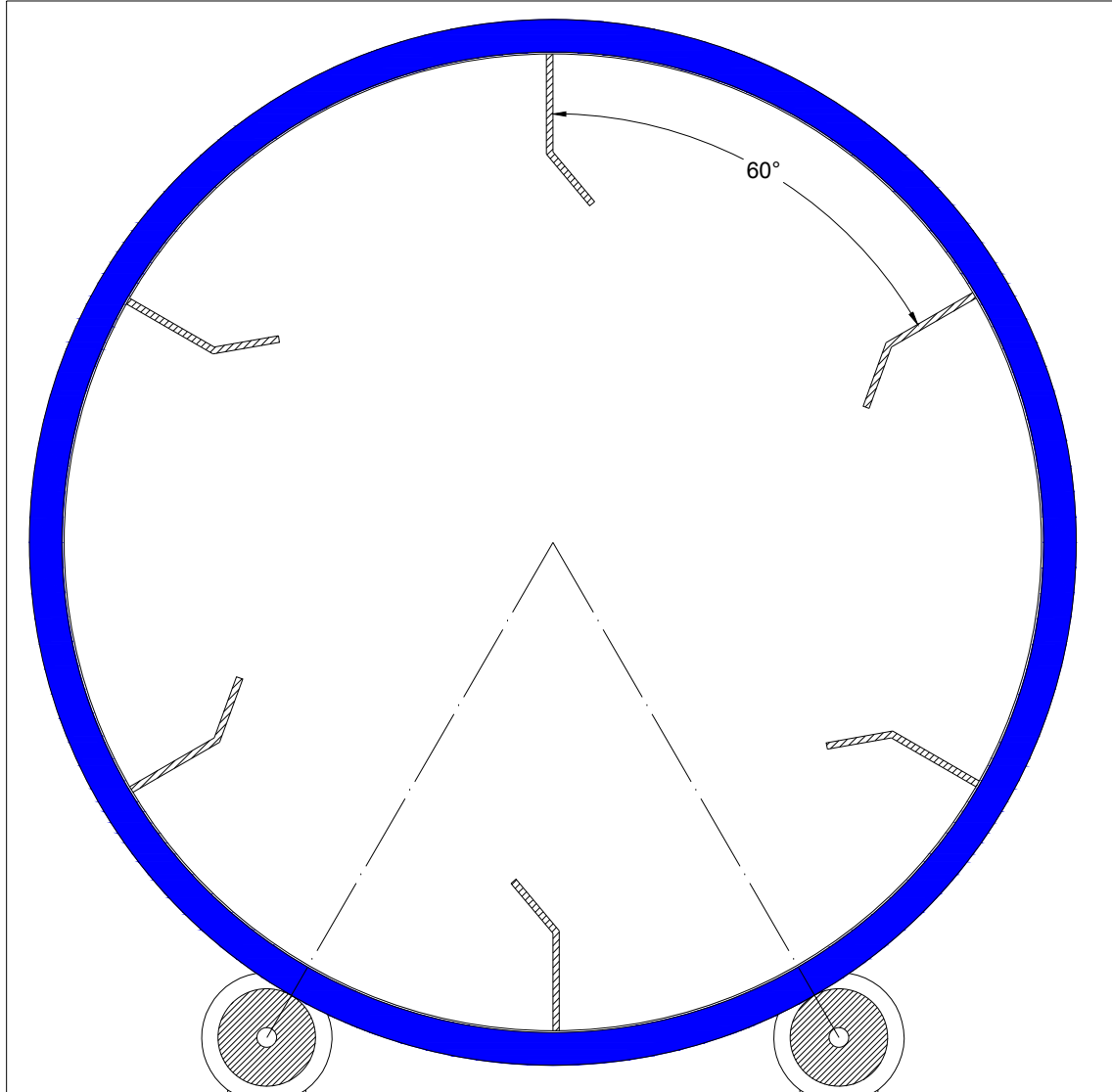
$$n = 6,61$$

PLANOS

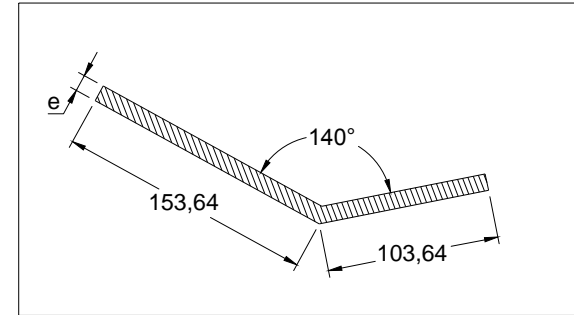


NOTA:
Todas las medidas están en [mm]

FIMCP - ESPOL		Fecha:	Nombre:
		Dibujo:	Alex Mora
PROYECTO: SECADOR ROTATORIO PARA GRANOS DE CACAO		Aprobó:	Ing. Martínez
		PLANO No° 1	
	ESCALA: 1:50	CONTIENE: PLANO GENERAL	



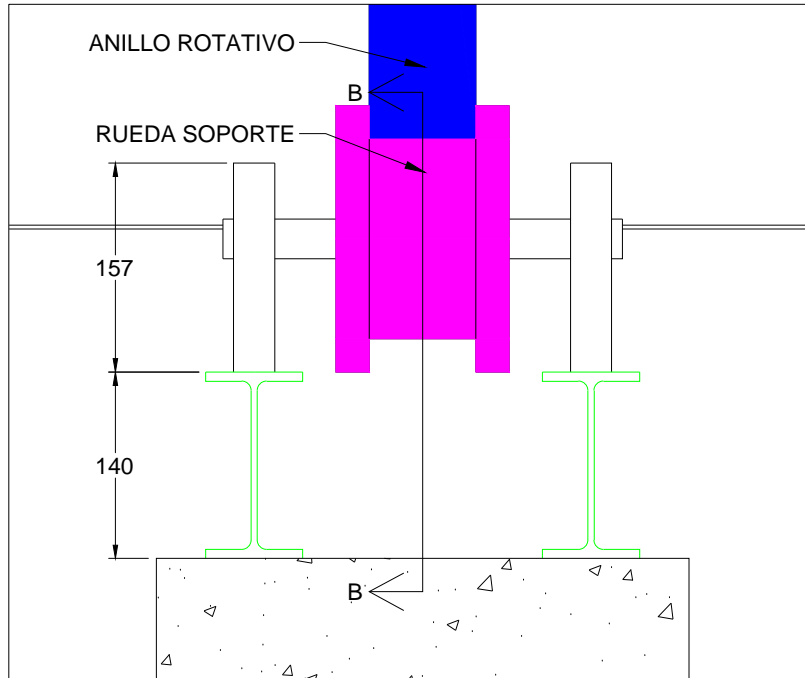
ELEVADORES DE LOS GRANOS DE CACAO
 VISTA EN CORTE DEL TAMBOR ROTATORIO
 ESCALA 1:10



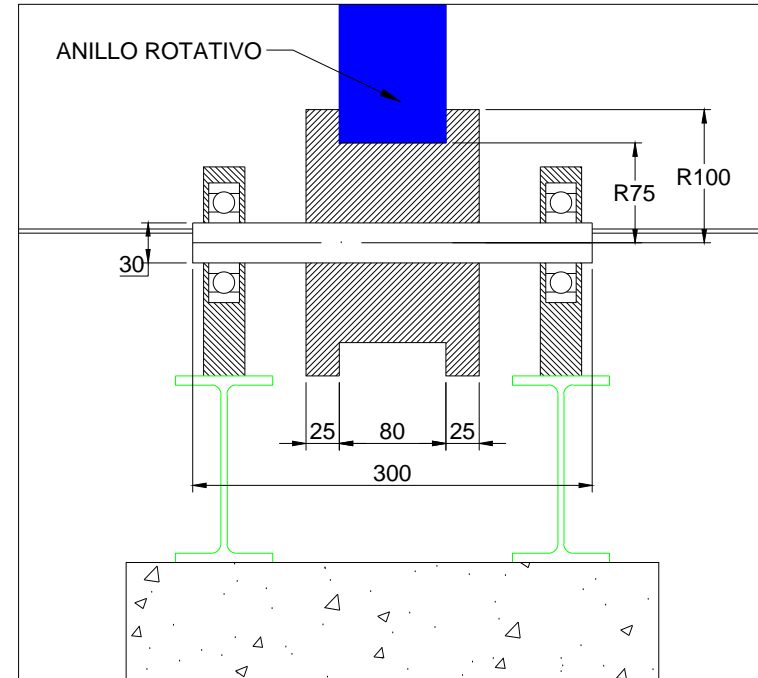
DETALLE N°1
 VISTA TRANSVERSAL DE UN ELEVADOR
 ESCALA 1:4

NOTA:
 Todas las medidas están en [mm]
 El espesor (e) es de 2 mm
 Los elevadores están separados 60°
 La longitud de los elevadores es de 6000 mm

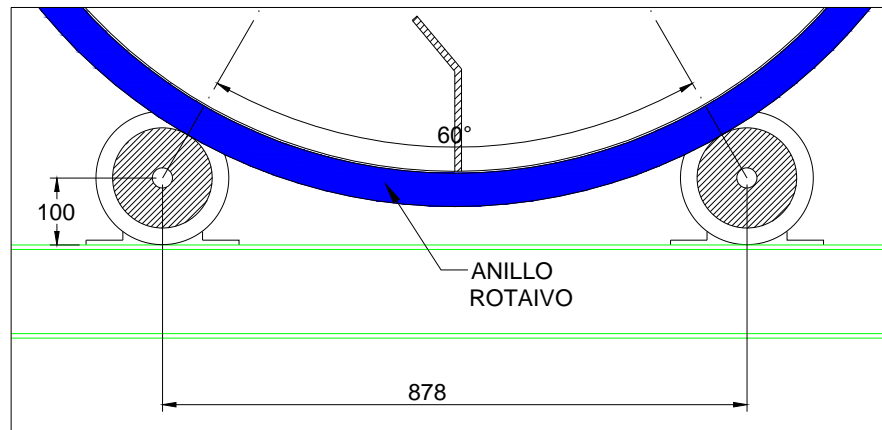
<p align="center">FIMCP - ESPOL</p>		Fecha:	Nombre:
		Dibujó:	Alex Mora
PROYECTO: SECADOR ROTATORIO PARA GRANOS DE CACAO		Aprobó:	Ing. Martínez
ESCALA: 1:100		PLANO No° <p align="center">2</p>	
		CONTIENE: ELEVADORES DE GRANOS DE CACAO	




RUEDA SOPORTE
ESCALA 1:5



RUEDA SOPORTE - VISTA EN CORTE
ESCALA 1:5



RUEDAS SOPORTE
SECCIÓN B-B
ESCALA 1:10

<p align="center">FIMCP - ESPOL</p>		Fecha:	Nombre:
		Dibujó:	Alex Mora
PROYECTO: SECADOR ROTATORIO PARA GRANOS DE CACAO		Aprobó:	Ing. Martínez
ESCALA: 1:100		CONTIENE: RUEDAS SOPORTES	
		3	