

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA SECADORA DE FORRAJES MÚLTIPLES PARA LA ELABORACIÓN DE HARINA Y PROCESAMIENTO DE BALANCEADO PARA GANADO CON CAPACIDAD DE 400 KG/H PARA LA EMPRESA “ENSIFOR S.A.”

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Carlos Segundo Betancourt Castellanos

Pablo Andrés Castillo Sarzosa

Sangolquí, 2012, mayo 11.

RESUMEN

El proceso de secado se ha introducido en la industria principalmente para que las empresas ganaderas en general, puedan utilizar la mayor cantidad de los nutrientes de las hojas y forrajes, sin que estos pierdan sus propiedades cuando la hoja esté en proceso de deterioro, ya que apenas se le separa de la planta, comienza el proceso degenerativo.

Para evitar esto, se requiere secado inmediato con una secadora rotatoria de flujo continuo directo, para que el producto tenga sus nutrientes intactos, estas se las puedan almacenar y posteriormente procesar, haciendo buen uso de las mismas en balanceados, pellets y otros.

En el proceso de secado se va a extraer la humedad de forrajes en forma directa, porque el aire que funciona como fluido de trabajo que transporta calor, va a contener la humedad de las hojas en un desarrollo rápido, evitando la degeneración del producto. Los combustibles más utilizados son el GLP y el diesel, este último con ayuda de un intercambiador de calor para evitar la mezcla del aire con los gases de combustión. La principal ventaja del GLP es que tiene una eficiencia en el sistema de calentamiento de aire de casi un 100%, mientras que la ventaja del Diesel es que no produce tantos gases de efecto invernadero y el costo es menor al anterior nombrado. La ventaja de este secador rotatorio es que todo el calor se va a transmitir a la masa húmeda de hojas ya sea por la combustión de GLP o diesel, pero tomando en cuenta que en este último, el intercambiador de calor debe estar funcionando a perfección, sin que este mezcle los gases de combustión con el fluido de trabajo. Esto perjudicaría al producto con las toxinas propias del diesel.

Por todos estos aspectos la empresa ENSIFOR S.A. ha querido crear el proyecto del secador rotatorio, para que en un principio se aumente la producción diaria y no haya escases de alimentos en épocas de sequía, almacenando los forrajes para a futuro usarlos en proceso posteriores.

Por último se añade que en la simulación se demostró que la maquina es fiable y factible, puesto que la empresa la va a requerir para cumplir con las expectativas deseadas.

ABSTRACT

The drying process has been introduced in industry mainly for livestock enterprises in general, to use as many nutrients from the leaves and feed, without them losing their properties when the blade is in the process of deterioration, as just is separated from the plant, the degenerative process begins

To avoid this requires immediate drying with a continuous flow rotary dryer directly to the product to have their nutrients intact, these will be stored and subsequently the process, making good use of them in balanced, pellets and more.

In the drying process is to extract moisture from forage directly, in that the air which functions as a working fluid that transports heat, moisture will contain sheets in a rapid, avoiding the degeneracy of the product . The fuels used are LPG and diesel, the latter using a heat exchanger to prevent mixing of air with combustion gases. The main advantage of LPG is that it has an efficient heating system air almost 100%, while the diesel advantage is that it produces as many greenhouse gases and the cost is less than the above named. The advantage of rotary dry-dor is that all the heat to be transmitted to the wet mass of leaves either by burning LPG or diesel, but taking into account that in the latter, the heat exchanger must be working to perfection, without this mix flue gases with the working fluid. This would harm the product with toxins diesel-selves. For all these aspects ENSIFOR Company Inc. wanted to create the project of rotary dryer, so that at first increase daily production and there is no shortage of food in times of drought, fodder stored for future use in subsequent processing.

Finally add in the simulation showed that the machine is reliable and fac-tible, since the company will be required to meet the desired expectations.

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA SECADORA DE FORRAJES MÚLTIPLES PARA LA ELABORACIÓN DE HARINA Y PROCESAMIENTO DE BALANCEADO PARA GANADO CON CAPACIDAD DE 400 KG/H PARA LA EMPRESA ENSIFOR S.A.” fue realizado en su totalidad por los señores Carlos Segundo Betancourt Castellanos y Pablo Andrés Castillo Sarzosa, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Patricio Riofrío.

Director del Proyecto

Ing. Roberto Gutiérrez.

Codirector del Proyecto

Sangolquí, 11 de mayo 2012.

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA SECADORA DE FORRAJES MÚLTIPLES PARA LA ELABORACIÓN DE HARINA Y PROCESAMIENTO DE BALANCEADO PARA GANADO CON CAPACIDAD DE 400 KG/H PARA LA EMPRESA ENSIFOR S.A.”

ELABORADO POR:

Sr. Carlos Segundo Betancourt Castellanos.

Sr. Pablo Andrés Castillo Sarzosa.

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR

Ing. Javier Sánchez

Sangolquí, 11 de mayo 2012.

DEDICATORIA

En este esfuerzo del día a día dedico este proyecto a mi madre, padre por su abnegada colaboración, paciencia y comprensión durante este período de mi vida.

Carlos

Dedico este proyecto a mis padres, hermanos, a mis queridos abuelos, a May y a mi tío Pablo por ser mi apoyo en cada momento a la distancia. Les agradezco por ser siempre la luz que ha guiado mi camino, desde mi niñez.

Pablo

AGRADECIMIENTO

En el cielo a Dios, que me permitió culminar con éxito esta tan soñada meta, a mis padres por haberme brindado la oportunidad de estudiar esta carrera, a Pablo, a mi novia Lissett por su constante apoyo incondicional, a mis profesores, y a todas las personas que pusieron énfasis y colaboración durante el desarrollo de este trabajo.

Carlos

Agradezco primeramente a Dios por sus bendiciones, a mis padres y hermanos por ser fuente de amor y ejemplo para superarme. A nuestros profesores y colaboradores en este proyecto, a mis amigos por el apoyo decidido que he recibido para alcanzar con éxito esta meta tan anhelada.

Pablo

Agradecemos a la empresa ENSIFOR S.A. por la oportunidad brindada, para ser partícipes en este proyecto.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	I
ÍNDICE DE TABLAS	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
LISTA DE SÍMBOLOS	VIII
CAPÍTULO I	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.1.1 Historia.....	1
1.2 Planteamiento del Problema.....	2
1.2.1 Necesidades	2
1.2.2 Problemas.....	2
1.2.3 Beneficiarios del proyecto	2
1.2.4 Alternativas de solución	3
1.3 Objetivos.....	3
1.3.1 Objetivo general.....	3
1.3.2 Objetivos específicos	3
1.4 Alcance del proyecto	3
1.5 Justificación	4
1.5.1 Área de influencia	4
1.5.2 Marco institucional	4
CAPÍTULO II	5
ESTUDIO TEÓRICO Y PARÁMETROS FUNCIONALES.....	5
2.1 Actividad ganadera en el Ecuador	5
2.1.1 Ganadería.....	5
2.1.2 Producción ganadera en el Ecuador.....	6
2.1.3 Tendencias del sector pecuario	7
2.1.4 Importancia de la ganadería	7
2.2 Forrajes	7
2.2.1 Tipos de forrajes	8
2.2.1.1 Gramíneas forrajeras	9
2.2.1.2 Leguminosas forrajeras.....	9
2.2.1.3 Árboles forrajeros.....	10
2.2.2 Conservación de forrajes	10
2.2.2.1 Conservación física.....	11
2.2.2.2 Conservación microbiológica	11
2.2.2.3 Clasificación por la conservación	11
2.2.2.4 Clasificación por el contenido de humedad.....	12
2.3 Propiedades y características de los productos a secar.....	12
2.3.1 Fréjol.....	12
2.3.1.1 Características	12
2.3.1.2 Exigencias del cultivo	13
2.3.2 Alfalfa.....	13
2.3.2.1 Características	14
2.3.2.2 Exigencias del cultivo	14
2.3.2.3 Alfalfa deshidratada.....	14
2.4 Proceso de secado	16
2.4.1 Descripción de los procesos de secado de plantas	16
2.4.1.1 Consideraciones para el secado del producto	18
2.4.2 Humedad en equilibrio	19
2.4.3 Mecanismo de Secado	19
2.4.3.1 Evaporación	19

2.4.3.2	Vaporización	19
2.4.4	Clasificación de los procesos de secado	19
2.4.4.1	Secadores directos.....	20
2.4.4.1.1	Secadores directos continuos.....	20
2.4.4.1.2	Secadores directos por lotes	20
2.4.4.2	Secadores indirectos.....	20
2.4.4.2.1	Secadores indirectos continuos	21
2.4.4.2.2	Secadores indirectos por lotes.....	21
2.4.5	Conservación por secado de plantas.....	21
2.4.6	Sistemas de secado para plantas	22
2.4.7	Clasificación de sistemas de secado	22
2.4.7.1	Secado natural.....	23
2.4.7.2	Secado al sol.....	23
2.4.7.3	Secado a la sombra	24
2.4.7.4	Secadores solares.....	25
2.4.7.5	Secado mecánico.....	25
2.4.7.5.1	Secadora de cabina, bandejas o compartimientos	26
2.4.7.5.2	Secador de túnel.....	27
2.4.7.5.3	Secado en horno microondas	28
2.4.7.5.4	Secadores de tambor rotatorio	29
2.4.7.5.5	Secadores por aspersion	29
2.4.7.5.6	Silos secadores	30
2.4.8	Secadores rotatorios.....	30
2.4.8.1	Secado directo	30
2.4.8.1.1	Secador rotatorio directo en flujo paralelo	31
2.4.8.1.2	Secador rotatorio directo en contraflujo	32
2.4.8.1.3	Secador rotatorio de malla.....	33
2.4.8.2	Velocidad del gas	35
2.4.8.3	Efecto de la velocidad de rotación.....	35
2.4.8.4	Efecto de la inclinación de la carcasa	35
2.5	Humedad.....	35
2.5.1	Humedad de la hoja.....	35
2.5.2	Tipos de humedad	36
2.5.2.1	Humedad absoluta	36
2.5.2.2	Humedad relativa	36
2.5.3	Variación de la humedad relativa.....	38
2.5.4	Relación entre la humedad relativa del aire y la relación de saturación	38
2.5.5	Humedad específica	39
2.5.6	Contenido de humedad.....	39
2.5.7	Secado de sólidos.....	40
2.5.7.1	Temperatura del punto de rocío	42
2.5.7.2	Temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo	42
2.6	Análisis de las alternativas de combustible a utilizar	43
2.6.1	Quemadores a gas	43
2.6.1.1	Gas licuado de petróleo (GLP).....	43
2.6.1.1.1	Composición Química.....	43
2.6.1.1.2	Características y Usos.....	44
2.6.1.1.3	Quemadores de baja presión.....	44
2.6.1.1.4	Quemadores de alta presión.....	44
2.6.2	Quemadores de combustibles líquidos.....	44
2.6.2.1	Diesel	45
2.6.3	Combustibles sólidos	45
2.6.4	Biomasa.....	45
2.6.4.1	Procesos de conversión	46
2.6.4.2	Procesos de combustión directa	46
2.6.4.3	Densificación.....	47
2.6.4.4	Procesos termo-químicos.....	47
2.6.4.5	Gasificación.....	48

2.6.4.6	Procesos bio-químicos	48
2.6.4.7	Digestión anaeróbica.....	48
2.6.4.8	Formas de energía	49
2.6.4.8.1	Calor y vapor	49
2.6.4.8.2	Combustible gaseoso	49
2.6.4.8.3	Biocombustibles.....	49
2.6.4.8.4	Electricidad	49
2.6.4.9	Combustión y emisiones	50
CAPÍTULO III	51
SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA PARA EL DISEÑO DEL SECADOR ROTATORIO.....		51
3.1	Introducción	51
3.2	Parámetros para la selección del secador.....	51
3.2.1	Requerimientos técnicos.....	51
3.3	Alternativas.....	51
3.3.1	Ventajas y desventajas de los secadores	52
3.3.1.1	Secador 1 “Secador de Bandejas”	52
	Ventajas	52
	Desventajas.....	52
3.3.1.2	Secador 2 “Secador Rotatorio”	52
	Ventajas	52
	Desventajas.....	52
3.3.2	Selección de alternativas	53
3.3.3	Conclusión	54
3.3.4	Sistemas que conforman el secador rotatorio.....	54
3.3.4.1	Sistema de la cámara cilíndrica de secado	54
3.3.4.2	Sistema de transmisión para el movimiento de la cámara cilíndrica de secado..	56
3.3.4.3	Sistema de calentamiento de aire	57
CAPÍTULO IV	58
DISEÑO TÉRMICO DEL SECADOR ROTATORIO.....		58
4.1	Introducción	58
4.2	Consideraciones de diseño	58
4.2.1	Parámetros para el dimensionamiento del secador	60
4.2.2	Determinación del porcentaje de humedad inicial de la hoja	61
4.2.3	Humedad en base seca y en base húmeda.....	64
4.2.4	Calor necesario para el proceso de secado.....	66
4.2.4.1	Calor de evaporación	67
4.2.4.2	Calor sensible a la hoja	68
4.2.4.3	Cálculo del calor al líquido	70
4.2.4.4	Calor al vapor de agua.....	71
4.2.4.5	Calor de la humedad residual	72
4.2.4.6	Pérdida de calor desde el secador a sus alrededores.....	72
4.2.5	Dimensionamiento del secador.....	73
4.2.5.1	Flujo másico requerido de aire	73
4.2.5.2	Cálculo de la humedad del gas de salida.....	74
4.2.5.3	Cálculo del diámetro del secador	75
4.2.5.4	Cálculo de la longitud del secador.....	76
4.2.5.5	Tiempo de retención.....	77
4.2.5.6	Cálculo de las revoluciones por minuto del cilindro.....	78
4.2.5.7	Cálculo del volumen del secador.....	79
4.2.6	Pérdida de calor desde el secador a los alrededores	80
4.2.6.1	Espesor de aislamiento	83
4.2.6.1.1	Coeficiente de convección externa	85
4.2.6.1.2	Coeficiente de convección interna	88
4.2.7	Determinación de la masa de combustible para el calentamiento de aire	93
4.2.8	Diseño del intercambiador de calor.....	95
4.2.8.1	Coeficiente de convección interna del tubo.....	96

4.2.8.2	Coeficiente de convección externo al tubo.....	98
4.2.8.3	Coeficiente global de transferencia de calor en el tubo.....	104
4.2.8.4	Coeficiente global de transferencia de calor en el tubo con incrustación.....	107
4.2.8.5	Cálculo de calor útil un en tubo del intercambiador de calor.....	108
4.2.8.6	Cálculo del número de tubos en el intercambiador.....	109
4.2.8.7	Calor útil en la cámara de calentamiento de aire.....	109
4.2.8.8	Pérdidas de calor en la cámara de calentamiento de aire.....	110
4.2.8.8.1	En las paredes de la cámara de combustión.....	110
4.2.8.8.2	En las paredes del intercambiador de calor.....	116
4.2.8.8.3	En la salida de los gases de combustión.....	119
4.2.8.9	Calor requerido para el calentamiento del aire.....	119
4.2.8.10	Cálculo del flujo másico de combustible.....	120
4.2.8.11	Cálculo del aire necesario para el secado.....	120
4.2.8.12	Cálculo de las pérdidas de presión.....	123
4.2.8.12.1	Conducto de entrada a los tubos.....	124
4.2.8.12.2	Entrada del aire a los tubos.....	126
4.2.8.12.3	Partes rectas de los tubos.....	127
4.2.8.12.4	Giros de los deflectores a 180°.....	130
4.2.8.12.5	Salida del aire de los tubos.....	131
4.2.8.12.6	Conducto de salida.....	132
4.2.8.12.7	Ingreso a la cámara de secado.....	134
4.2.8.12.8	Presión estática del ventilador.....	135
CAPÍTULO V.....		136
DISEÑO MECÁNICO DEL SECADOR ROTATORIO.....		136
5.1	Introducción.....	136
5.2	Espesor del cilindro de secado.....	136
5.3	Distancia entre anillos rotativos en la cámara cilíndrica.....	140
5.4	Esfuerzos sobre el cilindro de secado.....	141
5.4.1	Resistencia del cilindro.....	145
5.5	Dimensionamiento de los elevadores del cilindro.....	146
5.6	Motor para el sistema motriz.....	151
5.6.1	Inercia del cilindro de secado.....	152
5.6.2	Inercia de los anillos rotativos.....	152
5.6.3	Inercia de los elevadores.....	153
5.6.4	Inercia de las hojas.....	154
5.7	Selección de cadena y catarina.....	159
5.8	Diseño de los rodillos.....	168
5.8.1	Determinación del ángulo de volteo.....	168
5.8.2	Fallas Superficiales.....	173
5.8.2.1	Desgaste por Adhesión.....	173
5.8.2.2	Desgaste por Abrasión.....	173
5.8.2.3	Desgaste por corrosión.....	174
5.8.2.4	Fatiga Superficial.....	174
5.8.2.5	Esfuerzos en contacto cilíndrico.....	174
5.8.3	Fatiga superficial.....	179
5.8.3.1	Resistencia a la fatiga superficial.....	180
5.8.4	Cálculo del número de ciclos:.....	182
5.9	Diseño del eje de la rueda.....	185
5.9.1	Análisis de Fatiga.....	187
5.10	Dimensionamiento de la tolva de alimentación.....	192
5.11	Transportador helicoidal.....	193
5.11.1	Área de relleno del canalón.....	196
5.11.2	Velocidad de desplazamiento del transportador.....	197
5.11.3	Determinación del flujo del material.....	197
5.11.4	Potencia requerida del transportador.....	199
5.11.5	Torque crítico.....	201
5.11.6	Angulo de la hélice y de la rosca del sin fin.....	203

5.12	Diseño de los pernos	204
5.12.1	Diseño de los pernos para la tolva	204
5.12.1.1	Corte puro	206
5.12.1.2	Aplastamiento.....	208
5.12.2	Pernos para sujetar el transportador.....	209
5.13	Diseño del bastidor	210
CAPÍTULO VI		214
SIMULACIÓN.....		214
6.1	Introducción	214
6.2	Programas requeridos para la simulación del diseño	214
6.2.1	Solid Works.....	215
6.2.2	Ansys	215
6.2.2.1	Método de los elementos finitos.....	216
6.3	Etapas generales para la simulación	218
6.4	Simulación Térmica	221
6.4.1	Desarrollo de etapas para la simulación térmica	221
6.4.2	Ejecución de la simulación.....	223
6.5	Simulación Mecánica.....	227
6.5.1	Desarrollo de etapas para la simulación mecánica.....	227
6.5.2	Ejecución de la simulación del anillo rotativo y la rueda	229
6.5.3	Ejecución de la simulación del eje de la rueda	232
CAPÍTULO VII		235
ANÁLISIS ECONÓMICO		235
7.1	Introducción	235
7.2	Análisis de valor presente de alternativas con vidas iguales	235
7.2.1	Valor presente (VP)	235
7.2.2	Tasa mínima atractiva de retorno (TMAR).....	236
7.2.3	Valor de salvamento (VS).....	236
7.2.4	Tasa interna de retorno o rendimiento (TIR).....	238
7.3	Análisis incremental.....	238
7.3.1	Selección la mejor alternativa mediante el análisis del TIR	239
7.3.1.1	Calentamiento del aire con quemador de GLP	239
7.3.1.2	Calentamiento del aire con quemador a diesel.	241
7.4	Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).....	243
7.5	Análisis de costos	244
7.5.1	Costo de fabricación	245
7.5.2	Costo de montaje.....	248
7.5.3	Costo de diseño	249
CAPÍTULO VIII		251
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		251
8.1	Conclusiones	251
8.2	Recomendaciones	252
RESUMEN		2
ANEXOS		¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
ANEXO 1 TABLA PSICOMÉTRICA		¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
ANEXO 2 SELECCIÓN DEL MOTOR REDUCTOR DEL CILINDRO.....		¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
ANEXO 3 SELECCIÓN DEL MOTOR REDUCTOR DEL SIN FIN		¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
ANEXO 4 MEDIDAS DE LOS MOTORES SELECCIONADOS		¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
ANEXO 5 DIAGRAMAS DE FLUJO DE CONSTRUCCIÓN		¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
PLANOS		254
BIBLIOGRAFÍA		255

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Composición promedio de una semilla de fréjol.....	13
Tabla 2.2 Composición promedio de la alfalfa.....	16
Tabla 2.3 Parámetros de secadores rotatorios.....	34
Tabla 2.4 Características de la biomasa.....	48
Tabla 3.1 Valoración de alternativas.....	53
Tabla 3.2 Selección de alternativas.....	53
Tabla 3.3 Elementos de la cámara cilíndrica.....	55
Tabla 3.4 Elementos del sistema de transmisión.....	56
Tabla 3.5 Elementos del sistema de calentamiento de aire.....	57
Tabla 4.1 Consideraciones del aire para la cámara de secado.....	59
Tabla 4.2 Consideraciones del producto para la cámara de secado.....	59
Tabla 4.3 Parámetros a utilizar.....	60
Tabla 4.4 Datos obtenidos en la carta psicométrica.....	71
Tabla 4.5 Constantes por la configuración escalonada de los tubos.....	101
Tabla 4.6 Número de Nusselt y factores de fricción para flujo laminar.....	112
Tabla 4.7 Reporte del proceso de secado.....	121
Tabla 4.8 Coeficiente de resistencia – dilatación gradual.....	124
Tabla 4.9 Rugosidad de conductos.....	128
Tabla 5.1 Coeficientes para el cálculo del factor de servicio.....	157
Tabla 5.2 Factor de servicio.....	160
Tabla 5.3 Factores de corrección de dientes.....	160
Tabla 5.4 Factores para torones simples y múltiples.....	161
Tabla 5.5 Capacidad nominal de potencia de cadenas.....	162
Tabla 5.6 Dimensiones de cadenas estándares de rodillos.....	163
Tabla 5.7 Resumen de los datos de cadena y catarina seleccionada.....	167
Tabla 5.8 Constantes físicas de materiales.....	177
Tabla 5.9 Datos de resistencia a la fatiga superficial para varios materiales.....	183
Tabla 5.10 Parámetros en el factor de tamaño.....	188
Tabla 5.11 Parámetros en el factor de la condición de tamaño eje rotativo.....	189
Tabla 5.12 Parámetros en el factor de temperatura.....	190
Tabla 5.13 Parámetros en el factor de confiabilidad.....	190
Tabla 5.14 Parámetros de carga en la artesa.....	194
Tabla 5.15 Parámetros de dimensiones del helicoidal.....	195
Tabla 5.16 Tipo de carga en el transportador.....	196
Tabla 5.17 Tipo de inclinación del transportador.....	198
Tabla 5.18 Tipo de flujo de material para el transportador.....	200
Tabla 5.19 Requisitos de torque para el transportador.....	202
Tabla 7.1 Costo de materiales del quemador a GLP.....	239
Tabla 7.2 Inversión alternativa A.....	240
Tabla 7.3 Costo de operación alternativa A.....	240
Tabla 7.4 Costo de operación alternativa A durante los períodos de estudio.....	241
Tabla 7.5 Costo de materiales del quemador a Diesel.....	241
Tabla 7.6 Inversión alternativa B.....	242
Tabla 7.7 Costo de operación alternativa B.....	242
Tabla 7.8 Costo de operación alternativa B durante los períodos de estudio.....	243
Tabla 7.9 Tabulación de flujo incremental.....	244
Tabla 7.10 Elementos del secador rotatorio.....	246
Tabla 7.11 Costo de los elementos normalizados del secador rotatorio.....	247
Tabla 7.12 Costo de los elementos fabricados del secador rotatorio.....	248
Tabla 7.13 Costo de montaje del secador rotatorio.....	249
Tabla 7.14 Costo de diseño del secador rotatorio.....	249
Tabla 7.15 Costo total del secador rotatorio.....	250

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Ganado.....	5
Figura 2.2 Gramíneas forrajeras.....	9
Figura 2.3 Leguminosas forrajeras.....	9
Figura 2.4 Arboles forrajeros.....	10
Figura 2.5 Alfalfa deshidratada.....	15
Figura 2.6 Partes de la coraza de un secador Rotatorio directo.....	31
Figura 2.7 Sección transversal de un secador rotatorio, mostrando la acción de los elevadores.....	31
Figura 2.8 Secador rotatorio directo en flujo paralelo.....	32
Figura 2.9 Secador rotatorio directo en contraflujo.....	32
Figura 2.10 Esquema de un secador rotatorio.....	34
Figura 3.1 Sistemas que conforman el secador.....	55
Figura 4.1 Parámetros a utilizar.....	60
Figura 4.2 Calor en la hoja.....	66
Figura 4.3 Espesores del cilindro con sus diferentes materiales.....	82
Figura 4.4 Análisis del cilindro por resistencias eléctricas.....	82
Figura 4.5 Disposición de los tubos para el calentamiento del aire.....	96
Figura 4.6 Pared del tubo del intercambiador.....	105
Figura 4.7 Pared de la cámara de combustión.....	110
Figura 4.8 Pared del intercambiador de calor.....	116
Figura 4.9 Intercambiador de calor.....	123
Figura 5.1 Anillos rotativos.....	140
Figura 5.2 Diagrama de fuerza cortante y momento flector.....	144
Figura 5.3 Elevadores en la cámara cilíndrica.....	147
Figura 5.4 Diagrama del sistema.....	168
Figura 5.5 Diagrama de cuerpo libre 1.....	169
Figura 5.6 Diagrama de cuerpo libre 2.....	170
Figura 5.7 Fuerza cortante y momento flector en el eje de la rueda.....	185
Figura 5.8 Diseño de la tolva de alimentación.....	192
Figura 5.9 Diseño del transportador Helicoidal.....	193
Figura 5.10 Bastidor.....	210
Figura 5.11 Cargas en los ejes.....	211
Figura 5.12 Reacciones en el bastidor.....	211
Figura 5.13 Diagrama fuerza cortante.....	212
Figura 5.14 Diagrama momento flector.....	212
Figura 5.15 Diagrama demanda capacidad.....	213
Figura 6.1 Temperatura general del cilindro de secado.....	223
Figura 6.2 Temperatura del aire en todo el cilindro de secado.....	224
Figura 6.3 Temperatura del cilindro de secado sin aislante térmico.....	225
Figura 6.4 Temperatura del cilindro de secado con aislante térmico.....	225
Figura 6.5 Temperatura de los anillos rotativos.....	226
Figura 6.6 Deformación total en el sistema.....	229
Figura 6.7 Esfuerzos de contacto en el sistema.....	230
Figura 6.8 Esfuerzos de contacto en el sistema.....	231
Figura 6.9 Deformación del eje de la rueda.....	232
Figura 6.10 Deformación de la rueda.....	232
Figura 6.11 Deformación general del sistema.....	233
Figura 6.12 Vida de la rueda.....	234
Figura 6.13 Esfuerzo del eje a fatiga.....	234

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{m}_{aire}	Caudal másico
\dot{m}_h	Capacidad requerida a secar por unidad de tiempo
\dot{Q}_{aire}	Caudal volumétrico
C_p	Calor específico
D_h	Diámetro hidráulico
H_{bh}	Humedad en base húmeda
H_{bs}	Humedad en base seca
h_{fg}	Calor latente de evaporización del agua
P_{atm}	Presión atmosférica
Ra_D	Número de Rayleigh
Re_D	Número de Reynolds
R_{in}	Factor de incrustación
S_D	Distancia horizontal entre tubo y tubo escalonado (IC)
S_T	Distancia vertical entre tubo y tubo (IC)
S_y	Límite de fluencia
T_{bh}	Temperatura de Bulbo húmedo
T_{bs}	Temperatura de Bulbo seco
t_p	Espesor de la placa más delgada
W_T	Carga total aplicada al cilindro
α_c	Aceleración angular
ν_a	Viscosidad promedio del aire
A_r	Área de contacto real aparente
C_o	Coefficiente de resistencia del material
K_1	Factor de correlación de dientes
K_2	Factor de hilos múltiples
N_1	Número de dientes de la catarina motriz
N_2	Número de dientes de la catarina impulsada

N_{vida}	Número de ciclos
S_{us}	Resistencia a cortante del material
S_{ut}	Resistencia a la tensión
S_{yc}	Límite de fluencia elástico a la compresión
S_{sy}	Límite de fluencia
S_e	Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico
a_c	Semiancho de la huella de contacto
k_d	Coefficiente de resistencia dilatación gradual
l_c	Longitud de contacto a lo largo del eje del cilindro
n_1	Velocidad angular de la catarina motriz
n_2	Velocidad angular de la catarina conducida
ΔP	Caída de presión
A	Área transversal
a	Aceleración
a_e	Largo de la placa
a_t	Lado mayor de la tolva
a_{tr}	Altura del transportador
a_v	Ancho de la viga
B	Constante de geometría cilíndrica
n_1	Ancho de la placa
n_1	Lado menor de la tolva
n_1	Base de la viga
c	Distancia al eje neutro
C	Distancia entre centros de la cadena
$C1^*$	Constante debido a la configuración escalonada de los tubos (IC)
CC	Consumo de combustible
c_t	Pestaña superior del prisma
D	Diámetro
d	Distancia entre anillos

D_p	Diámetro de paso de la catarina motriz
E	Módulo de elasticidad
e	Espesor mínimo de la lana de vidrio
E	Velocidad de evaporación
F	Flujo másico por unidad superficial
f	Factor de fricción
G	Velocidad másica de aire
g	Gravedad
h	Coefficiente de convección
h	Entalpía del aire al ambiente
H	Humedad
HR	Humedad relativa
h_t	Altura de la pirámide truncada
I	Inercia
k	Conductividad térmica del material
K	Factor de carga experimental
L	Longitud
LC	Longitud de la cadena
m	Masa
M	Momento flector
ml	Constante debido a la configuración escalonada de los tubos (IC)
n	Factor de seguridad
N_d	Número de deflectores
NT	Número de tubos (IC)
Nu	Número de Nusselt
p	Paso
P	Potencia
P	Presión
PC	Poder calórico

PM	Perímetro mojado
Pr	Número de Prandtl
Q	Caudal
Q	Energía
q	Transferencia de calor
r	Radio
R	Resistencia Térmica
s	Área de relleno del canalón
t	Tiempo
T	Temperatura
Tiro	Tiro de la chimenea
v	Velocidad
V	Volumen
W	Peso
w	Velocidad angular
x	Altura de la chimenea
x_e	Distancia del eje de la placa al eje del cilindro
Z	Módulo de sección
α	Difusividad térmica
β	Coefficiente de expansión térmica volumétrica
γ	Peso específico
ΔH	Disminución requerida de humedad
ε	Emisividad
ε_R	Rugosidad relativa
t_θ	Tiempo de retención
λ	Coefficiente de relleno de la sección
μ	Viscosidad dinámica
ρ	Densidad
σ	Esfuerzo

σ_b	Constante de Boltzman
τ	Esfuerzo cortante
ψ	Ángulo de hélice del sin fin
ω	Densidad específica de los gases de combustión
C_1	Coefficiente de tipo de carga
C_2	Coefficiente para número de arranques por hora
C_3	Coefficiente según la temperatura ambiente
F	Carga aplicada sobre la huella de contacto
K_s	Factor de servicio
T	Torque crítico
U	Coefficiente global de transferencia de calor
f	Porcentaje de llenado del material que se utiliza para secadores
f_r	Fricción
k_i	Coefficiente de disminución del flujo del material
m	Constante del material
w	Carga distribuida
n	Eficiencia
ζ	Coefficiente a fatiga superficial
λ	Coefficiente a fatiga superficial
μ	Coefficiente de fricción
ν	Relación de Poisson
ν	Viscosidad cinemática
φ	Ángulo de rosca del sin fin
ϑ	Porcentaje de Saturación
$Z_{\tau_{max}}$	Profundidad
N	Normal
β	Ángulo de volteo
V_m	Velocidad media

K_a	Factor de superficie
K_b	Factor de tamaño
K_c	Factor de carga
K_d	Factor de temperatura
K_e	Factor de modificación por concentración de esfuerzos
K_f	Factor de esfuerzos diversos.

CAPÍTULO I

1.1 Antecedentes

1.1.1 Historia

La empresa ENSIFOR S.A, creada en la ciudad de Guayaquil, tiene como visión cubrir las necesidades de los ganaderos del país, con respecto a la alimentación de ganado vacuno y equino.

Es así que se creó el departamento de Investigación, con el propósito de crear y fomentar nuevos métodos de alimentación en ganado, para lo cual requirió de la participación de dos estudiantes de Ingeniería Mecánica de la ESPE, para la elaboración de maquinarias necesarias en este proyecto.

El presente tema de tesis se desarrolla como parte primordial de un proyecto de alimentación masiva para ganado vacuno a nivel nacional, el cual busca satisfacer las necesidades de los ganaderos y productores lecheros del país, en cuanto a la baja calidad y altos precios de los productos alimenticios, remplazándolos por forraje no convencional de alto nivel proteínico y energético que al ser secado y procesado se mantendrán sus niveles nutricionales por mayor tiempo.

En la actualidad la alimentación del ganado se realiza por pastoreo, suplemento balanceado y en la mayoría de los casos se adquiere henolaje, este último producto se comercializa a nivel nacional como único complemento alimenticio sin ninguna garantía nutricional y de alto costo.

Para el proyecto se propone cultivar alfalfa y fréjol, las cuales luego de ser cosechados y picados pasarán por un proceso de secado y molido, para su posterior comercialización.

El equipo de trabajo del proyecto mencionado por parte de la ESPE está conformado por 4 personas: 2 docentes, Ing. Patricio Riofrío e Ing. Roberto Gutiérrez, a manera de Director y Codirector, respectivamente; y dos estudiantes de la CIME, Sr. Carlos Betan-

court y Sr. Pablo Castillo, como ayudantes de investigación. Los docentes se encargaron de la dirección y revisión del diseño y simulación de una máquina secadora de forrajes planteado por los estudiantes.

1.2 Planteamiento del Problema

1.2.1 Necesidades

- Desarrollar una máquina de secado masivo para la deshidratación de forrajes como alfalfa y fréjol.
- Implementar y fomentar nuevos métodos de alimentación para animales de crianza que mejoren los valores nutricionales y sean asequibles en cuanto a tamaño y precio.

1.2.2 Problemas

- Cambio climático ocasiona escasez de lluvias y por lo tanto de pastos en las zonas ganaderas.
- Productos alternativos como henolajes se comercializan con bajos niveles nutricionales.
- Alimentos balanceados se comercializan con precios excesivos.
- Existe desconocimiento sobre cultivos diferentes a los comúnmente utilizados.

1.2.3 Beneficiarios del proyecto

La empresa ENSIFOR S.A. con la realización de este proyecto beneficiará a los diferentes ganaderos del país, pequeños y grandes productores de leche y carne.

1.2.4 Alternativas de solución

Con la simulación de una máquina de secado se verificará el funcionamiento óptimo de la máquina para a futuro realizar la construcción.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Diseñar y simular una máquina secadora de forrajes múltiples para la elaboración de harina y procesamiento de balanceado para ganado vacuno y equino con capacidad de 400 kilogramos/hora.

1.3.2 Objetivos específicos

- Reducir la humedad en un alto porcentaje de la materia prima tales como alfalfa y fréjol.
- Investigar los procesos industriales para el secado de forrajes.
- Análisis y selección de alternativas.
- Diseñar un modelo de máquina acorde a las necesidades.
- Simular el comportamiento de la máquina.

1.4 Alcance del proyecto

El presente proyecto tiene como alcance el diseño de una máquina de secado que posea las características para someter el material vegetal a altas temperaturas.

Finalmente se realizará la simulación para determinar el verdadero comportamiento del sistema.

1.5 Justificación

Con la implementación del proceso de secado se mejorará la producción de alimentos alternativos para ganado vacuno y equino.

En el Ecuador, la ganadería es uno de los bienes más valiosos, pues contribuyen directamente con la alimentación de las personas que habitan este país. La actividad ganadera en la actualidad atraviesa momentos críticos según el Ministerio de Agricultura, Ganadería, Acuacultura y Pesca (MAGAP, 2011). Debido a los altos costos que representa la alimentación del ganado, incremento en el costo y uso de fertilizantes, abonos, suplementos balanceados, escasez de lluvias, entre otros, son unos de los principales problemas que afrontan los ganaderos.

El cultivo de forrajes, es una de las principales actividades de la Hacienda San José, alfalfa y fréjol de alto nivel proteínico son cosechados y procesados para la elaboración de pellets como alimentos alternativos para la alimentación del ganado. Para la obtención de un producto de calidad será necesaria la implementación de una máquina de secado, que elimine hasta en un 80% la humedad en un tiempo mínimo, ayudando a mantener los niveles nutricionales propios de las plantas, también se eliminarán los costos por obra civil de construcción de tendales de secado, mano de obra constante para el secado y sin preocupación del mal tiempo y lluvias.

1.5.1 Área de influencia

El área de influencia de este proyecto será a largo plazo de carácter nacional y a corto plazo para la empresa ENSIFOR S.A. Con la distribución del producto final realizado.

1.5.2 Marco institucional

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO (ESPE), SANGOLQUI, ECUADOR, Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica.

CAPÍTULO II

ESTUDIO TEÓRICO Y PARÁMETROS FUNCIONALES

2.1 Actividad ganadera en el Ecuador

2.1.1 Ganadería

La ganadería consiste en la crianza y reproducción de especies de animales, vacunos, ovinos, caprinos, porcinos, aves de corral, etc., con el propósito de aprovechar sus productos en la alimentación humana y en las actividades industriales.

En la actividad ganadera se utilizan diferentes productos agrícolas para la alimentación de los animales como (pastos cultivables, granos, chala), así como balanceados, forrajes, etc.

La ganadería representa una parte importante de la producción agropecuaria en el país y creció significativamente desde 1980, con la introducción de nuevas razas originarias de otros continentes, ver figura 2.1.



Figura 2.1 Ganado

La cadena de carne y sus subproductos está sustentada en la explotación de ganado vacuno, avícola, porcino y, en menor grado, ovino. La ganadería especializada en la producción de leche es intensiva desarrollándose en mayor cantidad a lo largo del Callejón Interandino que en la Costa.

En las explotaciones ganaderas de carne predomina el sistema extensivo, en zonas tropicales y subtropicales.

2.1.2 Producción ganadera en el Ecuador

En las regiones de la Costa y Amazonía se utiliza principalmente la ganadería para la producción de carne, mientras que la ganadería para la producción de leche se encuentra en mayor cantidad en la Sierra. La producción lechera se lleva a cabo, en los valles fértiles, en particular Machachi, Cayambe, Ambato, entre otros.

En el Ecuador, la superficie con uso agropecuario oscila alrededor de 12'355.881 ha; de las cuales 3'357.167 ha. corresponden a pastos cultivados y 1'129.701 ha. a pastos naturales lo que significa que el 36% del suelo de uso agropecuario están ocupadas por pastos, donde satisfacen sus necesidades vitales aproximadamente 4'486.020 unidades de ganado vacuno y 3'517.214 de otros animales (ovejas, caballos, mulas, asnos, etc.) y, el 32,0% restante por cultivos, 5% de páramo, 32% de montes y bosques, 3% en descanso y 3% otros usos.

La distribución por regiones permite visualizar de mejor forma la estructura del país con respecto a este rubro, siendo la sierra con mayor superficie de pasto con 41.46%, luego la costa con 39.59% y el Oriente con 18.94% de pastos¹.

Los pequeños y medianos productores que tienen propiedades entre 1 y 3 ha y 5 hasta 10 ha respectivamente, poseen ganado criollo con escasa tecnología; aquellos productores con considerable espacio y productores grandes que tienen más de 50 ha ya realizan una ganadería tecnificada o semi-tecnificada con procesos de mejoramiento genético, razas que están en función de sus características de adaptación tanto en la Costa, Sierra y Oriente.

¹ ICA, IRPA, Fondo Ganadero, Caja Agraria, Banco Ganadero - Colombia, 2006
Ministerio de Agricultura y Ganadería-Ecuador

2.1.3 Tendencias del sector pecuario

La superficie de pastos se ha incrementado en mayor proporción que la masa ganadera, justamente para compensar el bajo rendimiento de los pastizales. Un mejoramiento de los pastos provocará un aumento rápido de los niveles de productividad de la ganadería ecuatoriana, cuyo principal cuello de botella sigue siendo la alimentación.

2.1.4 Importancia de la ganadería

La ganadería es importante por las siguientes razones:

Brinda al hombre recursos alimenticios, carne, leche, grasas, además con procesos industriales se obtienen sus derivados como yogurt, quesos, etc.

Proporciona materias primas para la industria como lana, cuero, etc.

2.2 Forrajes

Los forrajes son las partes vegetativas de las plantas gramíneas o leguminosas que contienen una alta proporción de fibra (más de 30% de fibra). Son requeridos en la dieta del ganado en una forma física (partículas de más de 1 o 2 mm de longitud).

Generalmente los forrajes se producen en fincas. Pueden ser pastoreados directamente, o cosechados y preservados como ensilaje o heno.

Según la etapa de lactancia, pueden contribuir desde casi 100% (en vacas no-lactantes) a no menos de 30% (en vacas en la primera parte de lactancia) de la materia seca en la ración. Las características generales de forrajes son los siguientes:

Volumen: El volumen limita cuanto puede comer la vaca. La ingestión de energía y la producción de leche pueden ser limitadas si hay demasiado forraje en la ración. Sin embargo, alimentos voluminosos son esenciales para mantener la salud de la vaca.

Alta Fibra y Baja Energía: Forrajes pueden contener de 30 hasta 90% de fibra. En general, si es más alto en contenido de fibra más bajo será el contenido de energía del forraje.

Contenido de proteína es variable: Según la madurez, las leguminosas pueden tener 15 a 23% de proteína cruda, gramíneas contienen 8 a 18% proteína cruda y los residuos de cosechas pueden tener solo 3 a 4% de proteína cruda (paja).

Desde un punto de vista nutricional, los forrajes pueden variar entre alimentos muy buenos (pasto joven y succulento, leguminosas en su etapa vegetativa) a muy pobres (paja).

El valor nutritivo de un forraje es mayor durante el crecimiento vegetativo y menor en la etapa de formación de semillas. Con el avance de la madurez, la concentración de proteína, energía, calcio, fósforo y materia seca digestible en la planta, se reducen mientras la concentración de fibra aumenta. Mientras aumenta la fibra, el contenido de lignina también, así haciendo los carbohidratos menos disponibles a los microbios del rumen. Como resultado, el valor energético del forraje se reduce.

Por lo tanto, cuando los forrajes son producidos con el propósito de alimentar ganado, deben ser cosechados o pastoreados en una etapa joven.

2.2.1 Tipos de forrajes

Constituyen la fuente de alimentación más económica de la que disponen los productores para mantener a sus animales. Sin embargo, depende de un manejo adecuado el que un pasto desarrolle todo su potencial para desarrollar las funciones de crecimiento de los animales.

La mecanización de la cosecha de forrajes se plantea como la herramienta que permite a los ganaderos ser más rentable, estable a lo largo del tiempo, la necesidad de mejorar la alimentación cuando se está por entrar en servicio con el rodeo, o bien tener una alimentación constante y estabilizada a lo largo del año, como es la demanda de la producción de leche.

Las especies forrajeras se las puede clasificar de la siguiente manera:

2.2.1.1 Gramíneas forrajeras

Las gramíneas forrajeras constituyen la principal fuente de alimentación de animales tanto domésticos como salvajes ya que crecen de manera espontánea en la mayoría de los potreros.

Se adaptan muy fácilmente a los cambios de clima y aportan la mayor parte de la materia seca y los carbohidratos consumidos por el animal.

Las gramíneas son pobres en proteína por tal motivo se recomienda asociarlas con leguminosas, ver figura 2.2.



Figura 2.2 Gramíneas forrajeras.

2.2.1.2 Leguminosas forrajeras

Las leguminosas son plantas pertenecientes al grupo de las dicotiledóneas, son frecuentemente utilizadas para aumentar la porción proteica, ver figura 2.3.



Figura 2.3 Leguminosas forrajeras.

2.2.1.3 Árboles forrajeros

Las especies forrajeras que crecen en forma de árbol o arbusto, se han incorporado en los últimos años y de manera muy lenta en la alimentación de las crías principalmente².

Aunque también son utilizados en otras especies como ovinos, caprinos y equinos incorporándolo en cantidades pequeñas en la ración, con la finalidad de suplementar la alimentación con concentrado y disminuir los costos de la misma.

Una de las limitantes para el uso de estas especies es el alto contenido de fibra, producto de la lignificación de las hojas y tallos, por tal motivo es recomendable realizar siembras y cortes controlados de estas especies, evitando el crecimiento excesivo y el uso de explantes demasiado viejos, ver figura 2.4.



Figura 2.4 Árboles forrajeros.

2.2.2 Conservación de forrajes

El forraje conservado permite hacer un uso más eficiente de la tierra, concentrando el ganado en un área del campo, liberando tierras para otro uso sin necesidad de deshacerse del rodeo original.

Los forrajes conservados se pueden clasificar, de acuerdo a como se procede para su conservación.

² SICA-MAG (2008)

2.2.2.1 Conservación física

Se realiza mediante la acción de agentes climáticos, luz, temperatura y humedad, favoreciendo la evaporación o eliminación del agua de los tejidos de la planta para que la misma no sufra procesos de descomposición en el futuro.

2.2.2.2 Conservación microbiológica

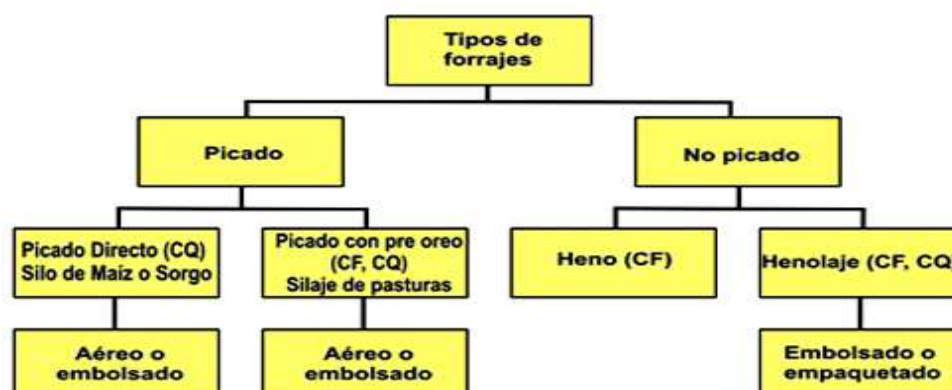
Es la que se realiza mediante la acción de microorganismos (principalmente bacterias), las cuales en ausencia de oxígeno, producen ácidos que ayudan a la conservación del forraje, ya que se inhiben los procesos de descomposición por la alta acidificación del medio.

Estos microorganismos utilizan los hidratos de carbono de la planta para producir los ácidos que sirven como conservantes.

2.2.2.3 Clasificación por la conservación

Otra clasificación que se puede realizar de los forrajes conservados sería, si para su confección se pica la fibra o no, es decir, los forrajes pueden ser picados o no picados y con conservación química (CQ) o física (CF), de acuerdo a lo expresado en el Cuadro posterior, ver cuadro 2.1³.

Cuadro 2.1 Tipos de forrajes.



³NOA RURAL

2.2.2.4 Clasificación por el contenido de humedad

Otra de las clasificaciones⁴, y quizás la más utilizada, es por el contenido de humedad con que se confeccionan los diferentes tipos de forraje conservado:

- Heno 20 % de humedad.
- Henolaje 50 % de humedad.
- Henilaje 60-65 % de humedad.
- Silaje 70 % de humedad.

Cada uno de los alimentos ofrece básicamente fibra, proteína y energía a la dieta de los animales.

- Heno: proteína, fibra.
- Henolaje: proteína, fibra.
- Silaje de pasturas: proteína, fibra.
- Silaje de maíz y sorgo uranífero: energía y fibra.
- Silaje de grano húmedo: energía.

Desde aquí se analiza por qué se elige un sistema de conservación, de acuerdo a algunas características o situaciones que se presentan a diario en las explotaciones ganaderas.

2.3 Propiedades y características de los productos a secar

2.3.1 Fréjol

2.3.1.1 Características

El fréjol es una planta anual, de vegetación rápida, con un sistema radicular muy ligero y poco profundo, constituido por una raíz principal y gran número de raíces secundarias. El tallo principal es herbáceo, existiendo variedades enanas (de 30 a 40 cm) y

⁴Mundo Pecuario

variedades de enrame (de 2 a 3 m). La hoja es sencilla, lanceolada y acuminada, de tamaño variable. Las flores, normalmente blancas, se presentan en racimos en número de 4 a 8. El fruto es la legumbre, de color, forma y dimensiones variables, en cuyo interior se disponen 4-6 semillas.

2.3.1.2 Exigencias del cultivo

Es planta de clima húmedo y suave, dando las mejores producciones en climas cálidos. El rango óptimo de temperaturas está entre 15 y 30 °C. La humedad relativa óptima oscila entre el 60% y el 75%. En cuanto a las exigencias en suelo, aunque admite una amplia gama de suelos, los más indicados son los suelos ligeros, con buen drenaje y ricos en materia orgánica.

Tabla 2.1 Composición promedio de una semilla de fréjol.

Componentes	Porcentajes (%)
Humedad	10,0 - 12,0
Carbohidratos	58,0 - 60,0
Proteína	21,0 - 23,0
Grasa	1,5 - 2,0
Fibra	4,0 - 5,0
Ceniza	3,0 - 3,5

2.3.2 Alfalfa

La Alfalfa es una planta utilizada como forraje, cuyo nombre científico es *Medicago sativa*.

2.3.2.1 Características

La alfalfa pertenece a la familia de las leguminosas. Se trata de una planta perenne, vivaz y de porte erecto. La raíz es pivotante, robusta y muy desarrollada (hasta 5 m de longitud) con numerosas raíces secundarias. Posee una corona que sale del terreno, de la cual emergen brotes que dan lugar a los tallos. Los tallos son delgados y erectos para soportar el peso de las hojas, además son muy consistentes. Las hojas son trifoliadas, con márgenes lisos y con los bordes superiores ligeramente dentados. Las flores son de color azul o púrpura, con inflorescencias en racimos que nacen en las axilas de las hojas.

2.3.2.2 Exigencias del cultivo

La radiación solar es un factor muy importante en el cultivo de la alfalfa. La temperatura media anual para la producción está en torno a los 15°C, siendo el rango óptimo entre 18-28°C.

El factor limitante para el cultivo de la alfalfa es la acidez. El pH óptimo del cultivo es de 7.2, recurriendo a encalados siempre que el pH baje de 6.8. La alfalfa es muy sensible a la salinidad, cuyos síntomas comienzan con la palidez de algunos tejidos, la disminución del tamaño foliar y finalmente la parada vegetativa.

El incremento de salinidad induce desequilibrios entre la raíz y la parte aérea. La alfalfa requiere suelos profundos y bien drenados, aunque se cultiva en una amplia variabilidad de suelos. Los suelos con menos de 60 cm no son aconsejables para la alfalfa.

2.3.2.3 Alfalfa deshidratada

La deshidratación de la alfalfa, en comparación con el secado natural (henificación), reduce las pérdidas de valor nutritivo (hojas, proteína, vitaminas) y los riesgos de contaminación por tierra, además de evitar la humedad por lluvia o rocío que aumentarían la contaminación microbiana.

La alfalfa contiene alrededor de un 50% de pared celular y una composición equilibrada de la fibra (8% pectinas, 10% hemicelulosas, 25% celulosa y 7% lignina).

Por ello, asegura un rápido tránsito digestivo, un aporte significativo de fibra soluble y una alta capacidad tampón. Esto, unido a su elevada palatabilidad, hace de la alfalfa un ingrediente de elección en piensos de vacas de alta producción.

La alfalfa, como otras leguminosas, contiene factores anti-nutritivos siendo, los más importantes, las saponinas y los taninos solubles, ver figura 2.5.



Figura 2.5 Alfalfa deshidratada.

El contenido en Proteína Bruta (PB) condiciona en gran medida su valor de mercado. Cuanto más tierna se recoge, menor es la producción de Materia Seca (MS) por hectárea. Pero mayor es la calidad nutritiva al aumentar la proporción de hojas sobre tallo.

La alfalfa es una buena fuente de macrominerales⁵ (calcio, fósforo, magnesio, potasio, cloro), microminerales (cinc, cobre, hierro), vitaminas (liposolubles, grupo B) y pigmentos.

El fósforo, presente en la alfalfa, tiene una alta disponibilidad para los monogástricos, de ahí su importancia en la alimentación. Sin embargo, en función del grado de contaminación que presente la alfalfa, variará el contenido de hierro.

⁵FAO ORG

El potasio, otro elemento de suma importancia en la alimentación ganadera, presenta una relación directa con el nivel de fertilización del terreno. Así, si el cultivo no presenta déficit de nutrientes y se obtendrá un forraje de alta calidad para el ganado, aportándole todos los elementos nutritivos necesarios, en especial, potasio.

En la tabla inferior, se observa como aumenta el aporte energético del forraje al ganado, conforme va aumentando el contenido en proteína del mismo.

Tabla 2.2 Composición promedio de la alfalfa⁶

% PB (s.s.s)	UFL (/Kg ms)	UFV (/Kg ms)
17	0,75	0,64
19	0,81	0,71
21	0,88	0,79
23	0,95	0,87
25	1,02	0,96

Tabla 3: Contenido proteico y valor energético de la alfalfa deshidratada (Journet, 1993)	
PB:	Proteína bruta sobre sustancia seca
UFL:	Energía neta para lactación
UFV:	Energía neta para la producción de carne

2.4 Proceso de secado

2.4.1 Descripción de los procesos de secado de plantas

El secado es uno de los métodos más antiguos utilizados por el hombre para la conservación de diversos materiales orgánicos e inorgánicos. Es importante señalar que todos los métodos de secado se han ido desarrollando debido a que resultaban convenientes o aceptables para determinadas condiciones de materiales y ambiente.

⁶ FENALCE

En general, el secado consiste en la reducción del contenido de humedad de la materia mediante el aumento en la temperatura del producto (con aire caliente, resistencias, radiación, etc.), el cual libera vapor de agua desde la superficie y parte interior; el vapor a su vez es removido por el aire o medio que rodea al producto. De tal manera que se realizan dos procesos: Intercambio o transferencia de calor, e intercambio o transferencia de masa.

El contenido de la humedad de la superficie de un alimento se retira por evaporación, el nivel de secado depende de la velocidad con la que su humedad interna va a la superficie, lo que varía de un producto a otro.

Por ejemplo, a diferencia de los materiales con almidón, los alimentos ricos en azúcares liberan más lentamente los niveles de humedad, por lo que necesitan más tiempo para ser deshidratados.

El tamaño también es un factor a tomar en cuenta: mientras más pequeña sea la pieza de alimento que se va a deshidratar, menor será la distancia que debe recorrer la humedad interna para llegar a la superficie. Por ello, técnicas como el cortado y el rebanado pueden ser útiles.

Si el alimento va a cortarse, debe tenerse cuidado con el tipo de utensilios que se van a usar. Se recomiendan los cuchillos de acero inoxidable, pues los de hierro pueden oxidar el alimento.

Si se busca un producto de primera calidad, debe prestarse especial atención a los niveles de secado. La temperatura moderada y un alto grado de humedad dentro de la secadora incrementarían el desarrollo de hongos, levaduras y bacterias.

Si se toma en cuenta este aspecto, podría pensarse que cuanto más corto es el período de secado mejor son los resultados. Sin embargo, esto no se aplica para todos los alimentos, si se apresura el secado de productos ricos en almidones, ocurriría un fenómeno conocido como "encostramiento".

El encostramiento se produce cuando el agua que hay dentro del alimento no puede salir debido a la velocidad con que se ha secado la superficie. Así, el proceso de secado puede verse interrumpido si la superficie del alimento se seca por completo, creando una costra que evita que la humedad que estaba emergiendo continúe su curso.

Para obtener un producto seco de mejor calidad se debe alcanzar el equilibrio entre un nivel máximo de secado que permita obtener eficiencia económica y calidad micro biológica y un mínimo de pérdida de componentes esenciales en el alimento. Además, se debe tener en cuenta la forma como el alimento reabsorberá la humedad cuando se use.

Una vez que se han retirado de la secadora, los productos secos tienden a absorber humedad del ambiente. La cantidad de humedad que un alimento puede absorber depende del producto y del clima. En un clima húmedo, la sal atrae mucha humedad, lo que le impide fluir con facilidad, cada producto deshidratado se comporta de distinta manera.

La presencia de microorganismos en especial hongos y levaduras en un producto seco depende en gran medida de las cualidades particulares del alimento y principalmente del contenido de humedad presente en él.

2.4.1.1 Consideraciones para el secado del producto

En el proceso de secado, el calor es necesario para evaporar la humedad de la hoja, el flujo de aire es necesario para transportar la humedad (vapor). Hay dos mecanismos básicos involucrados en el proceso de secado: la migración de la humedad de la hoja hacia su superficie, y la evaporación de la humedad desde la superficie al aire circundante.

El proceso de secado se determina por el contenido de humedad y la temperatura de la hoja, así mismo por la temperatura del aire, la humedad relativa y la velocidad del aire.

Al comenzar el proceso de secado, el contenido de humedad de la hoja, disminuye, de igual manera que lo hace la tasa de secado pero se incrementa con el aumento de temperatura del aire circulante.

2.4.2 Humedad en equilibrio

El grado de presión de vapor que ejerce la humedad contenida en un sólido húmedo o en una solución líquida depende de la naturaleza de la humedad, la naturaleza del sólido y la temperatura. Por tanto, si un sólido húmedo se expone a una corriente continua de aire fresco que contiene una presión parcial dada del vapor, el sólido o bien perderá humedad por evaporación o ganará humedad de aire, hasta que la presión de vapor de la humedad del sólido sea igual a la del gas. Entonces, el sólido y el gas están en equilibrio, y el contenido de humedad del sólido se conoce como su contenido de humedad en el equilibrio en las condiciones predominantes.

2.4.3 Mecanismo de Secado

2.4.3.1 Evaporación

Ocurre cuando la presión del vapor de la humedad en la superficie de la hoja es igual a la presión parcial del agua en el aire. Esto se debe al aumento de la temperatura de la humedad hasta el punto de ebullición. Si el material que está siendo secado es sensible al calor, entonces la temperatura a la cual la evaporación ocurre puede ser disminuida, bajando la presión.

2.4.3.2 Vaporización

El secado es llevado a cabo por convección, pasando aire caliente sobre el producto. El aire es enfriado por el producto y la humedad es transferida hacia el aire. En este caso la presión del vapor de la humedad sobre el sólido es menor que la presión parcial del agua en el aire.

2.4.4 Clasificación de los procesos de secado

Los procesos de secado pueden clasificarse también de acuerdo con las condiciones físicas usadas para adicionar calor y extraer el vapor de agua:

- Secadores directos.

- Secadores indirectos.
- Secadores discontinuos o por lote.
- Secadores continuos.

El primer método de clasificación revela las diferencias en el diseño y el funcionamiento del secador, mientras que el segundo es más útil para seleccionar entre un grupo de secadores que se someten a una consideración preliminar en relación con un problema de desecación específico.

2.4.4.1 Secadores directos

La transferencia de calor para la desecación se logra por contacto directo entre los sólidos húmedos y los gases calientes. El líquido vaporizado se arrastra con el medio de desecación; es decir, con los gases calientes. Los secadores directos se llaman también secadores por convección.

2.4.4.1.1 Secadores directos continuos

La operación es continua sin interrupciones, en tanto se suministre la alimentación húmeda. Es evidente que cualquier secador continuo puede funcionar en forma intermitente o por lotes, si así se desea.

2.4.4.1.2 Secadores directos por lotes

Se diseñan para operar con un tamaño específico de lote de alimentación húmeda, para ciclos de tiempo dado. En los secadores por lote las condiciones de contenido de humedad y temperatura varían continuamente en cualquier punto del equipo.

2.4.4.2 Secadores indirectos

El calor de desecación se transfiere al sólido húmedo a través de una pared de retención. El líquido vaporizado se separa independientemente del medio de calentamiento. La velocidad de desecación depende del contacto que se establezca entre el material

mojado y las superficies calientes. Los secadores indirectos se llaman también secadores por conducción o de contacto.

2.4.4.2.1 Secadores indirectos continuos

La desecación se efectúa haciendo pasar el material de manera continua por el secador, y poniéndolo en contacto con las superficies calientes.

2.4.4.2.2 Secadores indirectos por lotes

En general los secadores indirectos por lotes se adaptan muy bien a operaciones al vacío. Se subdividen en tipos agitados y no agitados.

Como primer proceso el calor se añade por contacto directo con aire caliente a presión atmosférica, y el vapor de agua formado se elimina por medio del mismo aire.

Una forma gráfica de representar el proceso de secado es mediante curvas de contenido de humedad del producto con respecto al tiempo. Estas curvas, a veces llamadas cinéticas de secado son útiles para determinar las condiciones óptimas de secado (temperatura, humedad relativa, velocidad del aire, tiempo de secado), condiciones que luego pueden ser usadas en el proceso comercial del producto para garantizar una calidad homogénea.

2.4.5 Conservación por secado de plantas

La razón más importante desde el punto de vista técnico por la que se secan las plantas es su conservación; mediante esto se promueve el mantenimiento de los componentes del vegetal fresco y se evita el aumento de microorganismos.

También hay aspectos comerciales, ya que el proceso de secado debe llevarse a cabo en las mejores condiciones para que las plantas no pierdan las características de calidad que deben presentar, lo cual se consigue muchas veces no superando ciertos valores de la cantidad de agua extraída, y controlando adecuadamente los procesos de secado.

2.4.6 Sistemas de secado para plantas

Cada producto necesita una desecación diferente, no solamente por la cantidad de agua que contiene, también por las características de calidad que deben presentar, las hojas deben secarse por lo común a temperatura moderada, en presencia de una cantidad grande de agua; las raíces, cortezas y rizomas pueden desecarse a temperaturas algo mayores.

Existe una gran variedad de sistemas de secado para plantas, con diferentes niveles tecnológicos, cada uno con sus ventajas y limitaciones. Para el diseño y selección de un sistema de secado eficiente, se deben tomar en cuenta las características deseables para el producto final (apariencia, color, sabor, aroma, textura, atributos de calidad, sanidad).

El éxito de un sistema de secado depende de una buena transferencia de masa y de calor en el secador. Por lo que la transferencia de calor debe ser eficiente, y se debe mantener un gradiente de temperatura entre el medio desecante (aire) y el agua que se evapora.

Para garantizar el proceso de transferencia de masa, debe siempre haber un gradiente de presiones de vapor (humedad relativa) entre el aire de secado y el lugar del producto donde ocurre la evaporación. La migración del vapor del agua, las curvas de velocidad de secado y la actividad de agua no restringen la eficiencia del secado, a menos que la migración se vea afectada por la formación de costras que restrinjan el paso del agua a través del producto.

2.4.7 Clasificación de sistemas de secado

Una amplia variedad de diseños de secadores se han construido, con el objetivo de crear un eficiente sistema de secado. Para poder encontrar una clasificación adecuada de los secadores, primero es necesario definir como son suministrados los requerimientos térmicos y los secadores con los que se cuentan actualmente.

En primer lugar, el calor se debe transferir al material mojado, para promover la operación de secado. El calor puede ser aplicado por uno o más de los siguientes métodos:

- **Convección**, donde el medio calorífico, usualmente aire o productos de combustión, se encuentran en contacto directo con el material mojado.

- **Conducción**, donde el calor es transmitido indirectamente por contacto del material mojado y una superficie caliente.
- **Radiación**, donde el calor se transmite directamente y sólo de un cuerpo caliente al material mojado, por radiación de calor.

Los sistemas de secado para plantas también se clasifican, en sistemas de secado natural y en sistemas de secado mecánico.

2.4.7.1 Secado natural

Si se cuenta con condiciones climáticas adecuadas, humedad relativa baja y temperaturas elevadas, el secado natural requiere poco gasto y es sencillo de realizar.

2.4.7.2 Secado al sol

El simple secado al sol es el método más usado en el mundo. En algunos países los cultivos se secan extendiéndolos sobre los caminos, en las playas o en los techos de las casas, aprovechando el calor absorbido por estas superficies. Muchas veces se usan las rocas planas con el mismo propósito. Con frecuencia el material se coloca sobre esteras, lo que contribuye a reducir la contaminación causada por el polvo y facilita la manipulación.

- **Ventajas**

No requieren de ningún costo adicional, ya que no utilizan combustible.

No necesitan estructuras permanentes, lo que permite que después de la estación de secado, el terreno quede disponible para la agricultura o para otros fines.

- **Limitaciones**

La pérdida de humedad puede no ser constante, ya que depende del clima.

El secado es muy lento y a menudo el producto no llega a secarse completamente en un solo día, por lo que debe permanecer expuesto durante toda la noche para finalizar su secado al día siguiente. Esto aumenta el riesgo de deterioro, en especial debido al desarrollo de bacterias.

Los niveles de humedad que se alcanzan no son lo suficientemente bajos, lo que aumenta las posibilidades de deterioro del producto durante el almacenado. En otras ocasiones, el producto alcanza niveles de secado superiores a los límites recomendables.

El producto está expuesto a la contaminación por el polvo, la suciedad y a la infestación por insectos.

Al permanecer a la intemperie puede ser dañado por las aves u otros animales.

En el caso de cultivos a granel, como los cereales, se necesita mucho terreno para colocar el grano.

Se requiere de mano de obra adicional para extender el grano voltearlo y recogerlo cuando vaya a llover.

Las hojas pueden obtener un color oscuro y el nivel de ciertos principios activos, puede disminuir por la exposición directa al sol. El simple secado al sol se aplica a una amplia gran variedad de productos tales como cereales, las frutas, los vegetales y raíces comestibles.

2.4.7.3 Secado a la sombra

Aquí se utiliza las zonas cubiertas de las viviendas, los balcones o cobertizos construidos especialmente. Así no hay tantas posibilidades de que el producto se oscurezca, se decolore o pierda sus principios activos, y está protegido de la lluvia. Pero, el secado a la sombra es un proceso lento, por lo que el producto está más expuesto al desarrollo de hongos.

2.4.7.4 Secadores solares

Se utilizan estructuras con superficies que captan la radiación del aire y calientan el aire, que luego está en contacto con el producto, la circulación del aire puede ser natural o con ventiladores (forzada); en este último caso la eficiencia del secado aumenta considerablemente. El calentamiento del aire ayuda a tener una temperatura más uniforme durante el secado, pero depende de las condiciones climáticas, y la temperatura es parcialmente controlada. Al igual que en el caso del secado por exposición directa al sol, se pierden muchos de los atributos de calidad del producto.

- **Ventajas**

El uso de secadores solares es más efectivo que el secado al sol, porque las temperaturas son más elevadas y, en consecuencia, los grados de humedad son menores. Resultando un secado más rápido y una menor humedad.

Las temperaturas elevadas que se generan actúan como una barrera contra la presencia de insectos y desarrollo de moho.

Resulta comparativamente más barato de construir y no necesita mano de obra especializada.

2.4.7.5 Secado mecánico

El secado mecánico determina mayores gastos pero tiene mayores ventajas, pues al controlarse las variables de tratamiento, es posible obtener en el lapso de unas horas, un producto homogéneo y de buena calidad comercial.

- **Métodos Mecánicos**

Desecación por aire caliente.

Desecación por contacto directo con una superficie caliente.

Desecación por aporte de energía de una fuente radiante de microondas o dieléctrica.

- **Liofilización**

El más utilizado es la aplicación de una corriente de aire caliente, la mayoría de los secadores de este tipo incorporan un quemador con un intercambiador de calor y ventilador que permite la circulación de aire a través de la hoja.

Se adapta controladores de la temperatura del aire como termostatos, los tipos más comunes incluyen las secadoras de bandejas (donde el aire caliente pasa a través de una serie de bandejas que con tienen el producto); las Secadoras Rotativas, en donde el producto se coloca en un tambor rotativo a través del cual circula el aire; y a mayor escala, las secadoras de túnel, donde pequeños coches con las bandejas pasan a través de éste.

Si se usa un quemador a gas bien instalado, normalmente no se requiere incorporar un intercambiador de calor.

Las secadoras accionadas a electricidad son más costosas, ofrecen grandes ventajas entre las cuales se encuentran:

Buen grado de control sobre el proceso.

No se ve afectado por condiciones climáticas.

Producto final de superior calidad.

2.4.7.5.1 Secadora de cabina, bandejas o compartimientos

Es un secador discontinuo, consiste en una cabina aislada provista interiormente de un ventilador para circular aire a través de un calentador; el aire caliente sale por una rejilla de láminas ajustables y es dirigido, horizontalmente entre bandejas con hojas, o verticalmente a través de las bandejas perforadas y el producto. Estos secadores pueden disponer de reguladores para controlar la velocidad de aire nuevo y la cantidad de aire de circulación. Los calentadores del aire pueden ser quemadores directos de gas, serpentines calentados por vapor o, en los modelos más pequeños, calentadores de resistencia eléctrica.

Por lo común, en los sistemas de cabina se utilizan velocidades de aire, para los de flujo transversal, de 2 a 5 m/s, y en los de flujo ascendente de 0.5 a 1.25 m/s⁷.

Los secadores de cabina resultan relativamente baratos de construcción y de mantenimiento y son muy flexibles.

El uso de estos secadores puede ser apropiado para la producción en pequeña escala de hierbas y especias, pero deben hacerse ensayos para determinar las condiciones ideales del secado, de tal forma que no provoquen la pérdida en la calidad.

2.4.7.5.2 Secador de túnel

Permiten desecar en forma semicontinua con una gran capacidad de producción. Consiste en un túnel que puede tener hasta un poco más de 20 m de longitud con una sección transversal rectangular hasta de 2x2 metros.

El producto a secar se extiende en capas uniformes sobre malla metálica, listones de madera, etc. Las bandejas se apilan sobre carros dejando espacios entre las bandejas para que pase el aire de secado. Las vagonetas cargadas se introducen de una en una, a intervalos adecuados, en el túnel de desecación. A medida que se introduce una carretilla por el extremo "húmedo" del túnel se retira otra carretilla de producto seco por el "extremo seco". El aire se mueve mediante ventiladores que lo hacen pasar a través de calentadores y luego fluye horizontalmente entre las bandejas, aunque también se produce cierto flujo a través de las mismas. Normalmente se emplean velocidades del aire del orden de 2.5 a 6.0 m/s.

Los túneles de desecación suelen clasificarse basándose en la dirección relativa del movimiento del producto y del aire:

- **Secador de túnel concurrente**

Las principales características de esta clase de túnel son:

⁷ Evaluación de variables de secado para la conservación de las hojas de la planta de añil.

Las direcciones de la corriente del aire y del producto en desecación son las mismas.

Permite alcanzar elevadas velocidades de evaporación inicial debido a que pueden utilizarse temperaturas del aire relativamente altas sin riesgo de sobrecalentar el producto.

A medida que el producto avanza a lo largo del túnel se va poniendo en contacto con aire cada vez más frío, por lo cual se evita que el calor dañe el producto.

Es difícil conseguir contenidos en humedad muy bajos debido a que al final del túnel las condiciones de secado son pobres.

- **Secador de túnel contracorriente**

La dirección de la corriente del aire y del producto en desecación son contrarias. Las características de esta clase de túnel son:

La velocidad de desecación es relativamente pobre en la parte inicial del túnel

En el final de túnel con aire seco y caliente permiten obtener contenidos de humedad bajos, pero existe el riesgo de sobrecalentamiento del material vegetal

Estos sistemas pueden combinarse para lograr mejor control de las variables. La combinación más empleada consta de un túnel primario concurrente seguido de un túnel secundario a contracorriente. Las ventajas son que se consigue un secado más rápido y un bajo contenido de humedad final.

2.4.7.5.3 Secado en horno microondas

El secado en microondas ha demostrado ser efectivo para ciertos productos. Lo principal es que el secado se hace rápidamente, y generalmente, el color se mantiene, pero ocurre una pérdida de calidad del producto. La velocidad del secado depende de la potencia de operación del horno, la cantidad de producto y el tipo de producto.

2.4.7.5.4 Secadores de tambor rotatorio

Consisten en una envoltura cilíndrica de acero en donde su eje de simetría forma un ángulo de inclinación no mayor a 10° , soportada por collarines fijos al cilindro: este se asienta sobre rodillos de manera que pueda permitirse el giro. El material que ha de secarse se introduce por uno de los extremos; en este caso el más elevado. Gracias a la rotación y a la pendiente que forma el cilindro; es posible que el material avance de manera gradual hacia el otro extremo por el que se descarga el material. En el interior del cilindro se colocan paletas a lo largo de todo el secador que ayudan al transporte del material; así como a la homogenización de la mezcla.

El movimiento de giro lo adquiere gracias a un acople de engranajes (u otro sistema) dispuesto en el eje del cilindro para que permitan el giro y además brinden potencia para el trabajo.

La fuente de calor es por lo general aire caliente que circula a lo largo de todo el secador.

Este tipo de secadores son típicos del trabajo con pastas, suspensiones, y soluciones. El tambor resulta como un híbrido entre un secador y un evaporador.

Se pueden obtener variantes de este sistema. Cuando el contacto directo de los gases calientes no afectan a la estructura se pueden adaptar mecanismos para realizar esta operación, y es donde más campos de aplicación tiene este secador.

Los secadores rotatorios pueden trabajar con temperaturas elevadas; es por eso que de ser posible se aprovechan los gases calientes a la salida, mediante un sistema de retroalimentación a la cámara de entrada de los gases calientes del secador; así se pueden bajar costos de energía.

Estos secadores según la necesidad se los puede hacer en flujo paralelo o contracorriente.

2.4.7.5.5 Secadores por aspersion

En este tipo de secador, se atomiza una suspensión líquida, la cual es recibida por una corriente a contraflujo de aire caliente que evapora el líquido, de modo que caen las

partículas sólidas que se separan de la corriente de gas, por no ser volátiles. Las cámaras para este efecto deben ser suficientemente grandes, para que el tiempo de contacto sea suficiente. La aspersión se hace por medio de toberas o difusores de alta velocidad.

2.4.7.5.6 Silos secadores

Los silos son adaptados para que en su parte inferior tengan orificios por donde sale el aire caliente que proviene del quemador, y en su parte superior un agujero para extracción del aire.

2.4.8 Secadores rotatorios

Este tipo de secadores uno de los más usados en la industria y son efectivos para medianas y grandes escalas de producción.

Consta de una coraza cilíndrica, usualmente construida de plancha de acero, dentro de la cual el material a secar ingresa por un lado y se descarga 'seco' del otro. También consta de una configuración de aletas (figura 2.7), que levantan el material para secarlo como cascada. Diversos fabricantes de secadores tienen su propio diseño patentado de aletas, aunque ya existen diversos gráficos en donde se observan dichas configuraciones.

El Secado puede ser directo o indirecto.

2.4.8.1 Secado directo

Los gases calientes están en flujo paralelo o contraflujo con respecto al sentido de dirección del material. La transferencia de calor es por convección⁸.

⁸ BuhlerAeroglide 2010

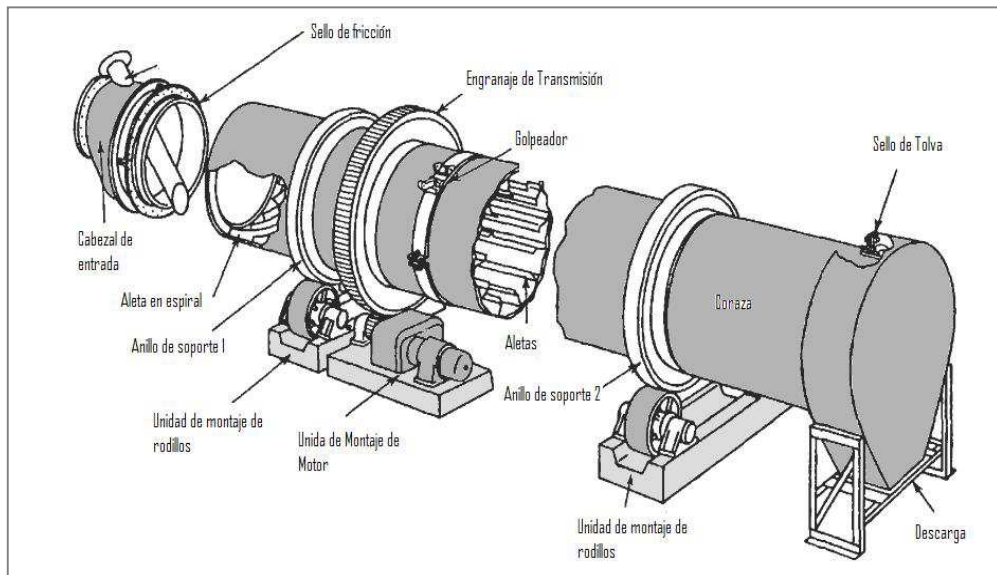


Figura 2.6 Partes de la coraza de un secador Rotatorio directo

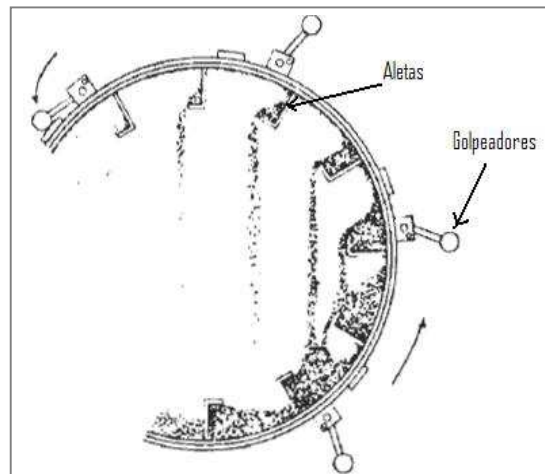


Figura 2.7 Sección transversal de un secador rotatorio, mostrando la acción de los elevadores.

2.4.8.1.1 Secador rotatorio directo en flujo paralelo

El material a secar avanza en el mismo sentido al de los gases y se lo utiliza principalmente para minerales, fertilizantes, pulpa de remolacha, los concentrados de flotación, el carbón, coque, fosfatos, alimentos para animales, el germen, vinaza, lodos (figura 2.8).

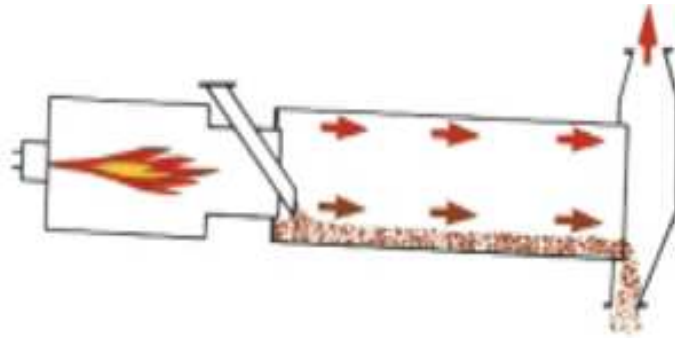


Figura 2.8 Secador rotatorio directo en flujo paralelo.

2.4.8.1.2 Secador rotatorio directo en contraflujo

El material a secar avanza en sentido opuesto al de los gases y se utiliza principalmente para el gel de sílice, el azúcar, sales químicas y cristalinas productos (gama baja temperatura) de nitrato de amonio, minerales de y minerales, pigmentos, la eliminación de los reactivos de flotación (figura 2.9).

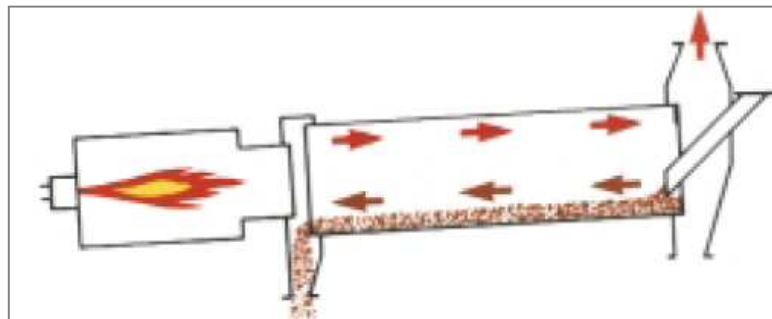


Figura 2.9 Secador rotatorio directo en contraflujo.

La decisión de diseñar para un flujo en paralelo depende de los siguientes factores:

- Sensibilidad al calor por parte del producto.
- Contribución al efecto de arrastre de la velocidad de flujo.
- Bajo contenido de humedad de los polvos de sólido.

En operación en contraflujo, la diferencia de temperatura (gas - sólido) en la salida del secador es mínima, por lo que el material deberá llegar casi a la misma temperatura

del gas de salida. A su favor la operación en contraflujo asegura una distribución más uniforme de la diferencia de temperatura. Consecuentemente, la eficiencia en el secador es maximizada.

Para operar en contraflujo se debe tener en cuenta:

- Compatibilidad del producto con altas temperaturas.
- Inhibición del efecto de arrastre producto de la velocidad de flujo.
- Mal control de la temperatura del producto final.
- Arrastres de partículas húmedas.

En resumen si el material resiste altas temperaturas se usará contraflujo, de no ser así la operación en paralelo es la más aceptable aunque se sacrifique un poco de la eficiencia térmica.

2.4.8.1.3 Secador rotatorio de malla

Consta principalmente de una coraza cilíndrica fija, dentro de ella gira una malla de forma tubular donde se encuentra el producto a secar. El aire caliente entra a un plenum para ser deflectado hacia la malla logrando así una mejor distribución de temperatura y mayor eficiencia de secado. Por lo general es más efectivo cuando la relación longitud sobre diámetro es pequeña.

Las paredes del plenum son hechas de planchas de acero recubiertas con aislamiento de lana de vidrio con excepción del piso que contiene ladrillos refractarios.

El avance del material dentro de la malla no lo ocasiona la velocidad del gas y dependerá más de la inclinación y de la configuración de las aletas, ver figura 2.10.

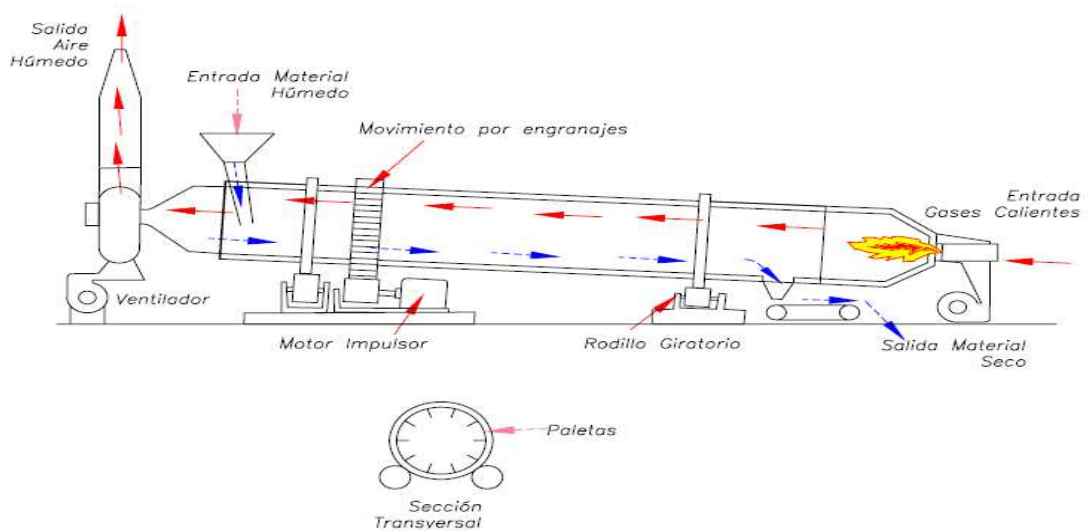


Figura 2.10 Esquema de un secador rotatorio.

A continuación se puede observar los parámetros de diseño de un secador rotatorio en la tabla 2.3.

Tabla 2.3 Parámetros de secadores rotatorios⁹

Parámetros típicos de secadores Rotatorios	
Diámetro del cilindro	0.3-5 m
Longitud del cilindro	5-90 m
Producto de RPM y diámetro	5-35 (rev/min) x m
Velocidad de los gases	1.5-3.5 m/s
Inclinación	1 en 40 o 1 en 20
Eficiencia	30 a 55% con vapor 45 a 85% con combustible

⁹ BuhlerAeroglide 2010

2.4.8.2 Velocidad del gas

La velocidad del gas afecta el comportamiento del secador de varias maneras, directa e indirectamente. La velocidad del gas tiene un efecto significativo sobre el coeficiente de transferencia de calor. También influye en el tiempo de residencia del producto y en el grado de arrastre del producto.

2.4.8.3 Efecto de la velocidad de rotación

El tiempo de residencia es inversamente proporcional a la de rotación. La velocidad rotacional del secador usualmente está entre 5 y 35 (RPM).

2.4.8.4 Efecto de la inclinación de la carcasa

Para una velocidad de rotación dada, la inclinación del secador se incrementa y el tiempo de residencia decrece. Para el rango de inclinaciones y velocidades de rotaciones comúnmente usadas ($\frac{1}{4}$ a $\frac{3}{4}$ (plg/ft) y 2 a 7 (RPM)) el tiempo de resistencia es inversamente proporcional a la inclinación.

2.5 Humedad

2.5.1 Humedad de la hoja

Humedad de las hojas se define como la humedad condensada en la superficie de las hojas y otras partes expuestas de las plantas.

Esta condición de humedad en las superficie de las plantas es un factor determinante en los procesos de desarrollo de algunos patógenos que atacan a las plantas, por lo que el poder determinar el tiempo y la cantidad de humedad condensada en la superficie de las plantas que permite el correlacionar esta humedad con el potencial de que se presente una enfermedad en el cultivo.

Las propiedades del aire que fluye en el secado de hojas son un factor fundamental en la determinación de la tasa de remoción de humedad. La capacidad del aire de remo-

ver la humedad depende principalmente de su temperatura, humedad inicial, a mayor temperatura y menor contenido humedad, mayor capacidad de remoción de humedad.

Las relaciones entre la temperatura, humedad y otras propiedades termodinámicas están representadas en las cartas psicométricas, como se muestra en el anexo 1.

2.5.2 Tipos de humedad

La humedad es la cantidad de vapor de agua presente en el aire. Se puede expresar de forma absoluta mediante la humedad absoluta, o de forma relativa mediante la humedad relativa o grado de humedad.

2.5.2.1 Humedad absoluta

La humedad absoluta es el contenido de humedad del aire (masa de agua por unidad de masa de aire), no es más que la densidad del vapor.

2.5.2.2 Humedad relativa

La humedad relativa es la humedad que contiene una masa de aire, en relación con la máxima humedad absoluta que podría admitir sin producirse condensación, conservando las mismas condiciones de temperatura y presión atmosférica, también se define como la relación entre la presión parcial del vapor de agua en la mezcla (P_v) y la presión de saturación del vapor de agua pura (P_d) a la misma temperatura; o como la relación entre la densidad real del vapor de agua en el aire (ρ_v) y la densidad del vapor en condiciones de saturación (ρ_d) a la misma temperatura. También se la conoce como la relación entre la cantidad de vapor de agua presente en un volumen determinado de aire y la mayor capacidad posible de agua que puede existir en ese volumen de aire igual temperatura, la humedad relativa del 80% quiere decir que de la totalidad de vapor de agua (el 100%) que podría contener el aire a esta temperatura, solo tiene el 80%¹⁰.

¹⁰“Alimentos y racionamiento: Forrajes conservados, henos”. Ed. Mundi-Prensa. Madrid.

$$HR = \left(\frac{P_v}{P_d} \right) \times 100$$

Ecuación 2.1

$$HR = \left(\frac{\rho_v}{\rho_d} \right) \times 100$$

Ecuación 2.2

Dónde:

HR =Humedad relativa, [%].

P_v =Presión parcial del vapor de agua, [Pa].

P_d =Presión de saturación del vapor de agua pura, [Pa].

ρ_v =Densidad del vapor de agua, [Kg/m³].

ρ_d =Densidad del vapor de agua en condiciones de saturación, [Kg/m³].

$$HR = \left(\frac{m_v}{m_d} \right) \times 100$$

Ecuación 2.3

Dónde:

m_v =Masa de vapor de agua, [kg].

m_d =Masa de vapor de agua para saturar el aire húmedo, [kg].

La humedad relativa del aire se relaciona con la temperatura. A mayor temperatura, aumenta la capacidad de absorción del aire. Un aire a mayor temperatura tiene mayor capacidad de contener agua y por lo tanto podrá absorber mayor cantidad de agua.

El higrómetro es el instrumento utilizado para medir la humedad relativa (HR), es decir, la cantidad de vapor de agua presente en el aire.

La unidad de medida de la humedad relativa se define como el porcentaje de la cantidad de vapor de agua presente en 1 (m³) de aire en una temperatura dada.

2.5.3 Variación de la humedad relativa

La humedad relativa se incrementa de las siguientes maneras:

- Aumentando la humedad absoluta, sin variar la temperatura.
- Aumentando la temperatura, sin variar la humedad absoluta.
- Reduciendo la temperatura, sin variar la humedad absoluta.
- Disminuyendo la humedad absoluta, sin variar la temperatura.

2.5.4 Relación entre la humedad relativa del aire y la relación de saturación

El porcentaje de saturación (o porcentaje de humedad), es un término que algunas veces se confunde con la humedad relativa. El porcentaje de saturación, es 100 veces la relación del peso de vapor de agua con el peso del vapor de agua necesario para saturar un kilogramo de aire seco a la temperatura del bulbo seco. Esto se puede expresar en una ecuación:

$$\vartheta = \frac{H}{H_d} \times 100$$

Ecuación 2.4

Dónde:

H = Humedad específica en el punto de rocío de la mezcla de aire seco y vapor de agua. [kg vapor de agua / kg aire seco].

H_d = Humedad específica en el punto de saturación, [kg vapor de agua / kg aire seco].

2.5.5 Humedad específica

La humedad específica, o también llamada contenido de humedad, es el peso de vapor de agua en gramos por kilogramo de aire seco¹¹.

La humedad específica, se refiere a la cantidad de humedad en peso, que se requiere para saturar un kilogramo de aire seco, a una temperatura de saturación (punto de rocío).

$$H = \frac{m_v}{m_a}$$

Ecuación 2.5

Dónde:

m_a =Masa de aire seco, [kg].

2.5.6 Contenido de humedad

El contenido de humedad es la cantidad de agua que la hoja contiene en un momento dado. Una forma de conocer el contenido de humedad es pesar la muestra cuando se acaba de extraer, y después de haberla secada.

¹¹Operaciones de Transferencia de Masa, Treybal Robert E., Ed. McGraw-Hill, 2ª edición, 1980.

$$H_o = \frac{100 \times (W_H - W_S)}{W_H}$$

Ecuación 2.8

Dónde:

H_o =Contenido de humedad,

W_H =Peso del contenido húmedo, [kg].

W_S =Peso del contenido seco, [kg].

Es importante entender el significado de las dos bases. La base mojada expresa la humedad en un material como un porcentaje del peso del sólido mojado, mientras que la base seca expresa la humedad en un material como un porcentaje del peso de material seco. Así pues, 50% de humedad en base mojada, significa 50 partes de peso de agua por 100 partes de peso de material mojado. Por el otro lado, un material que contiene 50% de humedad en base seca, contiene 50 partes de peso de agua por 100 partes de material seco.

2.5.7 Secado de sólidos

Cuando un sólido mojado es sometido a secado térmico dos procesos ocurren simultáneamente:

Transferencia de calor para aumentar la temperatura del sólido mojado y evaporar el contenido de humedad.

Transferencia de masa en forma de humedad interna hacia la superficie del sólido y su subsecuente evaporación.

La velocidad a la que se realiza el secado es consecuencia de la velocidad a la que estos dos procesos ocurren.

La transferencia de calor en la operación de secado ocurrirá a través del flujo de calor, como resultado de convección, conducción o radiación, y en ciertos casos como el resultado de la combinación de cualquiera de esos efectos.

La transferencia de masa en el secado de un sólido mojado dependerá de dos mecanismos; el movimiento interno de humedad en el sólido que es una función de la naturaleza física interna del sólido y de su contenido de humedad, y del movimiento de vapor de agua de la superficie del material como resultado de condiciones externas de temperatura, humedad de aire y fluido, área de exposición y presión flotante.

En una operación de secado, algunos de estos mecanismos pueden ser un factor limitante en la velocidad de secado. Con algunos materiales a cierta etapa de la operación de secado, la velocidad de movimiento de humedad en el sólido hacia la superficie puede ser un factor de control, mientras que en ciertas etapas del ciclo de secado, la velocidad de evaporación de la superficie puede ser el factor de control.

Para varios materiales con un contenido de humedad superior al 30% el líquido llena todas las micro capilaridades esto ocurre en la superficie del material en la forma de una delgada capa de agua. En este caso, el líquido evaporado penetra –por difusión molecular- a través de la capa límite de gas hacia la base del vapor de gas donde la difusión convectiva de humedad tiene lugar.

Si el contenido de humedad es más alto que el contenido de humedad higroscópica, el vapor de agua cerca de la superficie se satura, y así la temperatura de la superficie del material (para secado convectivo) es igual a la temperatura de bulbo húmedo.

La velocidad de secado es casi constante porque la intensidad de secado es igual a la intensidad de evaporación de la superficie libre hacia el líquido (región de control capa límite).

Cuando la capa de líquido es completamente evaporada, el proceso de evaporación empieza al final de las capilaridades. Luego, la intensidad de secado puede ser mayor que la de la capa de líquido. Si el contenido de humedad es menor que la humedad higroscópica, la velocidad de secado disminuye, principalmente debido a la retención de la superficie de evaporación (región de control de difusión interna). Debido a que el efecto de enfriamiento de evaporación cesa, la temperatura de la superficie del material gradualmente aumenta casi hasta la temperatura del agente de secado.

2.5.7.1 Temperatura del punto de rocío

Es la temperatura a la cual el aire se satura cuando se enfría. Si el aire se enfría a una temperatura menor que ésta, se produce la condensación.

2.5.7.2 Temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo

La temperatura de bulbo seco (T_{bs}), es la que se mide con un termómetro ordinario.

La temperatura de bulbo húmedo (T_{bh}) por el contrario, es la temperatura a la cual se produce la vaporización del vapor de agua en el aire, es la temperatura leída en un termómetro, cuyo bulbo está recubierto con un liencillo empapado en agua y que se revolea en el aire.

$$T_{bh} = T_{bs} - \left[\frac{(P_{sat} - P_v)}{66.66} \right]$$

Ecuación 2.9

Dónde:

T_{bh} =Temperatura de bulbo húmedo.

T_{bs} =Temperatura de bulbo seco.

P_{sat} =Presión de saturación del vapor de agua a la temperatura de bulbo húmedo.

P_v = Presión parcial del vapor de agua (a la temperatura de bulbo seco).

2.6 Análisis de las alternativas de combustible a utilizar

2.6.1 Quemadores a gas

Este tipo de quemadores, la llama es muy estable, pudiéndose regular la relación aire/gas en un margen de 3:1, manteniendo el máximo caudal de aire y pudiéndose alcanzar una variación de 10:1 en el caudal de gas, si se regula en la misma proporción al caudal de aire. Estos quemadores se pueden clasificar como de baja y alta presión.

2.6.1.1 Gas licuado de petróleo (GLP)

El gas licuado del petróleo (GLP) es la mezcla de gases condensables presentes en el gas natural o disuelto en el petróleo. Los componentes del GLP, aunque a temperatura y presión ambientales son gases, son fáciles de condensar, de ahí su nombre.

En la práctica, se puede decir que los GLP son una mezcla de propano y butano. Y como combustible es muy eficiente ya que es de fácil almacenamiento y más económico.

2.6.1.1.1 Composición Química

El propano y butano están presentes en el petróleo crudo y el gas natural, aunque una parte se obtiene durante el refinado de petróleo, sobre todo como subproducto de la destilación fraccionada catalítica.

- **Propano**

Es particularmente útil como un combustible portable porque su punto de ebullición es de -42 °C. Esto significa que a temperaturas muy bajas, se vaporizará tan pronto como sea liberado del contenedor presurizado. El resultado es un combustible de quemado limpio que no requiere mucho equipamiento para vaporizarlo y mezclarlo con el aire.

- **Butano**

Su punto de ebullición es aproximadamente de $-0.6\text{ }^{\circ}\text{C}$, lo cual significa que no se vaporizará en temperaturas muy frías. Esta es la razón de que el butano tenga usuarios más limitados y se mezcle con el propano en lugar de usarse por sí mismo.

2.6.1.1.2 Características y Usos

Es incoloro, no tiene color, no es tóxico, ni venenoso, es inodoro, no tiene olor, se le añade un odorante para percibir su presencia en el ambiente, al entrar en contacto con la piel en su fase líquida, produce quemaduras, cuya gravedad dependerá del tiempo de exposición y la superficie afectada. Para una mezcla 70% Propano y 30 % Butano un litro líquido produce 262 litros de vapor.

2.6.1.1.3 Quemadores de baja presión

La energía para el mezclado es suministrada por el aire que ingresa con 15 a 25 (mbar) para la combustión.

2.6.1.1.4 Quemadores de alta presión

La corriente de gas en este tipo de quemadores ingresa con una presión de hasta 1.5 (bar).

2.6.2 Quemadores de combustibles líquidos.

Cuando se secan materiales claros, es fundamental que la combustión sea completa y no presente trazas de hollín, de tal manera que no colorean el material. Por lo cual estos quemadores deben cumplir las siguientes tres condiciones:

La atomización del combustible debe ser muy buena, de manera que sea pequeño el residuo no volátil en las gotitas.

Es necesario obtener una llama turbulenta con un rápido mezclado para quemar todas las partículas secundarias de carbón que se forman en la llama por reacción térmica,

antes que éstas alcancen un gran tamaño. Para cumplir este requerimiento se debe disponer de tiro forzado.

Los gases de la llama no deben enfriarse por dilución hasta que no se haya completado la combustión.

2.6.2.1 Diesel

El combustible diesel es más pesado y aceitoso, se evapora mucho más lento que la gasolina, su punto de ebullición es más alto que el del agua, al combustible diesel lo llaman aceite diesel por lo aceitoso.

El combustible diesel se evapora más lento porque es más pesado. Contiene más átomos de carbón en cadenas más largas que la gasolina (la gasolina típica es C_9H_{20} mientras el diesel es típicamente $C_{14}H_{30}$). Toma menos tiempo refinar para crear el combustible diesel, ya que es generalmente más barato que la gasolina.

2.6.3 Combustibles sólidos

Comúnmente se utiliza combustibles sólidos en los secadores con fuego directo cuando no existe objeción a la contaminación del producto por las partículas de ceniza. Se utilizan alimentadores neumáticos para mantener una operación continua y un buen control de la temperatura. En los secadores de gran tamaño generalmente se utiliza carbón pulverizado. Al igual que los quemadores de petróleo debe usarse una cámara de combustión completa antes de reunir los gases calientes con el aire de dilución.

2.6.4 Biomasa

Para la mayoría de la población mundial, las formas más familiares de energía renovable son las que provienen del sol y del viento. Sin embargo existen otras fuentes de biomasa, como leña, carbón de leño, cascarilla de arroz, que proveen un alto porcentaje de la energía consumida en el mundo y tienen potencial para suplir mayores volúmenes.

El término biomasa se refiere a toda la materia orgánica que proviene de árboles, plantas y desechos de animales que pueden ser convertidos en energía; o las provenien-

tes de la agricultura (residuos de maíz, café, arroz, macadamia), del aserradero (podas, ramas, aserrín, cortezas) y de los residuos urbanos (aguas negras, basura orgánica y otros). Esta es la fuente de energía renovable más antigua conocida por el ser humano, pues ha sido usada desde que nuestros ancestros descubrieron el secreto del fuego.

El contenido calórico por unidad de masa es el parámetro que determina la energía disponible en la biomasa. Su poder calórico está relacionado directamente con su contenido de humedad.

Un elevado porcentaje de humedad reduce la eficiencia de la combustión debido a que una gran parte del calor liberado se usa para evaporar el agua y no se aprovecha en la reducción química del material.

2.6.4.1 Procesos de conversión

Antes de que la biomasa pueda ser usada para fines energéticos, tiene que ser convertida en una forma más conveniente para su transporte y utilización. A menudo, la biomasa es convertida en formas derivadas tales como carbón vegetal, briquetas, gas, etanol y electricidad.

Las tecnologías de conversión incluyen desde procesos simples y tradicionales, como la producción de carbón vegetal en hogueras bajo tierra; hasta procesos de alta eficiencia como la cogeneración, los procesos de conversión de biomasa más relevantes, los cuales se pueden clasificar en tres categorías:

- Procesos de combustión directa.
- Procesos termo-químicos.
- Procesos bio-químicos.

2.6.4.2 Procesos de combustión directa

Esta es la forma más antigua y más común, hasta hoy, para extraer la energía de la biomasa. Los sistemas de combustión directa son aplicados para generar calor, el cual puede ser utilizado directamente, como por ejemplo, para la cocción de alimentos o para

el secado de productos agrícolas. Además, éste se puede aprovechar en la producción de vapor para procesos industriales y electricidad. Las tecnologías de combustión directa van desde sistemas simples, como estufas, hornos y calderas, hasta otros más avanzados como combustión de lecho fluidizado.

Los procesos tradicionales de este tipo, generalmente, son muy ineficientes porque mucha de la energía liberada se desperdicia y pueden causar contaminación cuando no se realizan bajo condiciones controladas. Estos resultados se podrían disminuir considerablemente con prácticas mejoradas de operación y un diseño adecuado del equipo. Por ejemplo, secar la biomasa antes de utilizarla reduce la cantidad de energía perdida por la evaporación del agua y para procesos industriales, usar pequeños pedazos de leña y atender continuamente el fuego supliendo pequeñas cantidades resulta en una combustión más completa y, en consecuencia, en mayor eficiencia.

2.6.4.3 Densificación

Esta se refiere al proceso de compactar la biomasa en “briquetas”, para facilitar su utilización, almacenamiento y transporte. Las briquetas son para usos domésticos, comerciales e industriales. La materia prima puede ser aserrín, desechos agrícolas y partículas de carbón vegetal, el cual se compacta bajo presión alta.

2.6.4.4 Procesos termo-químicos

Estos procesos transforman la biomasa en un producto de más alto valor, con una densidad y un valor calorífico mayor, los cuales hacen más conveniente su utilización y transporte.

Cuando la biomasa es quemada bajo condiciones controladas, sin hacerlo completamente, su estructura se rompe en compuestos gaseosos, líquidos y sólidos que pueden ser usados como combustible para generar calor y electricidad.

2.6.4.5 Gasificación

Es un tipo de pirolisis en la que se utiliza una mayor proporción de oxígeno a mayores temperaturas, con el objetivo de optimizar la producción del llamado “gas pobre”, constituido por una mezcla de monóxido de carbono, hidrógeno y metano, con proporciones menores de dióxido de carbono y nitrógeno.

2.6.4.6 Procesos bio-químicos

Estos procesos utilizan las características bio-químicas de la biomasa y la acción metabólica de organismos microbiales para producir combustibles gaseosos y líquidos.

2.6.4.7 Digestión anaeróbica

La digestión de biomasa humedecida por bacterias en un ambiente sin oxígeno (anaeróbico) produce un gas combustible llamado biogás. En el proceso, se coloca la biomasa (generalmente desechos de animales) en un contenedor cerrado (el digestor) y allí se deja fermentar; después de unos días, dependiendo de la temperatura del ambiente, se habrá producido un gas, que es una mezcla de metano y dióxido de carbono. La materia remanente dentro del digestor es un buen fertilizante orgánico, ver tabla 2.4.

Tabla 2.4 Características de la biomasa

Tipo de biomasa	Características físicas	Procesos de conversión aplicables	Producto final	Usos
Materiales orgánicos de alto contenido de humedad.	Estiércoles. Residuos de alimentos. Efluentes industriales. Residuos urbanos.	Digestión anaeróbica y fermentación alcohólica,	Biogas. Metanol. Etanol. Bio diesel.	Motores de combustión. Turbinas de gas. Hornos y calderas. Estufas domésticas.
Materiales lignocelulósicos (cultivos energéticos, residuos forestales de cosechas y urbanos),	Polvo Astillas Pellets Briquetas Leños Carbón vegetal	Densificación Combustión directa Pirólisis Gasificación	Calor, Gas pobre Hidrógeno Biodiesel	Estufas domésticas Hornos y calderas Motores de combustión Turbinas de gas

2.6.4.8 Formas de energía

Aplicando los diferentes procesos de conversión, la biomasa se puede transformar en diferentes formas de energía.

2.6.4.8.1 Calor y vapor

Es posible generar calor y vapor mediante la combustión de biomasa o biogás. El calor puede ser el producto principal para aplicaciones en calefacción y cocción, o puede ser un subproducto de la generación de electricidad en ciclos combinados de electricidad y vapor.

2.6.4.8.2 Combustible gaseoso

El biogás producido en procesos de digestión anaeróbica o gasificación puede ser usado en motores de combustión interna para generación eléctrica, para calefacción y acondicionamiento en el sector doméstico, comercial e institucional y en vehículos modificados.

2.6.4.8.3 Biocombustibles

La producción de biocombustibles como el etanol y el biodiesel tiene el potencial para reemplazar cantidades significativas de combustibles fósiles en varias aplicaciones de transporte. El uso extensivo de etanol en Brasil ha demostrado, durante más de 20 años, que los biocombustibles son técnicamente factibles a gran escala.

2.6.4.8.4 Electricidad

La electricidad generada a partir de los recursos biomásicos puede ser comercializada como “energía verde”, pues no contribuye al efecto invernadero por estar libre de emisiones de dióxido de carbono (CO₂). Este tipo de energía puede ofrecer nuevas opciones al mercado, ya que su estructura de costos permitirá a los usuarios soportar mayores niveles de inversión en tecnologías eficientes, lo cual incrementará la industria bioenergética.

2.6.4.9 Combustión y emisiones

La biomasa consiste, principalmente, en carbono y oxígeno. También contiene hidrógeno, un poco de nitrógeno, azufre, ceniza y agua, dependiendo de la humedad relativa.

Cuando ésta se quema, se efectúa una reacción química que combina su carbono con oxígeno del ambiente, formándose dióxido de carbono (CO₂) y combinando el hidrógeno con oxígeno para formar vapor de agua¹². Cuando la combustión es completa, o sea la biomasa se quema totalmente, todo el carbón se transforma en CO₂. Sin embargo, los árboles y plantas que están creciendo capturan nuevamente el CO₂ de la atmósfera y, al usar la biomasa en forma sostenible, en términos netos, no se agrega CO₂ a la atmósfera.

No obstante, cuando la combustión no es completa, se forman monóxido de carbono (CO).

Hidrocarburos, N₂O y otros materiales. Estos sí pueden generar impactos serios en la salud de los usuarios. También son gases de efecto invernadero, por lo que se debería minimizar su formación.

¹²Energía de la biomasa de Javier Abrego

CAPÍTULO III

SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA PARA EL DISEÑO DEL SECADOR ROTATORIO

3.1 Introducción

En este capítulo se analiza las alternativas planteadas que pueda cumplir con las necesidades de la empresa. Posteriormente se da a conocer los sistemas y elementos del mismo.

3.2 Parámetros para la selección del secador

Para analizar la mejor alternativa se debe saber si el secador que se va a utilizar va a cubrir con la demanda requerida y cumplir con las expectativas deseadas:

3.2.1 Requerimientos técnicos

- Capacidad máxima de 500 (Kg/h).
- Secado Homogéneo.
- No altere las propiedades nutricionales del material a secar.
- No exista daño a la hoja secada.
- Operación semiautomática.
- Bajo costo de producción y mantenimiento.

3.3 Alternativas

Para seleccionar la alternativa y cumplir con los requisitos señalados, se analizarán dos alternativas, que cumplan las expectativas requeridas por el cliente.

- Secador de bandejas horizontales.
- Secador rotatorio.

3.3.1 Ventajas y desventajas de los secadores

3.3.1.1 Secador 1 “Secador de Bandejas”

Ventajas

- Fácil mantenimiento del equipo.
- Bajo costo de construcción.

Desventajas

- Dificultad al secar uniformemente las hojas.

3.3.1.2 Secador 2 “Secador Rotatorio”

Ventajas

- Mayor eficiencia térmica.
- Mejor distribución de calor, secado más parejo y homogéneo.
- Facilidad al cargar y descargar el producto.

Desventajas

- Mayor costo de fabricación.

Como se observa en la tabla 3.1 se aprecia el puntaje de alternativas

Tabla 3.1 Valoración de alternativas

Nº	CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	PORCENTAJE %
1	Secado homogéneo y parejo	25
2	Bajo consumo de energía	10
3	Distribución de la hoja dentro del secador	25
4	Bajo costo de construcción	10
5	Facilidad de mantenimiento	15
6	Vida útil	15
	TOTAL:	100

3.3.2 Selección de alternativas

Ya seleccionadas las alternativas, se procede a realizar una matriz para tomar la decisión adecuada, los parámetros seleccionados serán calificados en una escala de 0 a 10, mediante la cual se seleccionará la mejor opción, ver tabla 3.2.

Tabla 3.2 Selección de alternativas.

CRITERIOS DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	PORCENTAJE %	Secador 1		Secador 2	
		Calificación	Porcentaje	Calificación	Porcentaje
Secado homogéneo y parejo	25	4	10	9	22,5
Bajo consumo de energía	10	7	7	8	8
Distribución de la hoja dentro del secador	25	4	10	9	22,5
Bajo costo de construcción	10	9	9	6	6
Facilidad de mantenimiento	15	8	12	7	10,5
Vida útil	15	8	12	8	12
TOTAL:	100		60		81,5
Alternativa seleccionada					X

3.3.3 Conclusión

Gracias a la matriz de requerimientos, se selecciona el secador rotatorio directo en flujo paralelo puesto que a pesar de que su costo de fabricación sea un poco más elevado, será más eficiente y brinda mayores beneficios que el otro secador analizado.

3.3.4 Sistemas que conforman el secador rotatorio

La integración de los elementos que conforman el secador rotativo orientado a asegurar los aspectos básicos de funcionalidad y fiabilidad, que tienen por función preservar la integridad química de las hojas, está clasificada por los siguientes sistemas.

- Sistema de la cámara cilíndrica de secado.
- Sistema de transmisión para el movimiento de la cámara cilíndrica.
- Sistema de calentamiento de aire.

3.3.4.1 Sistema de la cámara cilíndrica de secado

La cámara de secado es un cilindro rotativo horizontal o ligeramente inclinado alrededor de (1° a 5°) hacia la salida del producto. Las hojas permanecen en constante movimiento por la combinación simétrica de los transportadores en el interior del cilindro, estos transportadores distribuyen homogéneamente las hojas a lo largo de la cámara cilíndrica para un mejor contacto entre las hojas y el aire caliente. El flujo de aire caliente entra por uno de los extremos del cilindro y sale cargado de humedad por el otro extremo, además la cámara cilíndrica está compuesta por los sistemas de carga y descarga del material, el material a utilizar para el diseño del cilindro rotativo será acero inoxidable.

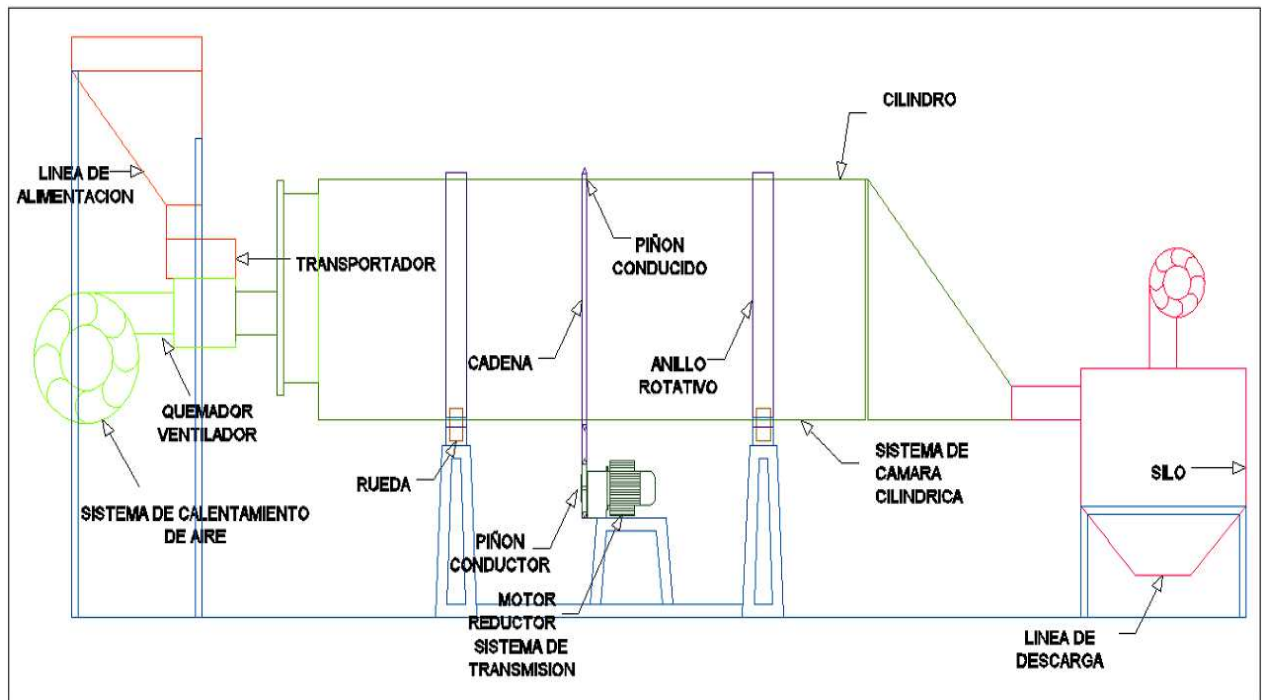


Figura 3.1 Sistemas que conforman el secador.

A continuación en la tabla 3.3 se muestra los elementos que conforman la cámara de secado, ver figura 3.1.

Tabla 3.3 Elementos de la cámara cilíndrica.

N°	Elementos a ser seleccionados
1	Cilindro secador: Cilindro capaz de soportar el peso de las hojas húmedas
2	Transportadores: Son los encargados de mover el material dentro del cilindro para un secado uniforme
3	Línea de alimentación y descarga del material: Es el lugar donde se carga el producto húmedo y se descarga el producto seco.

3.3.4.2 Sistema de transmisión para el movimiento de la cámara cilíndrica de secado

El sistema de transmisión permite que las hojas estén en constante movimiento para un mejor contacto con el aire caliente, permitiendo que exista un secado uniforme. El sistema que se va a desarrollar en el presente proyecto es transmisión por cadena y catarina ya que ofrecen las siguientes ventajas:

- En ambientes húmedos y calientes hacer un trabajo silencioso.
- En este sistema de transmisión no puede haber deslizamiento.
- Aconsejable cuando las distancias entre centros es pequeña.

A continuación en la tabla 3.4 se muestra los elementos que conforman el sistema de transmisión ver figura 3.1.

Tabla 3.4 Elementos del sistema de transmisión

N°	Elementos a ser seleccionados
1	Motor-reductor: Es el encargado de producir la fuerza por medio del piñón conductor a la cámara cilíndrica de secado por medio del piñón conducido
2	Piñón conductor y conducido: Son ruedas dentadas en las cuales calza la cadena para transmitir el movimiento, el piñón conductor genera la fuerza y por lo general es el más pequeño y el conducido recibe la fuerza y es el más grande
3	Cadena: Transmite la fuerza del piñón conductor al piñón conducido.
4	Anillos rotativos: Se acopla con la cámara cilíndrica de secado para que éste no se desgaste con el continuo movimiento durante el tiempo que dure el secado
5	Ruedas: Son los apoyos donde la cámara cilíndrica se asienta por medio de los anillos rotativos

3.3.4.3 Sistema de calentamiento de aire

Este sistema tiene como función elevar la temperatura ambiente hasta una temperatura dentro de la cámara, aproximadamente entre (70°C a 90 °C), este aire caliente es introducido por medio de un ventilador que emitirá la cantidad de aire seco que se necesita para evaporar el agua contenida en las hojas, hasta alcanzar una humedad del 8 %.

Para el calentamiento se utiliza GLP en forma directa ya que no produce efectos contaminantes a la hoja, o Diesel con un intercambiador de calor para que los gases de combustión no afecten a las hojas. El combustible a utilizar se analizará posteriormente por efecto de costos en el Capítulo VII.

A continuación en la tabla 3.5 se muestra los elementos que conforman el sistema de calentamiento de aire.

Tabla 3.5 Elementos del sistema de calentamiento de aire.

N°	Elementos a ser seleccionados
1	Ventilador: Es el encargado de impulsar el aire caliente a la cámara cilíndrica de secado
2	Quemador: Su función es elevar la temperatura del aire para el proceso de secado.
3	Cámara de combustión: Es el lugar donde se quema el combustible en contacto con cierta cantidad recomendada de aire en exceso para el secado de las hojas.
4	Intercambiador de calor: Si el sistema se lo realiza con Diesel como combustible, el intercambiador de calor cumple la función de que los gases de combustión no estén en contacto directo con las hojas,

CAPÍTULO IV

DISEÑO TÉRMICO DEL SECADOR ROTATORIO

4.1 Introducción

En este capítulo se analizará el calor necesario que ocupará el sistema, para su respectiva selección de quemador, además el flujo de aire necesario dentro del secador, para un secado óptimo, dimensiones del cilindro, análisis del consumo de combustible y el diseño del intercambiador de calor.

4.2 Consideraciones de diseño

El diseño agrupa las actividades que tiene por objeto la concepción de un producto adecuado a las especificaciones finales de la hoja y a todas las determinaciones que permitan su fabricación.

Los factores más importantes a tener en cuenta en el diseño de un secador rotatorio son:

- Contar con datos de plantas ya existentes o pruebas piloto.
- Capacidad para cumplir con las especificaciones del producto final.
- La seguridad de equipos y del personal.

Las propiedades a tomar en cuenta son:

- Propiedades del aire o gas en la entrada del secador.
- Propiedades del producto en la entrada y salida del secador.

Si no se dispone de suficiente información del producto, lo más recomendable es la implantación de una prueba piloto¹³.

¹³El Secado de sólidos en la Industria Química, Nonhebel G., Moss A.A.H., Ed Reverté S.A., 1ª edición, 1979.

Los datos a escala proporcionados por la prueba piloto proveen información aplicable para un secador de tamaño industrial, a pesar de ello se requiere de experiencia y buen juicio por parte del diseñador.

Para un mejor desempeño de la tasa de secado, es necesario indicar las consideraciones que se efectuarán para el diseño del secador rotatorio, sin que éstas afecten a las propiedades nutricionales del producto ni a los distintos materiales que conforman la estructura del secador.

La prueba piloto con la que se analiza el comportamiento de la hoja se realizó en una escala 1:8, en el cual se utilizó; un cilindro de acero, hoja de fréjol a una humedad del 80%, un ventilador de 400 CFM y flama de GLP como quemador, con esto se pudo observar el comportamiento de la hoja dentro de un secador a escala.

Las condiciones de funcionamiento permanecen constantes a lo largo del proceso de secado, manteniendo constante las temperaturas y flujos de aire caliente dentro del secador, las consideraciones se encuentran en la tabla 4.1 y tabla 4.2.

Tabla 4.1 Consideraciones del aire para la cámara de secado.

Aire	Consideraciones
1	Las condiciones climatológicas en la zona de estudio permanecerán constantes durante el proceso de secado
2	El calor entregado para el calentamiento de aire permanecerá constante durante todo el proceso de secado
3	La velocidad promedio del aire caliente dentro del cilindro de secado será aproximadamente entre (1.5 a 3) m/s

Tabla 4.2 Consideraciones del producto para la cámara de secado.

Producto	Consideraciones
1	La masa inicial de las hojas húmedas es de 500 Kg
2	El porcentaje de humedad inicial de la hoja es de 80%
3	El porcentaje de humedad final de la hoja es de 8%
4	El tiempo de secado aproximado para eliminar la humedad es de 1 hora por los 500 kg de hoja húmeda.
5	Densidad promedio de la hoja 200 Kg/m ³

4.2.1 Parámetros para el dimensionamiento del secador

Los parámetros se obtuvieron a partir de los resultados obtenidos en la prueba piloto, especificaciones, necesidades, que se realizaron para obtener el verdadero comportamiento de la hoja en el proceso de secado, ver figura 4.1 y tabla 4.3.

Tabla 4.3 Parámetros a utilizar.

Parámetro	Valor
Capacidad promedio	500 (Kg/h)
Velocidad del aire caliente	2.5 (m/s)
Densidad del aire	1 (Kg/m ³)
Temperatura del aire de entrada	120 (°C)
Temperatura bulbo húmedo del aire de entrada	41.45 (°C)
Temperatura final del aire	50 (°C)
Humedad inicial del producto (base húmeda H_{bh})	80%
Humedad final del producto (base seca H_{bs})	8%
Temperatura del producto inicial	28 (°C)
Temperatura del producto final	40 (°C)
Calor específico del aire	1 (KJ/Kg °C)
Calor latente de vaporización del agua	2257 (KJ/Kg)
Calor Específico del agua	4.179(KJ/Kg °C)
Calor Específico del vapor de agua	2.09 (KJ/Kg °C)

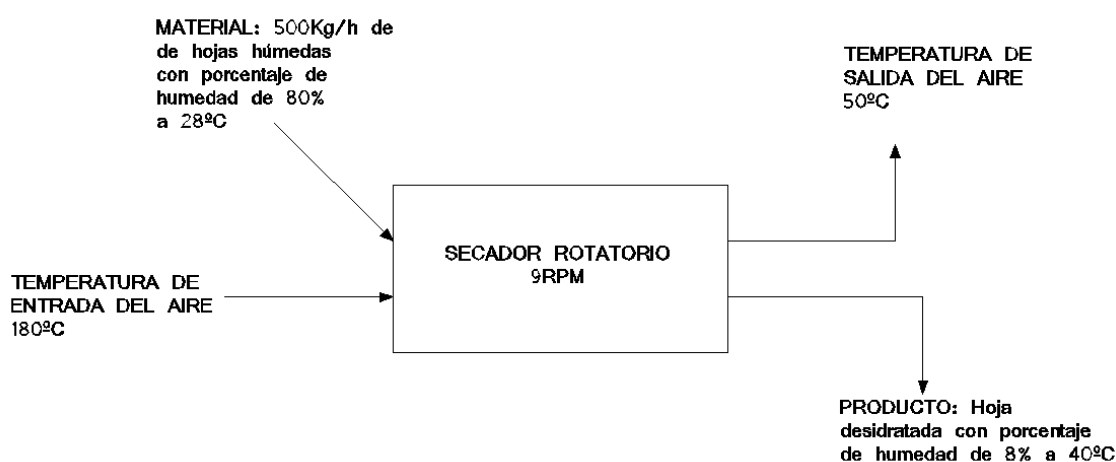


Figura 4.1 Parámetros a utilizar.

4.2.2 Determinación del porcentaje de humedad inicial de la hoja

Para determinar el nivel de humedad se han desarrollado varios métodos de medición con distintos niveles de error y con diferentes aplicaciones. Algunos de estos métodos obtienen el valor del contenido de humedad de manera absoluta y otros se basan en el uso de tablas o curvas de calibración generadas por comparaciones contra métodos primarios de laboratorio, se calcula mediante la ecuación:

$$H_o = \frac{100 \times (W_H - W_S)}{W_H}$$

Ecuación 4.1

Dónde:

W_S = Peso de la hoja seca, (Kg)

W_H = Peso de la hoja húmeda, (Kg)

Los datos experimentales tomados para analizar el porcentaje de humedad de la hoja se obtuvieron realizando pruebas en pequeña escala, de la siguiente manera: se tomó 5 Kg. de fréjol como materia húmeda, se los secó en el secador prototipo y se obtuvo 1 Kg. de materia seca, entonces aplicando la ecuación 4.1 se obtuvo el valor real de la humedad inicial de la hoja:

$$W_H = 5 \text{ (Kg)}$$

$$W_S = 1 \text{ (Kg)}$$

$$H_o = \frac{100 \times (5 - 1)}{5}$$

$$H_o = 80 \text{ (\%)}$$

Por otra parte, la reducción del porcentaje de agua que poseen las hojas es esencial para su almacenamiento seguro¹⁴. Al secar las hojas se disminuye la cantidad de humedad hasta niveles pre establecidos. La disminución requerida de humedad (ΔH) sirve de base para determinar la cantidad de agua que será evaporada.

$$\Delta H = \frac{H_o - H_f}{100 - H_f} \times 100$$

Ecuación 4.2

Dónde:

H_f = Humedad final de la hoja, (%)

$$H_o = 80 \text{ (\%)}$$

$$H_f = 8 \text{ (\%)}$$

$$\Delta H = \frac{H_o - H_f}{100 - H_f} \times 100$$

$$\Delta H = \frac{80 - 8}{100 - 8} \times 100$$

$$\Delta H = 78.26 \text{ (\%)}$$

Por lo tanto, la masa de agua que se evaporará es:

¹⁴ Procesamiento de Alimentos Carlos Eduardo Orrego Alzate

$$m_{H_2O} = m_h \times \left(\frac{\frac{H_o}{100} - \frac{H_f}{100}}{1 - \frac{H_f}{100}} \right)$$

Ecuación 4.3

Dónde:

m_{H_2O} = Masa de agua a evaporar, (Kg)

m_h = Masa materia húmeda a ingresar, (Kg)

$$m_{H_2O} = m_h \times \left(\frac{\frac{H_o}{100} - \frac{H_f}{100}}{1 - \frac{H_f}{100}} \right)$$

$$m_{H_2O} = 500 \times \left(\frac{\frac{80}{100} - \frac{8}{100}}{1 - \frac{8}{100}} \right)$$

$$m_{H_2O} = 391.30 \text{ (Kg)}$$

La masa de hoja seca que resulta se define como:

$$m_s = m_h - m_{H_2O}$$

Ecuación 4.4

$$m_s = m_h - M_{H_2O}$$

$$m_s = 500 - 391.30$$

$$m_s = 108.70 \text{ (Kg)}$$

El volumen de la masa de la hoja se calcula como:

$$V_h = \frac{m_h}{\rho_h}$$

Ecuación 4.5

Dónde:

$$V_h = \text{Volumen de la masa de la hoja,} \quad (\text{m}^3)$$

$$\rho_h = \text{Densidad promedio de la hoja,} \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)$$

$$m_h = 500 \text{ (Kg)}$$

$$\rho_h = 200 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)$$

$$V_h = \frac{m_h}{\rho_h}$$

$$V_h = \frac{500}{200}$$

$$V_h = 2.5 \text{ (m}^3\text{)}$$

4.2.3 Humedad en base seca y en base húmeda

Si se tiene 100 kg de hoja húmeda de fréjol a un porcentaje promedio de 80%, entonces tenemos:

80 Kg de agua y 20 Kg de hoja seca.

La humedad en base húmeda H_{bs} se obtiene de la ecuación:

$$H_{bs} = \frac{m_h}{m_s}$$

Ecuación 4.6

Similar análisis para la salida con una humedad en base húmeda del 8%, se tiene:

$$H_{bh} = \frac{m'_h}{m'_s}$$

Ecuación 4.7

$$m_h = 80 \text{ (Kg)}$$

$$m_s = 20 \text{ (Kg)}$$

$$m'_h = 8 \text{ (Kg)}$$

$$m'_s = 92 \text{ (Kg)}$$

$$H_{bs} = \frac{m_h}{m_s}$$

$$H_{bs} = \frac{80}{20}$$

$$\mathbf{H_{bs} = 4}$$

$$H_{bh} = \frac{m'_h}{m'_s}$$

$$H_{bh} = \frac{8}{92}$$

$$\mathbf{H_{bh} = 0.087}$$

4.2.4 Calor necesario para el proceso de secado

Se realiza un balance de energía cuyo volumen de control es la coraza cilíndrica fija del secador; figura 4.2 el calor que pierde el aire dentro del secador es usado para:

- Evaporizar el agua contenida en el producto.
- Calentar el vapor de agua.
- Elevar la temperatura del producto.
- Pérdidas por radiación y convección.

El balance de energía está definido por:

$$q_t = q_e + q_s + q_l + q_v + q_{hr} + q_p$$

Ecuación 4.8

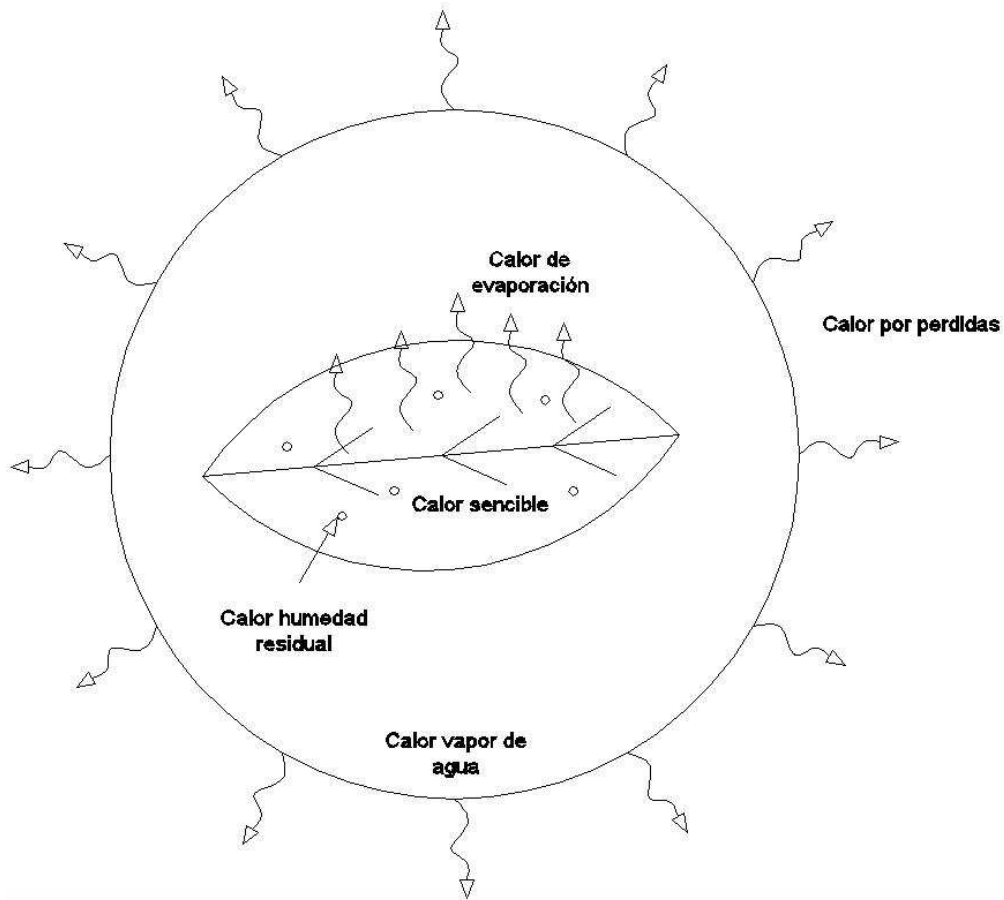


Figura 4.2 Calor en la hoja.

Dónde:

q_e = Calor de evaporación, (Kw)

q_l = Calor al líquido, (Kw)

q_s = Calor sensible a la hoja, (Kw)

q_v = Calor al vapor de agua, (Kw)

q_{hr} = Calor de la humedad residual, (Kw)

q_p = Pérdida de calor desde el secador hacia los alrededores, (Kw)

4.2.4.1 Calor de evaporación

Es el calor latente o el calor de cambio de estado, es la energía requerida por una sustancia para cambiar de fase, de sólido a líquido (calor de fusión) o de líquido a gaseoso (calor de vaporización)¹⁵.

El calor de evaporación se calcula:

$$q_e = E \times h_{fg}$$

Ecuación 4.9

Sabiendo la velocidad de evaporación para la secadora en base a los parámetros de humedad establecidos para la hoja, la ecuación es:

$$E = \frac{m_s(H_{bs} - H_{bh})}{t}$$

Ecuación 4.10

¹⁵ Robert E. Treybal, Mass Transfer Operations, Part two 7. Operaciones de Humidificación, 2ª. Edición, McGraw-Hill.

Dónde:

$$E = \text{Velocidad de evaporación,} \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right)$$

$$t = \text{Siendo el tiempo en el que se llevará a cabo el proceso de secado,} \quad (\text{s})$$

$$h_{fg} = \text{Calor latente de evaporización del agua,} \quad 2257 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right)$$

$$t = 3600 \text{ (s)}$$

$$h_{fg} = 2257 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right)$$

$$m_s = 108.7 \text{ (Kg)}$$

$$H_{bs} = 4$$

$$H_{bh} = 0.087$$

$$E = \frac{m_s(H_{bs} - H_{bh})}{t}$$

$$E = \frac{108.70(4 - 0.087)}{3600}$$

$$E = 0.118 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right)$$

$$q_e = E \times h_{fg}$$

$$q_e = 0.118 \times 2257$$

$$q_e = 266.66 \text{ (Kw)}$$

4.2.4.2 Calor sensible a la hoja

Es aquel que recibe un cuerpo y hace que aumente su temperatura sin afectar su estructura molecular y por lo tanto su estado. Se lo obtiene mediante la ecuación:

$$q_s = \frac{m_s C_p (T_{sh} - T_{eh})}{t}$$

Ecuación 4.11

Dónde:

T_{eh} = Temperatura de entrada de la hoja, (°C)

T_{sh} = Temperatura de salida de la hoja, (°C)

C_p = Calor específico de producto seco, $\left(\frac{KJ}{Kg^{\circ}C}\right)$

Para encontrar el C_p del producto a secar se utiliza la expresión en función de la humedad del producto.

$$C_p = 1.675 + (0.025 \times Ho)$$

Ecuación 4.12

$$T_{sh} = 40 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

$$T_{eh} = 28 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

$$C_p = 1.675 + (0.025 \times Ho)$$

$$C_p = 1.675 + (0.025 \times 80)$$

$$C_p = 3.675 \left(\frac{KJ}{Kg^{\circ}C}\right)$$

$$q_s = \frac{m_s \times C_p \times (T_{sh} - T_{eh})}{t}$$

$$q_s = \frac{108.70 \times 3.675 \times (40 - 28)}{3600}$$

$$q_s = 1.33 \text{ (Kw)}$$

4.2.4.3 Cálculo del calor al líquido

Es el calor que recibe el líquido para su precalentamiento. Se considera que el secado es a temperatura de bulbo húmedo del aire, esto quiere decir que el líquido alcanza esa temperatura antes de evaporarse.

$$q_l = \frac{m_s \times H_{bs} \times C_{pf}(T_{bhg} - T_{eh})}{t}$$

Ecuación 4.13

Dónde:

T_{bhg} = Temperatura de bulbo húmedo del gas de entrada, (°C)

C_{pf} = Calor específico del agua saturada en líquido a T_{bh} del aire, $4.179 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \right)$

Para obtener la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada se debe hacer uso de las tablas psicométricas, ver anexo 1.

Entonces se tiene:

Aire a temperatura ambiente 28 (°C) y 80 (%) de humedad relativa, que son las condiciones ambientales promedio de la ciudad de Guayaquil, esta relación se conserva hasta que el aire entra al secador, por lo que ahora a 120 (°C) que es la temperatura de entrada del gas, se tiene las siguientes propiedades, ver tabla 4.4.

Tabla 4.4 Datos obtenidos en la carta psicométrica.

	TEMPERATURA BULBO SECO, $T_{bs}, (^{\circ}C)$	TEMPERATURA BULBO HUMEDO, $T_{bh}, (^{\circ}C)$	HUMEDAD RELATIVA, $HR, (\%)$	CALOR DE VA- PORIZACIÓN, $w, \left(\frac{g_{H2O}}{Kg_{aireseco}}\right)$
PUNTO 1	28	25.20	80	19.25
PUNTO 2	120	41.45	1.5	19.25

$$C_{pf} = 4.179 \left(\frac{KJ}{Kg \text{ } ^{\circ}C} \right)$$

$$T_{bhg} = 41.45 \text{ } (^{\circ}C)$$

$$q_1 = \frac{m_s \times H_{bs} \times C_{pf}(T_{bhg} - T_{eh})}{t}$$

$$q_1 = \frac{108.70 \times 4 \times 4.180(41.45 - 28)}{3600}$$

$$q_1 = 6.79 \text{ (Kw)}$$

4.2.4.4 Calor al vapor de agua

Es el sobrecalentamiento, esta se produce en condiciones termodinámicas constantes, se calcula en base a la diferencia de la temperatura de secado y la temperatura del aire de salida.

$$q_v = E \times C_{pg} \times (T_{sg} - T_{bhg})$$

Ecuación 4.14

Dónde:

T_{sg} = Temperatura del gas de salida, $(^{\circ}C)$

C_{pg} = Calor específico del agua saturada en vapor, $\left(\frac{KJ}{Kg \text{ } ^{\circ}C}\right)$

$$Cp_g = 1.93 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

$$T_{sg} = 50 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$q_v = E \times Cp_g \times (T_{sg} - T_{bhg})$$

$$q_v = 0.118 \times 1.93 \times (50 - 41.45)$$

$$\mathbf{q_v = 1.95 \text{ (Kw)}}$$

4.2.4.5 Calor de la humedad residual

Es el calor que adquiere el agua dentro del producto pero que nunca se evapora y se la calcula como:

$$q_{hr} = \frac{m_s \times H_{bh} \times Cp_f \times (T_{sh} - T_{eh})}{t}$$

Ecuación 4.15

$$q_{hr} = \frac{m_s \times H_{bh} \times Cp_f \times (T_{sh} - T_{eh})}{t}$$

$$q_{hr} = \frac{108.70 \times 0.087 \times 4.179 \times (40 - 28)}{3600}$$

$$\mathbf{q_{hr} = 0.132 \text{ (Kw)}}$$

4.2.4.6 Pérdida de calor desde el secador a sus alrededores

Para el análisis del calor por pérdidas se asume un calor de 3 (Kw), el cual se calcula más adelante en el capítulo 4.2.6, tomando en consideración que el calor calculado no sea mayor al asumido.

Por lo tanto el calor necesario para el proceso de secado se calcula mediante la ecuación 4.8 de la siguiente manera:

$$q_p = 3 \text{ (Kw)}$$

$$q_t = q_e + q_s + q_l + q_v + q_{hr} + q_p$$

$$q_t = 266.66 + 1.33 + 6.79 + 1.95 + 0.132 + 3$$

$$q_t = 279.73 \text{ (Kw)}$$

4.2.5 Dimensionamiento del secador

4.2.5.1 Flujo másico requerido de aire

Teniendo el calor total que pierde el aire, el flujo másico se halla por el diferencial de temperaturas de entrada y salida. Se utiliza un calor específico promedio de 1 para este rango de temperatura.

La velocidad másica de gas está dada por la ecuación:

$$G = \frac{q_t}{C_{pa}(T_{eg} - T_{sg})}$$

Ecuación 4.16

Dónde:

G = Velocidad másica de aire, $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right)$

C_{pa} = Calor específico del gas promedio, $\left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}\right)$

$$Cp_a = 1 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}} \right)$$

$$G = \frac{q_t}{Cp_a(T_{eg} - T_{sg})}$$

$$G = \frac{279.73}{1(120 - 50)}$$

$$G = 3.99 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right)$$

4.2.5.2 Cálculo de la humedad del gas de salida

La humedad de salida es:

$$X_S = X_E + \frac{E}{G}$$

Ecuación 4.17

Dónde:

$$\frac{E}{G} = \text{Humedad recogida por el gas,} \quad \left(\frac{\text{Kg}_{\text{agua}}}{\text{Kg}_{\text{aireseco}}} \right)$$

Obteniendo la humedad y la temperatura del gas de salida, se determina completamente el estado termodinámico, de todo el sistema de secado.

$$X_E = 0.01925$$

$$X_S = X_E + \frac{E}{G}$$

$$X_S = 0.01925 + \frac{0.118}{3.99}$$

$$X_s = 0.049$$

4.2.5.3 Cálculo del diámetro del secador

En base a las temperaturas del gas de entrada y salida, el flujo volumétrico de gas puede ser obtenido a través de los balances de masa y de calor, entonces, si se asume que el área transversal de flujo disponible para el gas es 95% del área total¹⁶, el diámetro del secador puede ser calculado por la ecuación.

$$D = \sqrt{\frac{4 \times G}{0.95 \times \pi \times F}}$$

Ecuación 4.18

Dónde:

D = Diámetro del secador, (m)

F = Flujo másico por unidad superficial, $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{s m}^2}\right)$

Esta ecuación es aplicable a un secador rotatorio de flujo paralelo en el cual el arrastre del material lo ocasiona el propio aire de secado.

Para el análisis del flujo másico por unidad superficial para el arrastre de las hojas, se analiza para velocidades de aire que oscilan entre 0.25 a 3(m/s), que es lo usual para secadores rotatorios, se aplica la siguiente ecuación para una velocidad promedio de 2.5(m/s)

¹⁶El Secado de sólidos en la Industria Química, Nonhebel G., Moss A.A.H., Ed Reverté S.A., 1ª edición, 1979.

$$F = v \times \rho_{\text{aire}}$$

Ecuación 4.19

Dónde:

$$v = \text{Velocidad del aire,} \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

$$\rho_{\text{aire}} = 1 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)$$

$$F = v \times \rho_{\text{aire}}$$

$$F = 2.5 \times 1$$

$$F = 2.5 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}\right)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times G}{0.95 \times \pi \times F}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 3.99}{0.95 \times \pi \times 2.5}}$$

$$D = 1.46 \text{ (m)}$$

$$D = 1.40 \text{ (m)}$$

4.2.5.4 Cálculo de la longitud del secador

La razón entre la longitud y el diámetro de un secador rotatorio directo común puede ser calculada por la ecuación.

$$\frac{L}{D} = R$$

Ecuación 4.20

Dónde:

L = Longitud del secador, (m)

R = Razón del diámetro y longitud.

Para un secador rotatorio directo común, la razón $\frac{L}{D}$ será de 4 a 8¹⁷.

$$L = 4D$$

$$L = 4 \times 1.40$$

$$L = 5.6 \text{ (m)}$$

$$\mathbf{L = 6 \text{ (m)}}$$

4.2.5.5 Tiempo de retención

El tiempo de retención debe ser igual al tiempo requerido de secado si el sólido va a salir al contenido deseado de humedad, en la realidad este tiempo puede diferir apreciablemente del tiempo de retención calculado, esto puede hacer que la cantidad de producto no sea uniforme.

¹⁷El Secado de sólidos en la Industria Química, Nonhebel G., Moss A.A.H., Ed Reverté S.A., 1ª edición, 1979.

$$t_{\theta} = \frac{60 \times \pi \times D^2 \times L \times f \times \rho h}{4 \times \dot{m}_h}$$

Ecuación 4.21

Dónde:

f = Porcentaje de llenado del material que se utiliza para secadores, 25%

f = 0.25 (%)

$$t_{\theta} = \frac{60 \times \pi \times D^2 \times L \times f \times \rho h}{4 \times \dot{m}_h}$$

$$t_{\theta} = \frac{60 \times \pi \times 1.4^2 \times 6 \times 0.25 \times 200}{4 \times 500}$$

$$t_{\theta} = 55 \text{ (min)}$$

$$t_{\theta} = 3325 \text{ (s)}$$

4.2.5.6 Cálculo de las revoluciones por minuto del cilindro

Se elige una velocidad razonable que tiene por lo común una velocidad periférica de la carcasa que es de 10 a 15 (m/min). Escogiendo una velocidad mínima se tiene que las rpm del cilindro se calculan como:

$$w = \frac{10}{D}$$

Ecuación 4.22

4.2.5.7 Cálculo del volumen del secador

Para un buen diseño eficiente, la cantidad de hoja debe ser alrededor del 25% del volumen del secador. Para el diseño del secador rotatorio el volumen que se hace referencia es:

$$V_s = \frac{t_\theta \times m_h}{t \times 0.25 \times \rho_h}$$

Ecuación 4.23

Dónde:

V_s = Volumen del secador total, (m³)

$$V_s = \frac{t_\theta \times m_h}{t \times 0.15 \times \rho_h}$$

$$V_s = \frac{3325 \times 500}{3600 \times 0.25 \times 200}$$

$$V_s = 9.24 \text{ (m}^3\text{)}$$

$$w = \frac{10}{D}$$

$$w = \frac{10}{1.4}$$

$$w = 7.14$$

$$w = 9 \text{ (RMP)}$$

4.2.6 Pérdida de calor desde el secador a los alrededores

Para calcular el flujo de calor perdido para los espesores que conforman el cilindro de secado, se utiliza el método de las resistencias eléctricas tanto de convección como de conducción.

$$q_p = \frac{(T_{prom} - T_{eh})}{R_E}$$

Ecuación 4.24

La ecuación que rige la resistencia térmica por convección es:

$$R_{CONV} = \frac{1}{h \times A}$$

Ecuación 4.25

Dónde:

R_{CONV} = Resistencia térmica por convección, $\left(\frac{^{\circ}C}{W}\right)$

h = Coeficiente de convección, $\left(\frac{W}{m^2^{\circ}C}\right)$

A = Área transversal del flujo de calor, (m^2)

La ecuación que rige la resistencia térmica por conducción es:

$$R_{\text{COND}} = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2 \times \pi \times k \times L}$$

Ecuación 4.26

Dónde:

r_e = Radio externo del cilindro, (m)

r_i = Radio interno del cilindro, (m)

k = Conductividad térmica del material, $\left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}\right)$

Hipótesis

- La transferencia de calor es unidireccional, ya que es una figura simétrica.
- Las conductividades térmicas son constantes.
- La radiación es pequeña, puesto que se tiene un ambiente muy húmedo¹⁸.

Se presenta una figura donde se muestra las partes del cilindro de secado para realizar el estudio de la pérdida de calor, ver figura 4.3.

¹⁸Fundamentos de Transferencia de Calor IncroperaDeWitt Cuarta Edición pg. 78

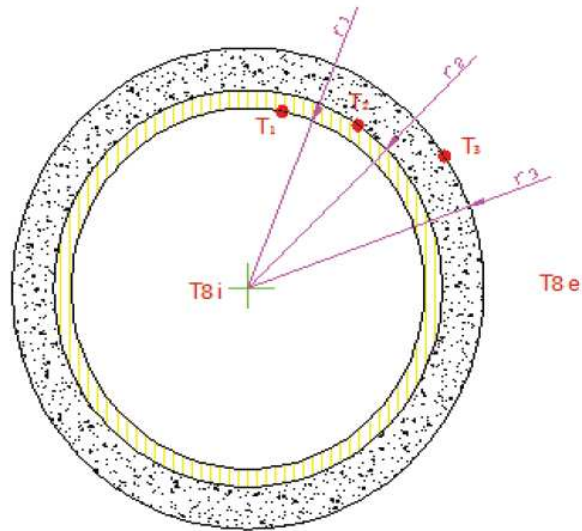


Figura 4.3 Espesores del cilindro con sus diferentes materiales.

Ahora se establece un circuito térmico equivalente mediante resistencias eléctricas para determinar el flujo de calor que se pierde por las paredes del cilindro de secado, ver figura 4.4.

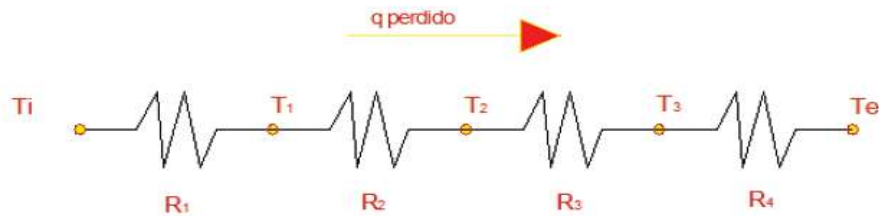


Figura 4.4 Análisis del cilindro por resistencias eléctricas.

Como es un circuito en serie se suma las resistencias para conocer la resistencia térmica equivalente.

$$R_E = R_1 + R_2 + R_3 + R_4$$

Ecuación 4.27

Reemplazando las ecuaciones se obtiene:

$$R_E = \frac{1}{h_i \times A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \times \pi \times k_{AI} \times L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 \times \pi \times k_{LV} \times L} + \frac{1}{h_e \times A_e}$$

Ecuación 4.28

Dónde:

h_i = Coeficiente de convección interno, $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

h_e = Coeficiente de convección externo, $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

A_i = Área transversal al flujo de calor a la entrada del cilindro de secado, (m^2)

A_e = Área transversal al flujo de calor del exterior del cilindro de secado, (m^2)

k_{AI} = Conductividad térmica para el acero inoxidable, $\left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)$

k_{LV} = Conductividad térmica de la lana de vidrio, $\left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)$

r_1 = Radio interior de la lámina de acero inoxidable, (m)

r_2 = Radio exterior de la lámina de acero inoxidable, (m)

r_3 = Radio exterior de la lana de vidrio, (m)

4.2.6.1 Espesor de aislamiento

Se calcula el espesor del aislamiento necesario para el secador, teniendo en cuenta a las pérdidas por conducción y convección estimadas en el balance de energía.

$$Q_{\text{COND}} = Q_{\text{CONV}} + Q_{\text{RAD}}$$

Ecuación 4.29

Reemplazando las ecuaciones se obtiene:

$$\frac{2 \times \pi \times K_{LV} \times L \times (T_{\text{prom}} - T_e)}{\ln\left(\frac{r_2 + e}{r_2}\right)} = h_e \times (T_e - T_{\text{eh}}) \times A_e + \sigma \times \varepsilon \times (T_e^4 - T_{\text{eh}}^4) \times A_e$$

Ecuación 4.30

Dónde:

e = Espesor mínimo de la lana de vidrio, (m)

T_e = Temperatura exterior del cilindro, (°C)

T_{prom} = Temperatura promedio entre los gases de entrada y salida, (°C)

σ_b = Constante de Boltzman, $5.67 \times 10^{-8} \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}\right)$

ε = Emisividad

Consideraciones:

- El cálculo se basa en el espesor mínimo óptimo de lana de vidrio, asumiendo una temperatura de la superficie interior uniforme de 85(°C), que es el promedio de la temperatura de los gases de entrada y salida, se considera también una temperatura de la superficie exterior de 42 (°C), esto por seguridad del personal de trabajo. La temperatura ambiente para los cálculos es de 28 (°C).
- Comprobar que el flujo de calor total sea menor al estimado en el balance de energía analizado anteriormente.

4.2.6.1.1 Coeficiente de convección externa

El coeficiente de convección externa se calcula:

$$h_e = Nu \times \frac{k}{D_e}$$

Ecuación 4.31

Dónde:

Nu = Número de Nusselt

D_e = Diámetro externo del cilindro, (m)

k = Conductividad térmica del aire a T_m , $\left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)$

Haciendo el uso de la correlación de Churchill y Chu es de la forma:

$$Ra_D = \frac{g \times \beta \times (T_e - T_{eh}) \times D_e^3}{\nu \times \alpha}$$

Ecuación 4.32

Dónde:

Ra_D = Número de Rayleigh.

ν = Viscosidad cinemática del aire, $\left(\frac{m^2}{s}\right)$

g = Gravedad, $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

β = Coeficiente de expansión térmica volumétrica, (K^{-1})

α = Difusividad térmica, $\left(\frac{m^2}{s}\right)$

$$D_e = 1.404 \text{ (m)}$$

$T_e = 42 \text{ (}^\circ\text{C)}$ Temperatura exterior de la cámara cilíndrica

$$T_m = \frac{T_e + T_{eh}}{2}$$

$$T_m = \frac{42 + 28}{2}$$

$$T_m = 35 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_m = 308 \text{ (}^\circ\text{K)}$$

Propiedades a temperatura T_m

$$\nu = 1.589 \times 10^{-5} \left(\frac{m^2}{s}\right)$$

$$\beta = 3.247 \times 10^{-3} \text{ (}^\circ\text{K}^{-1}\text{)}$$

$$\alpha = 2.25 \times 10^{-5} \left(\frac{m^2}{s}\right)$$

$$g = 9.8 \left(\frac{m}{s^2}\right)$$

$$Ra_D = \frac{g \times \beta \times (T_e - T_{eh}) \times D_e^3}{\nu \times \alpha}$$

$$Ra_D = \frac{9.8 \times 3.247 \times 10^{-3} \times (42 - 28) \times 1.4^3}{1.589 \times 10^{-5} \times 2.25 \times 10^{-5}}$$

$$Ra_D = 3.448 \times 10^9$$

El número de Nusselt se calcula de la siguiente manera:

$$Nu = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 \times Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

Ecuación 4.33

Dónde:

Pr = Número de Prandtl

$$Pr = 0.707$$

$$k = 0.0263 \left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right)$$

$$Nu = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 \times Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

$$Nu = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 \times 3.448 \times 10^{9\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{0.707} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

$$Nu = 171.178$$

$$h_e = Nu \times \frac{k}{D_e}$$

$$h_e = 171.178 \times \frac{0.0263}{1.404}$$

$$h_e = 3.207 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$$

4.2.6.1.2 Coeficiente de convección interna

Se puede obtener a partir de la ecuación.

$$h_i = Nui \times \frac{k_i}{D}$$

Ecuación 4.34

Se puede obtener a partir del conocimiento del número de Reynolds.

$$R_{eD} = \frac{4 \times G}{\pi \times D \times \mu}$$

Ecuación 4.35

Dónde:

R_{eD} = Número de Reynolds

μ = Viscosidad dinámica del aire, $\left(\frac{N \cdot s}{m^2}\right)$

$$\mu = 2.301 \times 10^{-5} \left(\frac{N \cdot s}{m^2}\right)$$

$$R_{eD} = \frac{4 \times G}{\pi \times D \times \mu}$$

$$R_{eD} = \frac{4 \times 3.99}{\pi \times 1.4 \times 2.301 \times 10^{-5}}$$

$$R_{eD} = 157702$$

En consecuencia el flujo es turbulento y se aplica la siguiente ecuación.

$$Nui = 0.023 \times Re_D^{4/5} \times Pr^n$$

Ecuación 4.36

Dónde:

$$n = 0.3, T_{eg} > T_{prom}$$

$$k_i = 0.0338 \left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right)$$

$$Pr_i = 0.707$$

$$Nui = 0.023 \times Re_D^{4/5} \times Pr^n$$

$$Nui = 0.023 \times 157702^{4/5} \times 0.707^{0.3}$$

$$\mathbf{Nui = 298.42}$$

$$h_i = Nui \times \frac{k_i}{D}$$

$$h_i = 298.42 \times \frac{0.0338}{1.4}$$

$$\mathbf{h_i = 7.20 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)}$$

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$$

$$\varepsilon = 0.35$$

$$k_{LV} = 0.045 \left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right)$$

$$k_{AI} = 14.2 \left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right)$$

$$r_1 = \frac{D}{2}$$

$$r_1 = \frac{1.4}{2}$$

$$r_1 = 0.7 \text{ (m)}$$

$$r_2 = \frac{D_e}{2}$$

$$r_2 = \frac{1.404}{2}$$

$$r_2 = 0.702 \text{ (m)}$$

$$A_e = \pi \times D_e \times L$$

$$A_e = \pi \times 1.404 \times 6$$

$$A_e = 26.47 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$Q_{\text{COND}} = \frac{2 \times \pi \times K_{\text{LV}} \times L \times (T_{\text{prom}} - T_e)}{\ln\left(\frac{r_2 + e}{r_2}\right)}$$

$$Q_{\text{COND}} = \frac{2 \times \pi \times 0.045 \times 6 \times (130 - 42)}{\ln\left(\frac{0.702 + e}{0.702}\right)}$$

$$Q_{\text{CONV}} = h_e \times (T_e - T_{\text{eh}}) \times A_e$$

$$Q_{\text{CONV}} = 3.202 \times (42 - 28) \times 26.47$$

$$Q_{\text{CONV}} = 1188 \text{ (w)}$$

$$Q_{\text{RAD}} = \sigma \times \varepsilon \times (T_e^4 - T_{\text{eh}}^4) \times A_e$$

$$Q_{\text{RAD}} = 5.67 \times 10^{-8} \times 0.35 \times (315^4 - 301^4) \times 26.47$$

$$Q_{\text{RAD}} = 859.95 \text{ (w)}$$

$$Q_{\text{COND}} = Q_{\text{CONV}} + Q_{\text{RAD}}$$

$$\frac{2 \times \pi \times 0.045 \times 6 \times (130 - 42)}{\ln\left(\frac{0.702+e}{0.702}\right)} = 1188 + 859.95$$

$$\mathbf{e = 0.028 \text{ (m)}}$$

Propiedades a temperatura T_{prom}:

$$T_{\text{prom}} = \frac{T_{\text{eg}} + T_{\text{sg}}}{2}$$

$$T_{\text{prom}} = \frac{120 + 50}{2}$$

$$T_{\text{prom}} = 85 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$A_i = \pi \times D \times L$$

$$A_i = \pi \times 1.4 \times 6$$

$$A_i = 26.39 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$r_3 = r_2 + e$$

$$r_3 = 0.702 + 0.028$$

$$r_3 = 0.730 \text{ (m)}$$

$$R_1 = \frac{1}{h_i \times A_i}$$

$$R_1 = \frac{1}{7.20 \times 26.39}$$

$$R_1 = 0.005263 \left(\frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}\right)$$

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \times \pi \times K_{\text{AI}} \times L}$$

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{0.702}{0.7}\right)}{2 \times \pi \times 14.2 \times 6}$$

$$R_2 = 5.33 \times 10^{-6} \left(\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right)$$

$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 \times \pi \times K_{LV} \times L}$$

$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{0.730}{0.702}\right)}{2 \times \pi \times 0.045 \times 6}$$

$$R_3 = 0.023 \left(\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right)$$

$$R_4 = \frac{1}{h_e \times A_e}$$

$$R_4 = \frac{1}{3.207 \times 26.47}$$

$$R_4 = 0.012 \left(\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right)$$

$$R_E = R_1 + R_2 + R_3 + R_4$$

$$R_E = 0.006868 + 5.33 \times 10^{-6} + 0.027 + 0.012$$

$$R_E = 0.005263 + 5.33 \times 10^{-6} + 0.023 + 0.012$$

$$R_E = 0.046 \left(\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right)$$

$$q_p = \frac{(T_{\text{prom}} - T_{\text{eh}})}{R_E}$$

$$q_p = \frac{(130 - 28)}{0.046}$$

$$\mathbf{q_p = 1.550 (Kw)}$$

4.2.7 Determinación de la masa de combustible para el calentamiento de aire

Después de obtener el calor necesario para calentar la masa de aire que se necesita para evaporar la masa de agua contenida en las hojas, se procede a obtener la cantidad de combustible necesario para el secado.

En este caso se analizará 2 combustibles que se podrá utilizar, para luego realizar el análisis económico y obtener la opción más apropiada.

El GLP es más fácil de quemar y manipular y permite controlar una combustión limpia en la industria alimenticia, y su distribución se lo realiza de manera directa a los consumidores de forma embotellada, es una mezcla de hidrocarburos propano, butano, isobutano y en menor grado propileno.

El Diesel se produce a partir de una selección de corrientes de refinería que finalmente se mezclan para obtener un combustible que permite el encendido del motor de manera rápida y fácil. Posee un elevado poder calorífico y excelentes propiedades de combustión lo que permite obtener una buena economía de combustible. Además, el Diesel Mediano presenta un bajo contenido de cenizas.

Puede ser utilizado en todos los motores de combustión interna de encendido por compresión que operen a alta velocidad, como los encontrados en camiones, tractores y equipos de construcción en general. También se usa como combustible de turbinas a gas, en quemadores industriales y calderas.

Para el análisis de consumo de combustible en el secador se tiene:

$$CC_{GLP} = \frac{q_t}{PC_{GLP} \times \eta}$$

Ecuación 4.37

Dónde:

CC_{DI} = Consumo de combustible de diesel, (gal)

CC_{GLP} = Consumo de combustible de GLP, (Kg)

PC_{GLP} = Poder calórico del Gas Licuado de Petróleo, $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

PC_{DI} = Poder calórico del diesel, $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

n = Eficiencia

Para el consumo mensual de Kg de GLP se hace el siguiente análisis suponiendo 8 horas de trabajo diario, y 20 días laborables al mes.

$$CC_{GLPD} = 8 \times C_{GLP}$$

Ecuación 4.38

$$CC_{GLPM} = 20 \times C_{GLPD}$$

Ecuación 4.39

Equivalencia para el consumo de diesel¹⁹

$$CC_{DIM} = C_{GLPM} \times 0.35$$

Ecuación 4.40

$$PC_{GLP} = 52236 \left(\frac{KJ}{Kg}\right)$$

$$\eta = 1$$

¹⁹<http://www.agip.com.ec/queglp.htm>

$$CC_{GLP} = \frac{qt}{PC_{GLP} \times \eta}$$

$$CC_{GLP} = \frac{279.73}{52236 \times 1}$$

$$CC_{GLP} = 19 \text{ (Kg)}$$

$$CC_{GLPD} = 8 \times C_{GLP}$$

$$CC_{GLPD} = 8 \times 19$$

$$CC_{GLPD} = 152 \text{ (Kg)}$$

$$CC_{GLPM} = 20 \times C_{GLPDIA}$$

$$CC_{GLPM} = 20 \times 152$$

$$CC_{GLPM} = \mathbf{3040 \text{ (Kg)}}$$

$$CC_{DIM} = C_{GLPM} \times 0.35$$

$$CC_{DIM} = 3040 \times 0.35$$

$$CC_{DIM} = \mathbf{1064 \text{ (gal)}}$$

4.2.8 Diseño del intercambiador de calor

Si el sistema requiere un quemador a Diesel como combustible, el calentamiento del aire se va a realizar por medio de un intercambiador de calor, donde el aire circula por dentro de los tubos del intercambiador y los gases de combustión por fuera.

La temperatura inicial y final del aire dentro de los tubos, es decir, a la entrada (T_{et}) y salida (T_{st}) son respectivamente las siguientes.

$$T_{et} = 28 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_{st} = 85 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Longitud de tubo

$$L_t = 8 \text{ (m)}$$

Espesor del tubo

$$e_t = 0.0015 \text{ (m)}$$

Diámetro nominal del tubo

$$D_{et} = 0.0254 \text{ (m)}$$

Diámetro interior del tubo

$$D_{it} = D_{et} - 2e_t$$

$$D_{it} = 0.0254 - 2(0.0015)$$

$$D_{it} = 0.022 \text{ (m)}$$

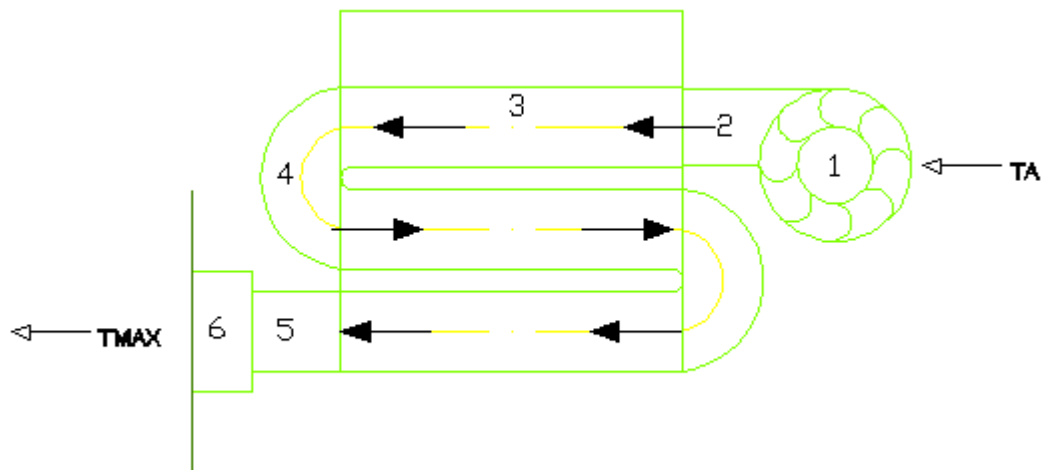


Figura 4.5 Disposición de los tubos para el calentamiento del aire.

4.2.8.1 Coeficiente de convección interna del tubo

Se puede obtener a partir de la ecuación.

$$h_i = Nu \times \frac{k}{D_{it}}$$

Ecuación 4.41

Se calcula el número de Reynolds que presenta el aire en el sitio.

La velocidad promedio del aire recomendado en el interior del tubo es

$$v_{it} = 10 \left(\frac{m}{s} \right)$$

Para tubos el número de Reynolds es igual a:

$$Re_D = \frac{\rho_{aire} \times v_{it} \times D_{it}}{\mu_{it}}$$

Ecuación 4.42

Dónde:

v_{it} = Velocidad promedio de los gases en el interior de los tubos, $\left(\frac{m}{s} \right)$

μ_{it} = Viscosidad dinámica del aire, $\left(\frac{N \cdot s}{m^2} \right)$

En consecuencia el flujo es turbulento y se aplica la siguiente ecuación.

$$Nu = 0.023 \times Re_D^{4/5} \times Pr^n$$

Ecuación 4.43

Dónde:

Nu = Número de Nusselt

Re_D = Número de Reynolds

Pr = Número de Prandtl

$n = 0.4, T_{et} < T_{pic}$

4.2.8.2 Coeficiente de convección externo al tubo

Para determinar el coeficiente de convección externo al tubo, se calcula la velocidad de los gases que son los que van a circular por fuera de los tubos del intercambiador de calor.

Para determinar esta velocidad es preciso primero calcular el tiro de la chimenea.

El tiro de la chimenea se calcula de la siguiente manera.

$$\text{Tiro} = 4.63 \times P_{\text{atm}} \times \left(\frac{1}{T_a} - \frac{\omega}{T_{pg}} \right) \times x$$

Ecuación 4.44

Dónde:

Tiro = tiro de la chimenea, (mm H₂O)

P_{atm} = Presión atmosférica, (mm Hg)

ω = Densidad específica de los gases de combustión con relación al aire.

x = Altura de la chimenea, (m)

La densidad del aire, presión atmosférica y temperatura de la zona de Guayaquil Península de Santa Elena en la Provincia del Guayas, son respectivamente:

$$\rho_{\text{aireit}} = 1.16 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$P_{\text{atm}} = 76.17 \text{ (mm Hg)}$$

$$T_a = 301 \text{ (}^\circ\text{K)}$$

La densidad específica de los gases de combustión es:

$$\omega = 0.972$$

La temperatura promedio de los gases de combustión es:

$$T_{pg} = 403 \text{ (}^\circ\text{K)}$$

La altura de la chimenea es:

$$x = 0.50 \text{ (m)}$$

La velocidad de los gases en la chimenea se determina con la siguiente expresión:

$$v_{gc} = \sqrt{\frac{2 \times g \times \text{Tiro}}{\rho_{gc}}}$$

Ecuación 4.45

Dónde:

ρ_{gc} = Densidad promedio de los gases de combustión, $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)$

g = Gravedad, $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$

La densidad de los gases de combustión es:

$$\rho_{gc} = 0.753 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)$$

Con la velocidad de los gases, se tiene el coeficiente de convección externa en el tubo del intercambiador de calor.

$$h_o = Nu \times \frac{k_g}{D_{et}}$$

Ecuación 4.46

Dónde:

$$k_g = \text{Conductividad térmica de los gases de combustión,} \quad \left(\frac{W}{m \text{ } ^\circ C} \right)$$

El intercambiador de calor tiene un haz de tubos en flujo transversal, por lo tanto se utilizará la expresión que permite determinar el coeficiente de convección externo al tubo (h_o), el número de Reynolds es igual a:

$$Re_{Dmax} = \frac{\rho_{gc} \times v_{max} \times D_{et}}{\mu_{et}}$$

Ecuación 4.47

Dónde:

$$v_{max} = \text{Velocidad máxima de los gases de combustión,} \quad \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$\mu_{et} = \text{Viscosidad dinámica de los gases de combustión,} \quad \left(\frac{N \cdot s}{m^2} \right)$$

En consecuencia se aplica la siguiente ecuación para calcular el número de Nusselt.

$$Nu = C1^* \times Re_{Dmax}^{m1}$$

Ecuación 4.48

Dónde:

Re_{Dmax} = Número de Reynolds máximo

Donde $C1^*$ y $m1$ son constantes debido a la configuración escalonada de los tubos²⁰, ver tabla 4.5.

Tabla 4.5 Constantes por la configuración escalonada de los tubos.

TABLA 7.5 Constantes de las ecuaciones 7.61 y 7.63 para el flujo de aire sobre un banco de tubos de 10 o más líneas [20]

S_L/D	S_T/D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Alineado								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Escalonado								
0.600	—	—	—	—	—	—	0.213	0.636
0.900	—	—	—	—	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	—	—	0.497	0.558	—	—	—	—
1.125	—	—	—	—	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

Para el cálculo de la velocidad máxima de los gases de combustión que va por fuera de los tubos se la calcula en función de la distancia entre los tubos, mediante la siguiente expresión:

$$v_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D_{et})} \times v_{gc}$$

Ecuación 4.49

²⁰Fundamentos de Transferencia de Calor IncroperaDeWitt Cuarta Edición pg. 379

Dónde:

$$v_{gc} = \text{Velocidad de los gases de combustión,} \quad \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$S_T = \text{Distancia vertical entre tubo y tubo,} \quad (m)$$

$$S_D = \text{Distancia horizontal entre tubo y tubo escalonado,} \quad (m)$$

Propiedades del aire a Temperatura ambiente:

$$\mu_{it} = 1.846 \times 10^{-5} \left(\frac{N \cdot s}{m^2}\right)$$

$$\rho_{aire} = 1.1614 \left(\frac{Kg}{m^3}\right)$$

$$k = 0.0263 \left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)$$

$$Pr = 0.707$$

$$Re_D = \frac{\rho_{aire} \times v_{it} \times D_{it}}{\mu_{it}}$$

$$Re_D = \frac{1.1614 \times 10 \times 0.022}{1.846 \times 10^{-5}}$$

$$Re_D = 14090$$

$$Nu = 0.023 \times Re_D^{4/5} \times Pr^n$$

$$Nu = 0.023 \times 16910^{4/5} \times 0.707^{0.4}$$

$$Nu = 41.754$$

$$h_i = Nu \times \frac{k}{D_{it}}$$

$$h_i = 41.754 \times \frac{0.0263}{0.022}$$

$$h_i = 49.023 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}\right)$$

$$\text{Tiro} = 4.63 \times B \times \left(\frac{1}{T_a} - \frac{\omega}{T_{pg}} \right) \times x$$

$$\text{Tiro} = 4.63 \times 76.17 \times \left(\frac{1}{301} - \frac{0.972}{403} \right) \times 0.5$$

$$\text{Tiro} = 0.161 \text{ (mm H}_2\text{O)}$$

$$v_{gc} = \sqrt{\frac{2 \times g \times \text{Tiro}}{\rho_{gc}}}$$

$$v_{gc} = \sqrt{\frac{2 \times 9.8 \times 0.161}{0.753}}$$

$$v_{gc} = 2.044 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

Propiedades de los gases de combustión a Temperatura promedio de los gases:

$$\mu_{et} = 2.180 \times 10^{-5} \left(\frac{\text{N s}}{\text{m}^2} \right)$$

$$k_g = 0.0318 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}} \right)$$

$$C_1 = 0.451$$

$$m_1 = 0.568$$

$$S_T = 0.0275 \text{ (m)}$$

$$S_D = 0.036 \text{ (m)}$$

$$v_{\max} = \frac{S_T}{2(S_D - D_{et})} \times v_{gc}$$

$$v_{\max} = \frac{0.0275}{2(0.036 - 0.0254)} \times 2.044$$

$$v_{\max} = 2.653 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$Re_{D\max} = \frac{\rho_{gc} \times v_{\max} \times D_{et}}{\mu_{et}}$$

$$Re_{Dmax} = \frac{0.753 \times 2.653 \times 0.0254}{2.180 \times 10^{-5}}$$

$$Re_{Dmax} = 2326$$

$$Nu = C1 \times Re_{Dmax}^{m1}$$

$$Nu = 0.451 \times 2326^{0.568}$$

$$Nu = 36.85$$

$$h_o = Nu_{et} \times \frac{k_g}{D_{et}}$$

$$h_o = 36.85 \times \frac{0.0318}{0.0254}$$

$$h_o = 46.14 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right)$$

4.2.8.3 Coeficiente global de transferencia de calor en el tubo

Radio externo del tubo

$$r_{et} = \frac{D_{et}}{2}$$

$$r_{et} = \frac{0.0254}{2}$$

$$r_{et} = 0.0127 \text{ (m)}$$

Radio interno del tubo

$$r_{it} = \frac{D_{it}}{2}$$

$$r_{it} = \frac{0.022}{2}$$

$$r_{it} = 0.0112 \text{ (m)}$$

Utilizando la analogía eléctrica se puede determinar las resistencias térmicas que presentan los elementos en la pared del tubo, el coeficiente global de transferencia de calor se obtiene:

$$U_t = \frac{1}{R1 + R2 + R3}$$

Ecuación 4.50

Dónde:

R1= Resistencia convectiva interna, $\left(\frac{m^2 \cdot ^\circ K}{w}\right)$

R2= Resistencia conductiva debido al espesor del tubo, $\left(\frac{m^2 \cdot ^\circ K}{w}\right)$

R3= Resistencia convectiva externa, $\left(\frac{m^2 \cdot ^\circ K}{w}\right)$

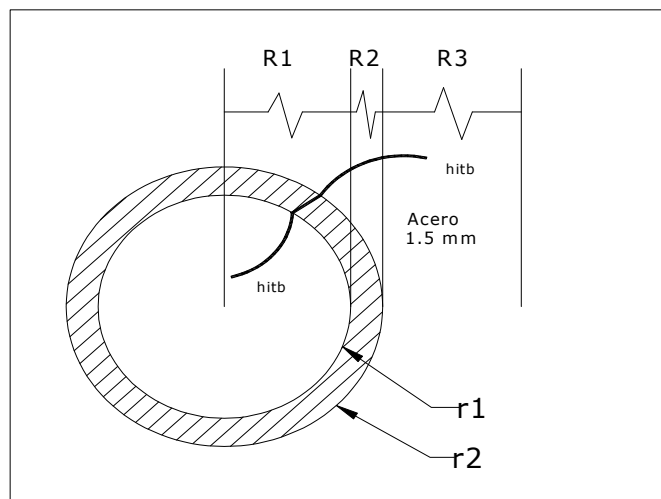


Figura 4.6 Pared del tubo del intercambiador²¹.

²¹ Fundamentos de Transferencia de Calor IncroperaDeWitt Cuarta Edición pg. 92

$$R1 = \frac{1}{h_i}$$

$$R1 = \frac{1}{49.023}$$

$$R1 = 0.02 \left(\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right)$$

$$R2 = \frac{r_{it} \times \ln \left(\frac{r_{et}}{r_{it}} \right)}{k_{AI}}$$

$$R2 = \frac{0.0112 \times \ln \left(\frac{0.0127}{0.0112} \right)}{14.9}$$

$$R2 = 9.448 \times 10^{-5} \left(\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right)$$

$$R3 = \frac{r_{it}}{r_{it} \times h_o}$$

$$R3 = \frac{0.0112}{0.0112 \times 46.14}$$

$$R3 = 0.019 \left(\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right)$$

$$U_t = \frac{1}{R1_t + R2_t + R3_t}$$

$$U_t = \frac{1}{0.02 + 9.448 \times 10^{-5} + 0.019}$$

$$U_t = 25.247 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$$

4.2.8.4 Coeficiente global de transferencia de calor en el tubo con incrustación

Durante el funcionamiento del intercambiador, se produce gradualmente una película de suciedad sobre la superficie en la que se produce la transferencia de calor.

El Factor de incrustación para este caso es:

$$R_{in} = 0.0004 \left(\frac{m^2 \cdot ^\circ K}{w} \right)$$

Se obtiene el coeficiente global de transferencia después de haberse producido el depósito.

$$U_T = \frac{1}{R_{in} + \frac{1}{U_t}}$$

Ecuación 4.51

Dónde:

U_T = Coeficiente global de transferencia de calor con incrustación, $\left(\frac{w}{m^2 \cdot ^\circ K} \right)$

R_{in} = Factor de incrustación, $\left(\frac{m^2 \cdot ^\circ K}{w} \right)$

U_t = Coeficiente global de transferencia de calor en el tubo, $\left(\frac{w}{m^2 \cdot ^\circ K} \right)$

$$U_T = \frac{1}{R_{in} + \frac{1}{U_t}}$$

$$U_T = \frac{1}{0.0004 + \frac{1}{25.247}}$$

$$U_T = 24.995 \left(\frac{w}{m^2 \cdot ^\circ K} \right)$$

4.2.8.5 Cálculo de calor útil un en tubo del intercambiador de calor

Se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$q_{ti} = U_T \times A_t \times (T_{st} - T_a)$$

Ecuación 4.52

Dónde:

A_t = Área lateral de transferencia de calor, (m²)

El área lateral de transferencia de calor en un tubo es:

$$A_t = \pi \times D_{et} \times L_t$$

Ecuación 4.53

$$A_t = \pi \times D_{et} \times L_t$$

$$A_t = \pi \times 0.0254 \times 8$$

$$A_t = 0.638 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$q_{ti} = U_T \times A_t \times (T_{st} - T_a)$$

$$q_{ti} = 24.995 \times 0.638 \times (85 - 28)$$

$$q_{ti} = \mathbf{0.909 \text{ (Kw)}}$$

4.2.8.6 Cálculo del número de tubos en el intercambiador

Para determinar el número de tubos, se divide el calor que se requiere en la cámara de secado q_t para el calor útil en un tubo.

$$NT = \frac{q_t}{q_{ti}}$$

Ecuación 4.54

$$NT = \frac{q_t}{q_{ti}}$$

$$NT = \frac{288.49}{0.909}$$

$$NT = 317.195$$

Como se tiene la disposición del intercambiador de 3 pasos (figura 4.5) se tendría como resultado.

$$NT = \frac{317.195}{3}$$

$$NT = \mathbf{100 \text{ tubos}}$$

4.2.8.7 Calor útil en la cámara de calentamiento de aire

El Calor útil para el calentamiento del aire por medio del intercambiador de calor, se determina multiplicando el número de tubos por el calor útil en un tubo, de la siguiente manera:

$$q_{Tt} = q_{ti} \times NT$$

Ecuación 4.55

$$q_{Tt} = q_{ti} \times NT$$

$$q_{Tt} = 0.909 \times 100$$

$$q_{Tt} = 90.9 \text{ (Kw)}$$

4.2.8.8 Pérdidas de calor en la cámara de calentamiento de aire

Las pérdidas de calor en la cabina de calentamiento del aire se producen en tres partes:

- En las paredes de la cámara de combustión
- En las paredes del intercambiador de calor
- En la salida de los gases de combustión

4.2.8.8.1 En las paredes de la cámara de combustión

En las paredes de la cámara de combustión se tiene lo siguiente, ver figura 4.7.

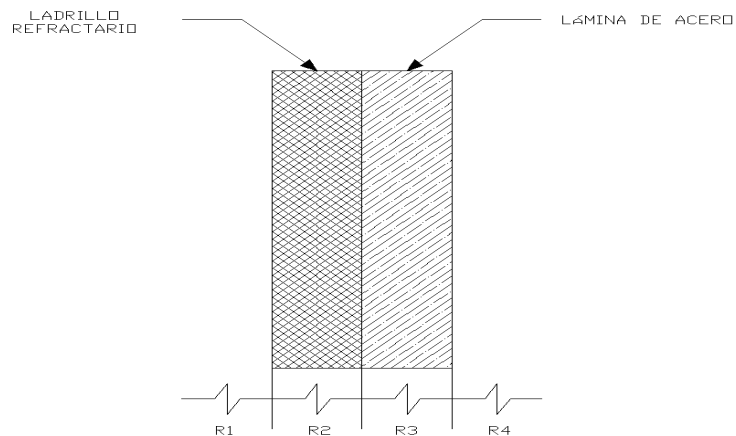


Figura 4.7 Pared de la cámara de combustión²².

²² Fundamentos de Transferencia de Calor IncroperaDeWitt Cuarta Edición pg. 75

Coefficiente de convección externo

Para poder encontrar el coeficiente de convección externo que afecta a nuestro proyecto se debe tomar en cuenta la velocidad de aire del sitio en donde va a funcionar el secador de hojas.

$$h_o = 2.8 + 3(v_{az})$$

Ecuación 4.56

Dónde:

$$v_{az} = \text{Velocidad del aire en el sitio,} \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

Coefficiente de convección interno

El coeficiente de convección interno para la cámara de combustión toma en cuenta la temperatura de la llama adiabática del quemador y de la velocidad de la propagación de la llama.

$$h_i = \frac{k}{D_h} Nu$$

Ecuación 4.57

Dónde:










$$k = \text{Conductividad térmica del aire,} \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right)$$

$$D_h = \text{Diámetro hidráulico,} \quad (\text{m})$$

Se considera una temperatura uniforme ver tabla 4.6.

Tabla 4.6 Número de Nusselt y factores de fricción para flujo laminar.

TABLA 8.1 Números de Nusselt y factores de fricción para flujo laminar completamente desarrollado en tubos de diferente sección transversal

Sección transversal	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$		fRe_{D_h}
		$(q_s'' \text{ uniforme})$	$(T_s \text{ uniforme})$	
	—	4.36	3.66	64
	1.0	3.61	2.98	57
	1.43	3.73	3.08	59
	2.0	4.12	3.39	62
	3.0	4.79	3.96	69
	4.0	5.33	4.44	73
	8.0	6.49	5.60	82
	∞	8.23	7.54	96
	—	3.11	2.47	53

Usada con permiso de W. M. Kays y M. E. Crawford, *Convection Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill, Nueva York, 1980.

Entonces considerando las medidas de la cámara de combustión se tiene:

largo = 1.2 (m)

ancho = 1 (m)

alto = 1 (m)

$Nu = 2.98$

El diámetro hidráulico se lo obtiene:

$$D_h = \frac{4A_{cc}}{PM}$$

Ecuación 4.58

Dónde:

A_{cc} = Área transversal de la cámara de combustión, (m²)

PM = Perímetro mojado, (m)

$$v_{az} = 1.6 \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$k = 0.0524 \left(\frac{W}{m \text{ } ^\circ K} \right)$$

$$D_h = \frac{4A_{cc}}{PM}$$

$$D_h = \frac{4 \times (1 \times 1)}{1 + 1 + 1 + 1}$$

$$D_h = 1 \text{ (m)}$$

$$h_i = \frac{k}{D_h} Nu$$

$$h_i = \frac{0.0524}{1} 2.98$$

$$h_i = \mathbf{0.156} \left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K} \right)$$

$$h_o = 2.8 + 3(v_{az})$$

$$h_o = 2.8 + 3(1.6)$$

$$h_o = \mathbf{7.6} \left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K} \right)$$

Coefficiente global de transferencia de calor

Empleando analogía eléctrica se puede determinar las resistencias térmicas que presenta los elementos de la pared al paso de calor.

R1 = Resistencia convectiva interna

R2 = Resistencia conductiva debido a la lámina de acero de 2 (mm)

R3 = Resistencia conductiva debido al ladrillo refractario de espesor 30 (mm)

R4 = Resistencia convectiva externa

$k_{AI} = 14.9 \left(\frac{w}{m \cdot ^\circ K} \right)$ Conductividad térmica de la lámina de acero inoxidable.

$k_{LR} = 1.8 \left(\frac{w}{m \cdot ^\circ K} \right)$ Conductividad térmica del ladrillo refractario.

$e_{LR} = 0.03 \text{ (m)}$

$e_{AI} = 0.002 \text{ (m)}$

$$R1 = \frac{1}{h_i}$$

$$R1 = \frac{1}{0.156}$$

$$R1 = 64.1 \left(\frac{m^2 \cdot ^\circ K}{w} \right)$$

$$R2 = \frac{e_{LR}}{k_{LR}}$$

$$R2 = \frac{0.03}{1.8}$$

$$R2 = 0.016 \left(\frac{m^2 \cdot ^\circ K}{w} \right)$$

$$R3 = \frac{e_{AI}}{k_{AI}}$$

$$R3 = \frac{0.002}{14.9}$$

$$R3 = 0.000134 \left(\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right)$$

$$R4 = \frac{1}{h_{o_{cc}}}$$

$$R4 = \frac{1}{7.6}$$

$$R4 = 0.1316 \left(\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right)$$

Una vez encontradas las resistencias, se puede obtener el coeficiente global de transferencia de calor en las paredes de la cámara de combustión.

$$U_{cc} = \frac{1}{R1 + R2 + R3 + R4}$$

$$U_{cc} = \frac{1}{64.1 + 0.016 + 0.000134 + 0.1316}$$

$$U_{cc} = \mathbf{0.01556} \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$$

Para el área de transferencia de calor en la cámara de combustión se debe tomar en cuenta las caras laterales de la misma, por lo que se tiene:

$$A_{cl} = 2(1.2 \times 1) + 2(1 \times 1)$$

$$A_{cl} = 4.4 \text{ (m}^2\text{)}$$

El calor perdido en las paredes de la cámara de combustión es:

$$T_{11} = 420 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$q_{p_{cc}} = U_{cc} \times A_{cl} \times (T_{11} - T_a)$$

$$q_{p_{cc}} = 0.01556 \times 4.4 \times (420 - 28)$$

$$q_{p_{cc}} = \mathbf{0.026838 \text{ (Kw)}}$$

4.2.8.8.2 En las paredes del intercambiador de calor

En las paredes de la cámara del intercambiador se tiene la presencia de los gases de combustión por el interior y el aire ambiente por fuera, ver figura 4.8.

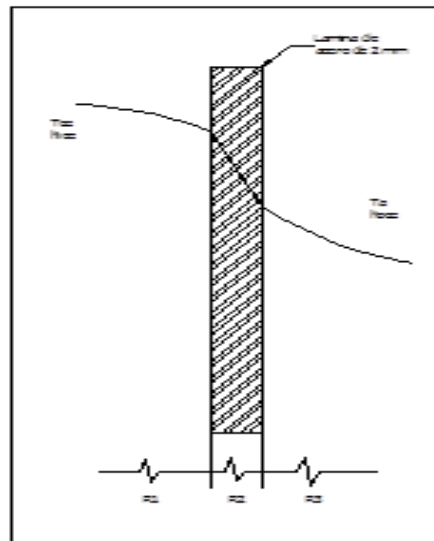


Figura 4.8 Pared del intercambiador de calor.

Coefficiente de convección externo

Por encontrarse en el mismo sitio en el que se encuentra la cámara de combustión este será igual al que se determinó para la pared de la cámara de combustión.

$$h_o = 7.6 \left(\frac{W}{m^2 \text{ }^\circ\text{K}} \right)$$

Coefficiente de convección interno

Este coeficiente de convección interno, es el mismo coeficiente de convección externo que se calculó para el tubo del intercambiador.

$$h_i = 49.023 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right)$$

Coefficiente global de transferencia de calor

Empleando la analogía eléctrica se puede determinar las resistencias térmicas que presentan los elementos de la pared al paso de calor.

R1 = Resistencia convectiva interna.

R2 = Resistencia conductiva debido a la lámina de acero de 2 (mm).

R3 = Resistencia convectiva externa.

$$R1 = \frac{1}{h_i}$$

$$R1 = \frac{1}{49.023}$$

$$R1 = 0.02 \left(\frac{m^2 \cdot ^\circ K}{W} \right)$$

$$R2 = \frac{e_{AI}}{k_{AI}}$$

$$R2 = \frac{0.002}{14.9}$$

$$R2 = 0.000134 \left(\frac{m^2 \cdot ^\circ K}{W} \right)$$

$$R3 = \frac{1}{h_{opi}}$$

$$R3 = \frac{1}{7.6}$$

$$R3 = 0.1316 \left(\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right)$$

Teniendo de esta manera el coeficiente global de transferencia de calor de la pared en el intercambiador.

$$U_{pi} = \frac{1}{R1 + R2 + R3}$$

$$U_{pi} = \frac{1}{0.02 + 0.000134 + 0.1316}$$

$$U_{pi} = 6.574 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$$

El área de transferencia de calor es la suma de las cuatro paredes del intercambiador.

$$A_{pi} = 3.2 \text{ (m}^2\text{)}$$

La temperatura de pared promedio (T_p) dentro del intercambiador es:

$$T_{ic} = 180 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

El calor perdido en las paredes del intercambiador es:

$$q_{p_{pi}} = U_{pi} \times A_{pi} \times (T_{ic} - T_a)$$

$$q_{p_{pi}} = 6.574 \times 3.2 \times (180 - 28)$$

$$\mathbf{q_{p_{pi}} = 3.198 \text{ (Kw)}}$$

4.2.8.8.3 En la salida de los gases de combustión

Las pérdidas de calor en la salida de los gases de combustión se producen en la campana y en la chimenea.

La temperatura de pared donde empieza la campana es:

$$T_{sgc} = 60 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

El área de la campana y chimenea son:

$$A_{ch} = 0.8 \text{ (m}^2\text{)}$$

El calor pedido a la salida es:

$$qp_{ch} = h_{ot} \times A_{pi} \times (T_{sgc} - T_a)$$

$$qp_{ch} = 46.14 \times 0.8 \times (60 - 28)$$

$$qp_{ch} = 1.181 \text{ (Kw)}$$

4.2.8.9 Calor requerido para el calentamiento del aire

El calor requerido para calentar el aire que se va a utilizar en la cámara de secado es la suma de calor útil y el calor perdido en la cámara de combustión.

$$qT = qT_t + qp_{cc} + qp_{pi} + qp_{ch}$$

Ecuación 4.59

$$qT = qT_t + qp_{cc} + qp_{pi} + qp_{ch}$$

$$qT = 90.9 + 0.02684 + 3.198 + 1.181$$

$$qT = 95.36 \text{ (Kw)}$$

4.2.8.10 Cálculo del flujo másico de combustible

El flujo másico del diesel necesario es:

$$\dot{m}_{di} = \frac{qT}{PC_{DI}} \times 3600$$

Ecuación 4.60

$$\dot{m}_{di} = \frac{qT}{PC_{DI}} \times 3600$$

$$\dot{m}_{di} = \frac{95.36}{47620} \times 3600$$

$$\dot{m}_{di} = 7.21 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right)$$

4.2.8.11 Cálculo del aire necesario para el secado

Para determinar el aire necesario a emplearse en el secado de las hojas, se debe conocer la entalpía del aire en el sitio donde va a trabajar el secador²³. Para esto se utiliza las cartas psicrométricas, conociendo la presión atmosférica y la altitud de la zona de Guayaquil Península de Santa Elena provincia del Guayas.

Presión Atmosférica = 100 (KPa)

Altitud = 30 (m)

Para este cálculo se empleó el programa CYTSoftPsychrometric Chart.

Como se observa en la carta psicrométrica (anexo 1), se tiene el proceso en el secado de hojas. El reporte de los procesos que presenta el programa se encuentra en la siguiente tabla, ver tabla 4.7.

²³<http://www.tiempo-ecuador.com/tiempo/province/Santa-Elena/Santa-Elena/3651438>

Tabla 4.7 Reporte del proceso de secado.

	TEMPERATURA BULBO SECO, $T_{bs}, (^{\circ}C)$	ENTALPÍA, $h, (\frac{kJ}{kg})$	HUMEDAD RELATIVA, $HR, (\%)$	DENSIDAD, $\rho, (\frac{Kg}{m^3})$
PUNTO 1	28	77.41	80	1.13
PUNTO 2	70	121.22	10	0.99

Para el aire a la entrada del punto 1, es decir al ambiente, se ingresa con:

Humedad relativa del sitio = 80(%)

Temperatura ambiente = 28 (°C)

Para el aire caliente a la salida en el punto 2, se ingresa con la temperatura máxima de 70 (°C) de bulbo seco y humedad específica constante con lo cual se tiene:

La densidad media del aire es:

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$\rho_m = \frac{1.13 + 0.99}{2}$$

$$\rho_m = 1.06 \left(\frac{Kg}{m^3} \right)$$

El flujo de aire necesario para el secado se determina a partir de la ecuación:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{qT}{(h_2 - h_1)}$$

Ecuación 4.61

Dónde:

h_2 = Entalpía del aire caliente, $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

h_1 = Entalpía del aire al ambiente, $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{QT}{(h_2 - h_1)}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{95.36}{(121.22 - 77.41)}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 2.18 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right)$$

Dividiendo para la densidad media de aire se obtiene el caudal volumétrico necesario:

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{\rho_m}$$

Ecuación 4.62

Dónde:

\dot{Q}_{aire} = Caudal volumétrico de aire necesario, (CFM)

\dot{m}_{aire} = Caudal másico de aire necesario para el secado, $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right)$

ρ_m = Densidad media del aire, $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)$

$$\dot{Q}_{aire} = \frac{m_{aire}}{\rho_m}$$

$$\dot{Q}_{aire} = \frac{2.18}{1.06}$$

$$\dot{Q}_{aire} = 2.053 \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

$$\dot{Q}_{aire} = 4351 \text{ (CFM)}$$

Esto quiere decir que se requiere un ventilador mínimo de 4500 CFM.

4.2.8.12 Cálculo de las pérdidas de presión

Las caídas de presión estarán directamente afectadas de acuerdo al recorrido que va a tener el aire en el proceso. Para esto se toma en cuenta lo siguiente, ver figura 4.9.

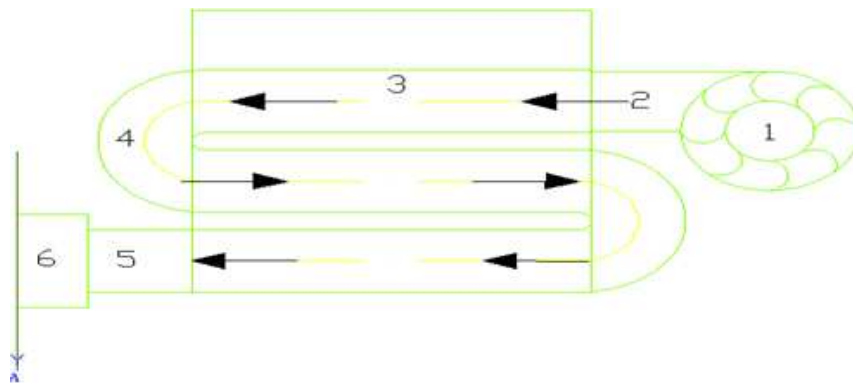


Figura 4.9 Intercambiador de calor.

1. Conducto de entrada
2. Entrada a tubos
3. Partes rectas de los tubos
4. Giro de deflector
5. Salida de tubos
6. Conducto de salida

4.2.8.12.1 Conducto de entrada a los tubos

En este conducto ocurre una dilatación gradual mínima, esto se da por la geometría del mismo.

Para el cálculo se debe conocer el diámetro del ducto del ventilador (D_{ev}) y el diámetro del ducto de entrada al intercambiador de calor (D_{ei}).

$$D_{ev} = 0.38 \text{ (m)}$$

$$D_{ei} = 0.40 \text{ (m)}$$

Tabla 4.8 Coeficiente de resistencia – dilatación gradual.

D_2 / D_1	Angulo del cono,										
	2	6	10	15	20	25	30	35	40	45	50
1.1	0.01	0.01	0.03	0.05	0.10	0.13	0.16	0.18	0.19	0.20	0.21
1.2	0.02	0.02	0.04	0.09	0.16	0.21	0.25	0.29	0.31	0.33	0.35
1.4	0.02	0.03	0.06	0.12	0.23	0.30	0.36	0.41	0.44	0.47	0.50
1.6	0.03	0.04	0.07	0.14	0.26	0.35	0.42	0.47	0.51	0.54	0.57
1.8	0.03	0.04	0.07	0.15	0.28	0.37	0.44	0.50	0.54	0.58	0.61
2.0	0.03	0.04	0.07	0.16	0.29	0.38	0.46	0.52	0.56	0.60	0.63
2.5	0.03	0.04	0.08	0.16	0.30	0.39	0.48	0.54	0.58	0.62	0.65
3.0	0.03	0.04	0.08	0.16	0.31	0.40	0.48	0.55	0.59	0.63	0.66
∞	0.03	0.05	0.08	0.16	0.31	0.40	0.49	0.56	0.60	0.64	0.67

Por lo tanto el coeficiente de dilatación aproximado es $K_{1d} = 0.01$

Por lo tanto la velocidad del aire al inicio del conducto será:

$$v_{ent} = \frac{\dot{Q}_{aire}}{\pi \frac{D_{ei}^2}{4}}$$

Ecuación 4.63

Dónde:

v_{ent} = Velocidad de entrada del aire,

$\left(\frac{m}{s}\right)$

D_{ei} = Diámetro del ducto de entrada, (m)

En una dilatación siempre ocurre una subida de presión que es:

$$\Delta P1 = \left(K1_d \times \frac{v_{ent}^2}{2g} \right) \times \gamma_{aire}$$

Ecuación 4.64

Dónde:

$\Delta P1$ = Caída de presión en la entrada del ventilador, (Pa)

v_{ent} = Velocidad de entrada del aire, $\left(\frac{m}{s}\right)$

$K1_d$ = Coeficiente de resistencia – dilatación gradual

γ_{aire} = Peso específico del aire $\left(\frac{N}{m^3}\right)$

$$\gamma_{aire} = 11.38 \left(\frac{N}{m^3}\right)$$

$$v_{ent} = \frac{\dot{Q}_{aire}}{\pi \frac{D_{ei}^2}{4}}$$

$$v_{ent} = \frac{2.053}{\pi \frac{0.38^2}{4}}$$

$$v_{ent} = 18.1 \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$\Delta P1 = \left(K1_d \times \frac{v_{ent}^2}{2g} \right) \times \gamma_{aire}$$

$$\Delta P_1 = \left(0.01 \times \frac{18.1^2}{2(9.8)} \right) \times 11.38$$

$$\Delta P_1 = 5.71 \text{ (Pa)}$$

4.2.8.12.2 Entrada del aire a los tubos

El área transversal de un tubo del intercambiador es:

$$D_{it} = 0.022 \text{ (m)}$$

$$A_{t_{tb}} = \pi \times \frac{D_{it}^2}{4}$$

$$A_{t_{tb}} = \pi \times \frac{0.022^2}{4}$$

$$A_{t_{tb}} = 0.00038 \text{ (m}^2\text{)}$$

Aplicando la ecuación de la continuidad se tiene la velocidad del aire en el tubo.

$$v_{tb} = \frac{\dot{Q}_{aire}}{A_{t_{tb}} \times NT}$$

Ecuación 4.65

Dónde:

$$v_{tb} = \text{Velocidad del aire en los tubos,} \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$A_{t_{tb}} = \text{Área transversal del tubo del intercambiador,} \quad (\text{m}^2)$$

Por lo tanto el coeficiente de dilatación aproximado es $K_{2d} = 0.46$

En contracción de secciones de tubería ocurre una caída de presión que, para el caso es de:

$$\Delta P_2 = - \left[\left(K_{2d} \times \frac{v_{tb}^2}{2g} \right) \times \gamma_{aire} \right] \times NT$$

Ecuación 4.66

Dónde:

ΔP_2 = Caída de presión en la entrada de los tubos, (Pa)

K_{2d} = Coeficiente de resistencia – dilatación gradual

$$v_{tb} = \frac{\dot{Q}_{aire}}{A_{t_{tb}} \times NT}$$

$$v_{tb} = \frac{2.053}{0.00038 \times 100}$$

$$v_{tb} = 53 \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$\Delta P_2 = - \left[\left(K_{2d} \times \frac{v_{tb}^2}{2g} \right) \times \gamma_{aire} \right] \times NT$$

$$\Delta P_2 = - \left[\left(0.46 \times \frac{53^2}{2(9.8)} \right) \times 11.38 \right] \times 100$$

$$\Delta P_2 = -7.247 \times 10^2 \text{ (Pa)}$$

4.2.8.12.3 Partes rectas de los tubos

La longitud de los tubos de las partes rectas es:

$$L_{tpr} = 4.8 \text{ (m)}$$

Diámetro interior de un tubo del intercambiador de calor es:

$$D_{it} = 0.022 \text{ (m)}$$

Viscosidad promedio del aire es:

$$\nu_a = 1.589 \times 10^{-5} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

El número de Reynolds es:

$$Re_D = \frac{v_{tb} \times D_{it}}{\nu_a}$$

$$Re_D = \frac{53 \times 0.022}{1.589 \times 10^{-5}}$$

$$Re_D = 73430$$

La rugosidad del tubo se toma de la tabla²⁴, ver tabla 4.9.

Tabla 4.9 Rugosidad de conductos.

Material	Rugosidad, ϵ (m)
Vidrio, plástico	Suavidad
Cobre, latón, plomo (tubería)	1.5×10^{-6}
Hierro fundido: sin revestir	2.4×10^{-4}
Hierro fundido: revestido de asfalto	1.2×10^{-4}
Acero comercial o acero soldado	4.6×10^{-5}
Hierro forjado	4.6×10^{-5}
Acero remachado	1.8×10^{-3}
Concreto	1.2×10^{-3}

²⁴Mecánica de Fluidos Robert L. Mott Sexta Edición pg. 235

$$\varepsilon_{tb} = 4.6 \times 10^{-5} \text{ (m)}$$

La rugosidad relativa es:

$$\varepsilon_R = \frac{D_{it}}{\varepsilon_{tb}}$$

$$\varepsilon_R = \frac{0.022}{4.6 \times 10^{-5}}$$

$$\varepsilon_R = 486.957$$

El factor de fricción se determina de la siguiente expresión:

$$\mu = \frac{0.25}{\log\left(\frac{1}{3.7 \times \varepsilon_R} + \frac{5.74}{Re_D^{0.9}}\right)^2}$$

Ecuación 4.67

Dónde:

ε_R = Rugosidad relativa

Re_D = Número de Reynolds.

La caída de presión en las partes rectas de los tubos es:

$$\Delta P_3 = - \left[\left(\mu \times \frac{v_{tb}^2}{2g} \times \frac{L_{tpr}}{D_{it}} \right) \times \gamma_{aire} \right] \times NT$$

Ecuación 4.68

$$\mu_{pp} = \frac{0.25}{\log\left(\frac{1}{3.7 \times \epsilon_R} + \frac{5.74}{Re_D^{0.9}}\right)^2}$$

$$\mu_{pp} = \frac{0.25}{\log\left(\frac{1}{3.7 \times 486.957} + \frac{5.74}{Re_D^{0.9}}\right)^2}$$

$$\mu_{pp} = 0.028$$

$$\Delta P3 = - \left[\left(\mu_{pp} \times \frac{v_{tb}^2}{2g} \times \frac{L_{tpr}}{D_{it}} \right) \times \gamma_{aire} \right] \times 100$$

$$\Delta P3 = - \left[\left(0.028 \times \frac{53^2}{2(9.8)} \times \frac{4.8}{0.022} \right) \times 11.38 \right] \times 100$$

$$\Delta P3 = -1.464 \times 10^4 \text{ (Pa)}$$

4.2.8.12.4 Giros de los deflectores a 180°

Las pérdidas de presión en los deflectores se dan por fricción. El número de deflectores es:

$$Nd = 2$$

El radio interno de deflector es:

$$r_{id} = 0.255 \text{ (m)}$$

La longitud equivalente es:

$$Le_d = 1.6 \text{ (m)}$$

La pérdida de presión por los deflectores es:

$$\Delta P4 = - \left[\left(\mu \times \frac{v_{tb}^2}{2g} \times Le_d \right) \times \gamma_{aire} \right] \times Nd$$

Ecuación 4.69

$$\Delta P_4 = - \left[\left(\mu_{pp} \times \frac{v_{tb}^2}{2g} \times Le_d \right) \times \gamma_{aire} \right] \times Nd$$

$$\Delta P_4 = - \left[\left(0.028 \times \frac{53^2}{2(9.8)} \times 1.6 \right) \times 11.38 \right] \times 2$$

$$\Delta P_4 = -146.132 \text{ (Pa)}$$

4.2.8.12.5 Salida del aire de los tubos

El conducto que se ubica en la salida del aire, tiene las mismas dimensiones de entrada.

El coeficiente de resistencia se determina de la siguiente ecuación:

$$k_{3d} = \left[1 - \left(\frac{D_{it}}{D_{ei}} \right)^2 \right]^2$$

Ecuación 4.70

Dónde:

D_{ei} = Diámetro del ducto de salida, (m)

En este caso se produce un incremento de presión:

$$\Delta P_5 = \left[\left(K_{3d} \times \frac{v_{ent}^2}{2g} \right) \times \gamma_{aire} \right] \times NT$$

Ecuación 4.71

$$k_{3d} = \left[1 - \left(\frac{D_{it}}{D_{ei}} \right)^2 \right]^2$$

$$k3_d = \left[1 - \left(\frac{0.022}{0.4} \right)^2 \right]^2$$

$$k3_d = 0.994$$

$$\Delta P5 = \left[\left(K3_d \times \frac{v_{ent}^2}{2g} \right) \times \gamma_{aire} \right] \times NT$$

$$\Delta P5 = \left[\left(0.994 \times \frac{53^2}{2(9.8)} \right) \times 11.38 \right] \times 100$$

$$\Delta P5 = 1.566 \times 10^3 \text{ (Pa)}$$

4.2.8.12.6 Conducto de salida

En el conducto de salida se produce fricción. El diámetro equivalente del ducto y longitud es:

$$D_{cs} = 0.6 \text{ (m)}$$

$$L_{ts} = 0.3 \text{ (m)}$$

La velocidad del aire en el conducto es:

$$v_{sal} = \frac{\dot{Q}_{aire}}{\pi \frac{D_{cs}^2}{4}}$$

$$v_{sal} = \frac{2.053}{\pi \frac{0.6^2}{4}}$$

$$v_{sal} = 3.42 \left(\frac{m}{s} \right)$$

El número de Reynolds en el conducto es:

$$Re_D = \frac{v_{sal} \times D_{cs}}{\nu_{ain}}$$

$$Re_D = \frac{3.42 \times 0.6}{1.589 \times 10^{-5}}$$

$$Re_D = 129200$$

La rugosidad relativa del conducto es:

$$\varepsilon_R = 4.6 \times 10^{-5} \text{ (m)}$$

La rugosidad relativa es:

$$\varepsilon_R = \frac{D_{cs}}{\varepsilon}$$

$$\varepsilon_R = \frac{0.6}{4.6 \times 10^{-5}}$$

$$\varepsilon_R = 13040$$

El factor de fricción se determina de la siguiente expresión:

$$\mu = \frac{0.25}{\log\left(\frac{1}{3.7 \times \varepsilon_R} + \frac{5.74}{Re_D^{0.9}}\right)^2}$$
$$\mu = \frac{0.25}{\log\left(\frac{1}{3.7 \times 13040} + \frac{5.74}{129200^{0.9}}\right)^2}$$
$$\mu = 0.017$$

La pérdida de presión en el ducto de salida es:

$$\Delta P_6 = \left(\mu \times \frac{v_{ent}^2}{2g}\right) \times \frac{L_{ts}}{D_{cs}}$$

Ecuación 4.72

$$\Delta P_6 = \left(\mu \times \frac{v_{ent}^2}{2g}\right) \times \frac{L_{ts}}{D_{cs}}$$

$$\Delta P_6 = \left(0.017 \times \frac{3.42^2}{2(9.8)} \right) \times \frac{0.3}{0.6}$$

$$\Delta P_6 = 5.217 \times 10^{-3} \text{ (Pa)}$$

4.2.8.12.7 Ingreso a la cámara de secado

En este lugar se produce una dilatación súbita.

El diámetro de la cámara de secado es:

$$D = 1.4 \text{ (m)}$$

La velocidad del aire caliente en el ducto es:

$$v_{\text{sal}} = 3.42 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

El diámetro equivalente del ducto es:

$$D_{\text{cs}} = 0.6 \text{ (m)}$$

El coeficiente de resistencia es:

$$k_{4d} = \left[1 - \left(\frac{D_{\text{cs}}}{D} \right)^2 \right]^2$$

$$k_{4d} = \left[1 - \left(\frac{0.6}{1.4} \right)^2 \right]^2$$

$$k_{4d} = 0.67$$

En este caso se produce una subida de presión que es:

$$\Delta P7 = \left[\left(K4_d \times \frac{v_{sal}^2}{2g} \right) \times \gamma_{aire} \right]$$

Ecuación 4.73

$$\Delta P7 = \left[\left(K4_d \times \frac{v_{sal}^2}{2g} \right) \times \gamma_{aire} \right]$$

$$\Delta P7 = \left[\left(0.67 \times \frac{3.42^2}{2(9.8)} \right) \times 11.38 \right]$$

$$\Delta P7 = 4.529 \text{ (Pa)}$$

4.2.8.12.8 Presión estática del ventilador

La presión estática que se requiere en el ventilador se determina sumando las caídas y subidas de presión obtenidas anteriormente.

Por lo que:

$$\Delta PT = -(\Delta P1 + \Delta P2 + \Delta P3 + \Delta P4 + \Delta P5 + \Delta P6 + \Delta P7)$$

Ecuación 4.74

$$\Delta PT = -(\Delta P1 + \Delta P2 + \Delta P3 + \Delta P4 + \Delta P5 + \Delta P6 + \Delta P7)$$

$$\Delta PT = -(5.71 - 7.42 \times 10^2 - 1.464 \times 10^4 - 146.132 + 1.566 \times 10^3 + 5.217 \times 10^{-3} + 4.529)$$

$$\Delta PT = 14312.6 \text{ (Pa)}$$

$$\Delta PT = 2.07 \text{ (Psi)}$$

CAPÍTULO V

DISEÑO MECÁNICO DEL SECADOR ROTATORIO

5.1 Introducción

En este capítulo se diseña y dimensiona los elementos que conforman el secador de hojas, tales como las ruedas que van a soportar el cilindro, ejes, sistema de transmisión de cadena y catarina, elevadores, pernos y diferentes elementos de máquina que se van a usar en el diseño del secador, se aplica diferentes teorías y software de diseño.

5.2 Espesor del cilindro de secado

Se analizará el espesor óptimo del cilindro, la capacidad nominal es de 500 (Kg). Se fabricará de acero inoxidable²⁵ AISI 304, el cual posee las propiedades necesarias para este proceso, se realizará en el caso más extremo, es decir en el caso que el cilindro contenga toda la capacidad, puesto que la máquina es de operación continua, sus paredes soportarán esfuerzos los cuales pueden ser reducidos a dos tensiones normales entre sí, se considera como un cilindro de pared delgada por ende se considera un espesor de 2 (mm).

Se considera un recipiente de pared delgada, cuando el espesor de la pared de un recipiente cilíndrico se acerca a un vigésimo²⁶ de su radio o menos, el esfuerzo radial que resulta es muy pequeño comparado con el esfuerzo tangencial, por tanto es despreciable, bajo estas condiciones el esfuerzo tangencial máximo se obtiene mediante la ecuación:

²⁵Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Octava Edición pg. 1023

²⁶Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Octava Edición pg. 108

$$\sigma_t = \frac{P_i \times (D + e)}{2 \times e}$$

Ecuación 5.1

Dónde:

σ_t = Esfuerzo tangencial, ($\frac{Kg}{m^2}$)

D = Diámetro interno del cilindro, (m)

e= Espesor de la cámara cilíndrica, (m)

Debido a que el cilindro es reforzado en los extremos, se lo considera cerrado, por lo tanto en este se produce presión sobre los extremos del recipiente, provocando un esfuerzo longitudinal, este esfuerzo esta uniformemente distribuido sobre el espesor de la pared. Pero para el análisis se selecciona el esfuerzo tangencial, debido a que es el doble del esfuerzo longitudinal.

Se analiza en principio la presión que ejercen las hojas sobre el cilindro.

$$P_i = \frac{W}{A_h}$$

Ecuación 5.2

Dónde:

W = Fuerza que ejerce las hojas, en este caso el peso, (N)

A_h = Área que ocupan las hojas en el cilindro, (m²)

Para determinar el área que ocupan las hojas se considera el 25 % de llenado, se tiene:

$$A_h = 0.25 \times \pi \times D \times L$$

Ecuación 5.3

Se aplica la teoría del esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles.

La teoría del esfuerzo cortante máximo establece que la falla ocurre cuando el esfuerzo cortante máximo en una pieza excede el esfuerzo cortante en una probeta a tensión en el punto de fluencia, (la mitad del límite de fluencia a tensión) esto indica que el límite de fluencia al cortante de un material dúctil es:

$$S_{sy} = 0.5 S_y$$

Ecuación 5.4

Para un secado eficiente, se recomienda que el material húmedo dentro del cilindro ocupe como máximo un 25% de la capacidad de llenado del mismo²⁷.

El factor de seguridad para la teoría del esfuerzo cortante máximo se determina a partir de:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0.5 S_y}{\tau} = \frac{S_y/2}{\sigma_t/2} = \frac{S_y}{\sigma_t}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_t}$$

²⁷El secado de sólidos en la Industria Química". Barcelona. Reverté S.A. 1979.

$$\sigma_t = \frac{S_y}{n}$$

Ecuación 5.5

Dónde:

L = Longitud del secador, (m)

S_y = Limite de fluencia AISI 304 (276 MPa),

n = Factor de seguridad

$$A_h = 0.25 \times \pi \times D \times L$$

$$A_h = 0.25 \times \pi \times 1.4 \times 6$$

$$A_h = 6.6 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$P_i = \frac{W}{A_h}$$

$$P_i = \frac{m_h \times 9.8}{A_h}$$

$$P_i = \frac{500 \times 9.8}{6.6}$$

$$P_i = 742.72 \text{ (Pa)}$$

$$\sigma_t = \frac{P_i \times (D + e)}{2 \times e}$$

$$\sigma_t = \frac{742.72 \times (1.4 + 0.002)}{2 \times 0.002}$$

$$\sigma_t = 260.32 \text{ (KPa)}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_t}$$

$$n = \frac{276 \times 10^6}{260.32 \times 10^3}$$

$$n = 1000$$

El factor de seguridad es muy alto puesto que las dimensiones del secador son considerablemente mayores respecto a la presión a la cual se va a exponer, por tanto este no fallará. Será suficiente un espesor de 2 (mm).

5.3 Distancia entre anillos rotativos en la cámara cilíndrica

La distancia para que el momento flector producido por los anillos sea mínimo se determina con la siguiente relación, ver figura 5.1.

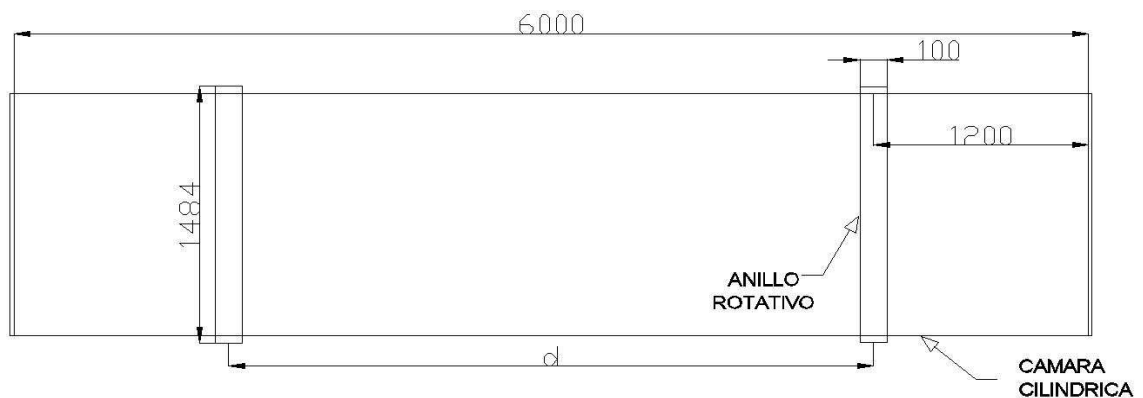


Figura 5.1 Anillos rotativos.

$$d = 0.6 \times L$$

Ecuación 5.6

Dónde:

d = Distancia entre anillos, (m)

$$d = 0.6 \times L$$

$$d = 0.6 \times 6$$

$$d = 3.6 \text{ (m)}$$

5.4 Esfuerzos sobre el cilindro de secado

Con esto se puede determinar el momento de flexión que se va a producir por los apoyos del cilindro que permitirán que este gire, se asume al cilindro como una viga con una carga uniformemente distribuida en toda su longitud.

$$w = \frac{W_T}{L}$$

Ecuación 5.7

Dónde:

W_T = Carga total de diseño, (N)

La carga aplicada sobre el cilindro de secado se obtiene a partir de la sumatoria de todos los pesos de los elementos que interviene en la cámara cilíndrica:

$$W_T = (m_h + m_{el} + m_{cil} + m_{ar} + m_{cad} + m_{cat}) \times 9.8$$

Ecuación 5.8

Dónde:

m_h = Masa de las hojas, (Kg)

m_{el} = Masa de los elevadores, (Kg)

m_{cil} = Masa del cilindro, (Kg)

m_{ar} = Masa de los anillos rotativos, (Kg)

m_{cad} = Masa de la cadena, (Kg)

m_{cat} = Masa de la catarina, (Kg)

$D = 1.4$ (m) (Diámetro interno del cilindro)

$D_e = 1.404$ (m) (Diámetro externo del cilindro)

$L = 6$ (m) (Longitud del cilindro)

$$V_{cil} = \frac{\pi}{4} \times L \times (D_e^2 - D^2)$$

$$V_{cil} = \frac{\pi}{4} \times 6 \times (1.404^2 - 1.4^2)$$

$V_{cil} = 0.053$ (m³) (Volumen del cilindro)

$\rho_{AI} = 7900$ ($\frac{Kg}{m^3}$) (Densidad del acero inoxidable AISI 304)

$$m_{cil} = \rho_{AI} \times V_{cil}$$

$$m_{cil} = 7900 \times 0.053$$

$$m_{cil} = 417.59 \text{ (Kg)}$$

$l_e = 0.75$ (m) (Longitud de los elevadores)

$a_e = 0.2$ (m) (Ancho de los elevadores)

$e_e = 0.002$ (m) (Espesor de los elevadores)

$$V_{el} = l_e \times a_e \times e_e$$

$$V_{el} = 0.75 \times 0.2 \times 0.002$$

$V_{el} = 0.0003$ (m³) (Volumen de los elevadores)

$$m_{el} = \rho_{Al} \times V_{el} \times 20$$

$$m_{el} = 7900 \times 0.0003 \times 48$$

$$m_{el} = 113.76 \text{ (Kg)}$$

$$D_{ar} = 1.484 \text{ (m)} \quad (\text{Diámetro de los anillos rotatorios})$$

$$L_{ar} = 0.10 \text{ (m)} \quad (\text{Longitud del anillo rotatorio})$$

$$\rho_{AC} = 7854 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right) \quad (\text{Densidad del acero al carbono})$$

$$V_{ar} = \frac{\pi}{4} \times L_{ar} \times (D_{ar}^2 - D_e^2)$$

$$V_{ar} = \frac{\pi}{4} \times 0.10 \times (1.484^2 - 1.404^2)$$

$$V_{ar} = 0.018 \text{ (m}^3\text{)} \quad (\text{Volumen de los anillos rotativos})$$

$$m_{ar} = \rho_{AC} \times V_{ar} \times 2$$

$$m_{ar} = 7854 \times 0.018 \times 2$$

$$m_{ar} = 282.744 \text{ (Kg)}$$

La masa de la cadena y de la catarina aproximadamente es:

$$m_{cad} = 15 \text{ (Kg)}$$

$$m_{cat} = 40 \text{ (Kg)}$$

$$W_T = (m_{ho} + m_{el} + m_{cil} + m_{ar} + m_{cad} + m_{cat}) \times 9.8$$

$$W_T = (500 + 113.76 + 417.59 + 282.74 + 15 + 40) \times 9.8$$

$$W_T = 13417 \text{ (N)}$$

$$w = \frac{W_T}{L}$$

$$w = \frac{13417}{6}$$

$$w = 2236 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}} \right)$$

A partir de la carga total aplicada al cilindro se obtiene el momento máximo M_{max} que soporta este, para esto se utiliza el programa MD SOLID, ver figura 5.2.

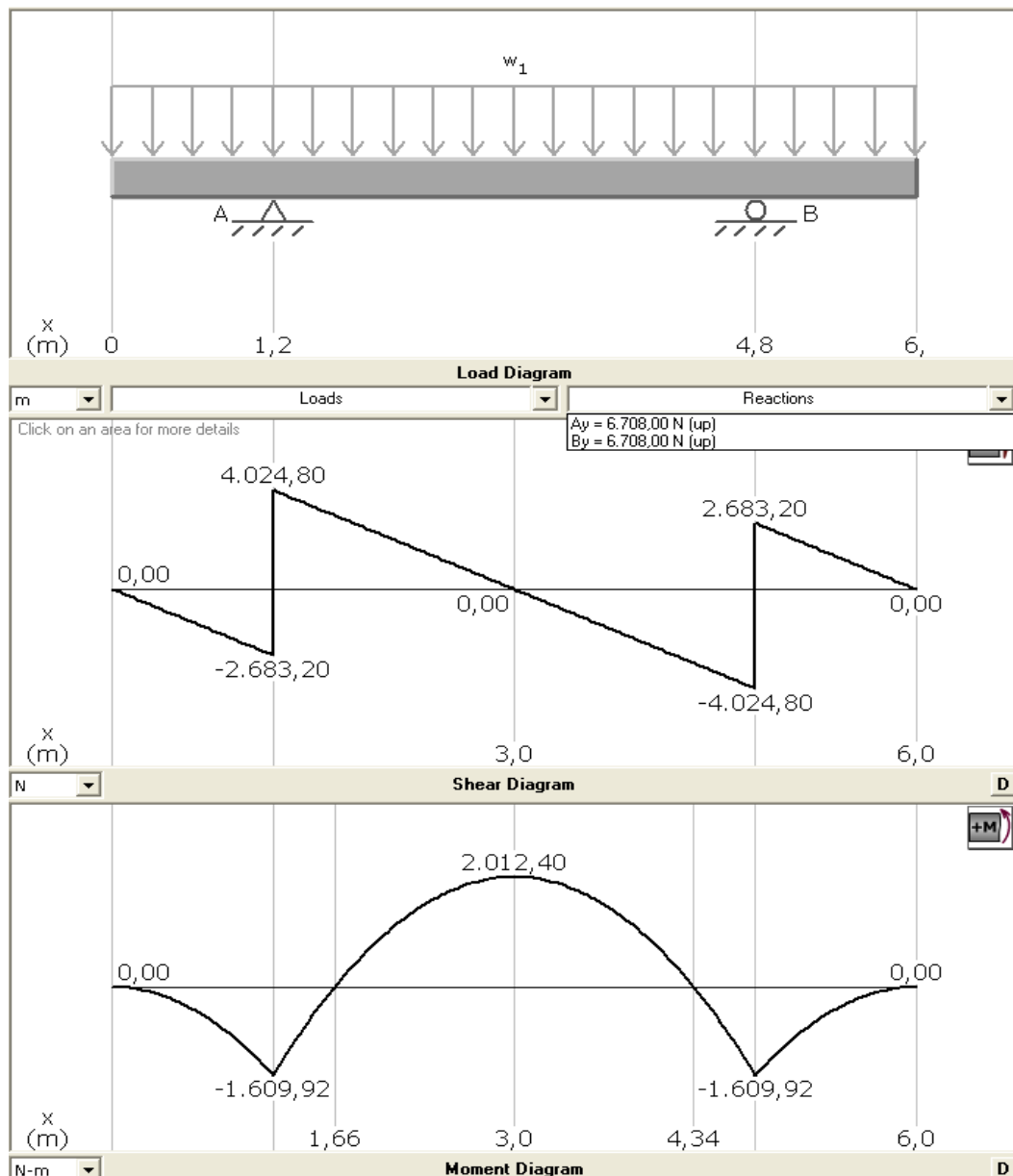


Figura 5.2 Diagrama de fuerza cortante y momento flector²⁸.

²⁸Software MD SOLIDS

$$R_A = 6708 \text{ (N)}$$

$$R_B = 6708 \text{ (N)}$$

5.4.1 Resistencia del cilindro

El cilindro está sometido a flexión pura en el centro, esto significa que la fuerza cortante es nula y que no hay cargas de torsión o axiales presentes, por lo tanto el esfuerzo máximo aplicado al cilindro es:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{Z}$$

Ecuación 5.9

$$Z = \frac{\pi}{32} \left(\frac{D_e^4 - D^4}{D_e} \right)$$

Ecuación 5.10

Dónde:

Z= Módulo de sección, (m³)

M= Momento máximo, (N m)

El factor de seguridad se lo obtiene:

$$n_c = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

Ecuación 5.11

Dónde:

$S_y = 276$ (MPa) Acero Inoxidable AISI 304

$M_{\max} = 2012.4$ (N m)

$$Z = \frac{\pi}{32} \left(\frac{D_e^4 - D^4}{D_e} \right)$$

$$Z = \frac{\pi}{32} \left(\frac{1.404^4 - 1.4^4}{1.404} \right)$$

$$Z = 3.083 \times 10^{-3} (\text{m}^3)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{Z}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{2012.4}{3.083 \times 10^{-3}}$$

$$\sigma_{\max} = 6.527 \times 10^5 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

$$n_c = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

$$n_c = \frac{276 \times 10^6}{6.527 \times 10^5}$$

$$n_c = 422$$

El alto factor de seguridad justifica que no se realiza un diseño a fatiga del cilindro, y además se considera que va a trabajar 8 horas diarias o de manera ininterrumpida, de acuerdo a las necesidades de los productores.

5.5 Dimensionamiento de los elevadores del cilindro

Estos están unidos por medio de cordones de soldadura a la pared interna del cilindro en todo su diámetro, distribuidos a lo largo del secador, cada elevador tiene una longi-

tud de 75(cm), 48 elevadores en total, se los colocará de 6 en 6 desde el inicio hasta el final del secador. Estos son los encargados de distribuir uniformemente las hojas sobre toda la longitud del cilindro²⁹, provocando un mejor contacto con el aire caliente, ver figura 5.3.

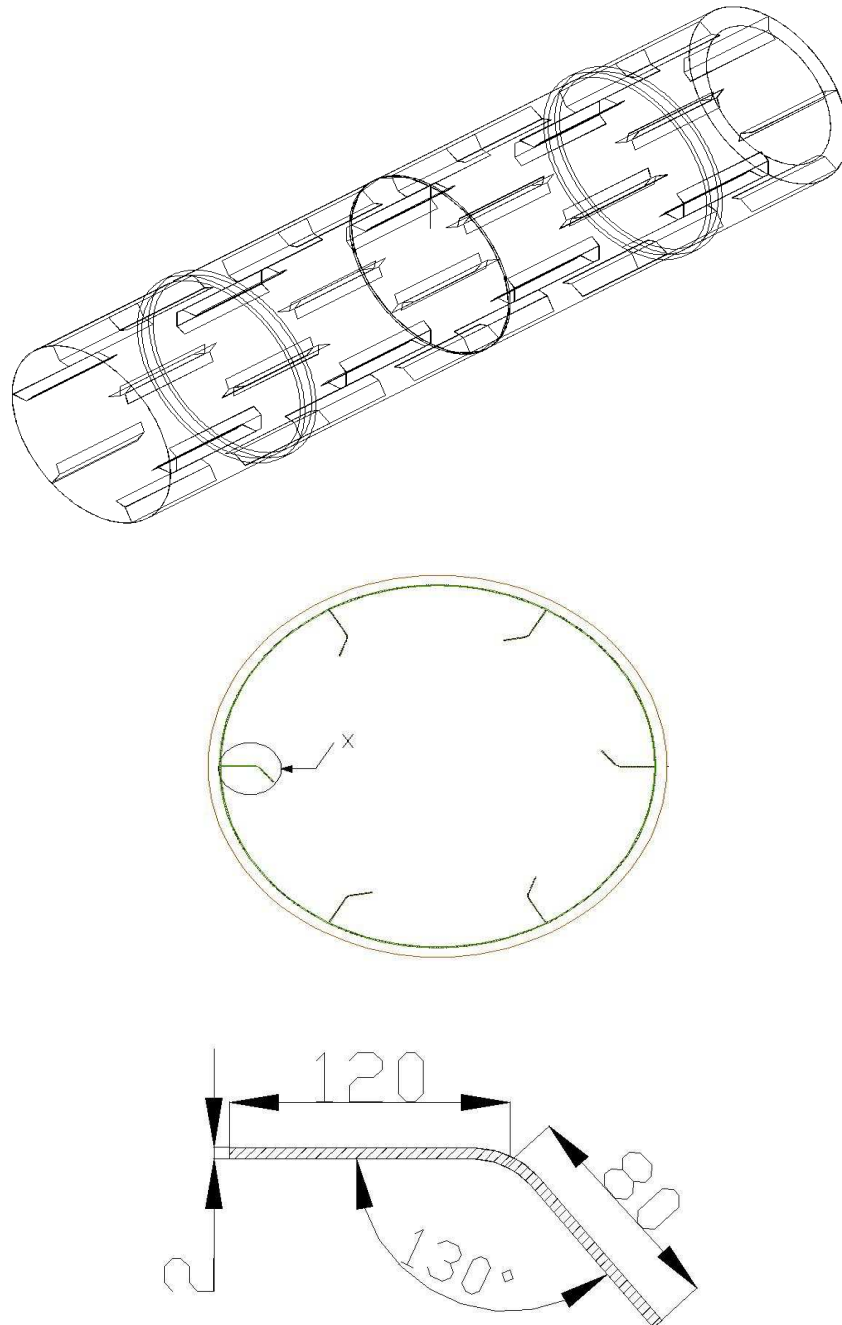


Figura 5.3 Elevadores en la cámara cilíndrica.

²⁹Cárdenas Romero Diseño de una máquina secadora de abono orgánico. Tesis previa a la obtención del Título de Ing. Mecánico; EPN 2010 pg. 109

El peso máximo para el que se diseña los elevadores es la capacidad del secador dividido para la cuarta parte del número de elevadores debido a que el secador no está cargado al 100%.

$$W = \frac{m_h \times g}{12}$$

Ecuación 5.12

Al elevador se le considera como una viga en voladizo, la carga distribuida y el momento respectivamente son:

$$w = \frac{W}{L_e}$$

Ecuación 5.13

$$M = \frac{w \times L_e^2}{2}$$

Ecuación 5.14

Dónde:

L_e = Longitud del elevador, (m)

La inercia del elevador se considera respecto al eje:

$$I = \frac{b_v \times a_v^3}{12}$$

Ecuación 5.15

Dónde:

b_v = base de la viga, (m)

a_v = ancho de la viga, (m)

El esfuerzo máximo para éste caso es:

$$\sigma_{\max} = \frac{M \times c}{I}$$

Ecuación 5.16

Dónde:

I = Inercia del elevador, (m⁴)

c = Distancia del eje al centro del elevador, (m)

El factor de seguridad se lo obtiene:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

Ecuación 5.17

Dónde:

$S_y = 276$ (MPa) Acero Inoxidable AISI 304

$$L_e = 0.2 \text{ (m)}$$

$$W = \frac{m_h \times g}{12}$$

$$W = \frac{500 \times 9.8}{12}$$

$$\mathbf{W = 408.3 \text{ (N)}}$$

$$w = \frac{W}{L_e}$$

$$w = \frac{408.3}{0.2}$$

$$\mathbf{w = 2041.67 \left(\frac{N}{m}\right)}$$

$$M = \frac{w \times L_e^2}{2}$$

$$M = \frac{2041.67 \times 0.2^2}{2}$$

$$\mathbf{M = 40.8 \text{ (N m)}}$$

$$I = \frac{b_v \times a_v^3}{12}$$

$$I = \frac{0.75 \times 0.002^3}{12}$$

$$\mathbf{I = 5 \times 10^{-10} \text{ (m}^4\text{)}}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M \times c}{I}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{40.8 \times 0.001}{5 \times 10^{-10}}$$

$$\sigma_{\max} = 81.6 \text{ (MPa)}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

$$n = \frac{276 \times 10^6}{81,6 \times 10^6}$$

$$n = 3.38$$

El factor de seguridad es adecuado para el espesor de 2 (mm).

5.6 Motor para el sistema motriz

Su función es dar movimiento al cilindro de secado, el que debe girar para que el proceso se cumpla de manera satisfactoria.

Para la elección del motor reductor es necesario conocer la cantidad de inercia que debe vencer para que produzca el movimiento adecuado y el cilindro de secado gire, la cantidad de inercia a vencer es la conformada por:

- Inercia del cilindro de secado
- Inercia de los elevadores
- Inercia de las hojas dentro del cilindro
- Inercia de los anillos rotativos

Para determinar el momento del cilindro de secado se emplea la siguiente ecuación³⁰.

$$\sum M = \sum I \times \alpha_c$$

Ecuación 5.18

³⁰El Secado de sólidos en la Industria Química, Nonhebel G., Moss A.A.H., Ed Reverté S.A., 1ª edición, 1979.

Dónde:

I = Inercia de todos los elementos del sistema, (Kg m²)

α_c = Aceleración angular, $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right)$

5.6.1 Inercia del cilindro de secado

Como en el cilindro de secado el espesor de la lámina es de 2 (mm), entonces se aplica la inercia de un cilindro de pared delgada:

$$I_c = m_{\text{cil}} \times (r_i^2)$$

Ecuación 5.19

Dónde:

r_i = Radio interno del cilindro, (m)

$$I_c = m_{\text{cil}} \times (r_i^2)$$

$$I_c = 417.59 \times (0.7^2)$$

$$I_c = 205(\text{Kg m}^2)$$

5.6.2 Inercia de los anillos rotativos

Se analiza la inercia de un anillo de la siguiente manera:

$$I_{\text{ar}} = \frac{m_{\text{ar}}}{2} \times (r_{\text{ea}}^2 + r_e^2)$$

Ecuación 5.20

Dónde:

r_e = Radio interno del anillo rotativo, (m)

r_{ea} = Radio externo del anillo rotativo, (m)

$$I_{ar} = \frac{m_{ar}}{2} \times (r_{ea}^2 + r_e^2)$$

$$I_{ar} = \frac{141.37}{2} \times (0.742^2 + 0.702^2) \times 2$$

$$I_{ar} = 148(\text{Kg m}^2)$$

5.6.3 Inercia de los elevadores

La geometría de los elevadores se asemeja al cálculo de la inercia de una placa rectangular, pero debido a que los elevadores están en los extremos del cilindro se aplica el Teorema de Steiner de la siguiente manera.

$$I_{el} = \frac{m_{el}}{12} \times (a_e^2 + b_e^2) + m_{el} \times x_e^2$$

Ecuación 5.21

Dónde:

a_e = Largo de la placa, (m)

b_e = Ancho de la placa, (m)

x_e = Distancia del eje de la placa al eje del cilindro, (m)

$$I_{el} = \frac{m_{el}}{12} \times (a_e^2 + b_e^2) + m_{el} \times x_e^2$$

$$I_{el} = \left(\frac{2.37}{12} \times (0.02^2 + 0.002^2) + 2.37 \times 0.6^2 \right) \times 48$$

$$I_{el} = 41 (\text{Kg m}^2)$$

5.6.4 Inercia de las hojas

El diseño de los elementos mecánicos se realiza en el caso más extremo, con la finalidad de encontrar un factor de diseño que permita asegurar que éstos no fallen.

Cuando el cilindro gire el comportamiento de las hojas alrededor del cilindro toma la forma de un anillo, por lo tanto se calcula la inercia de la siguiente manera.

$$I_{ho} = \frac{m_h}{2} \times (r_{ho}^2 + r_i^2)$$

Ecuación 5.22

Dónde:

r_i = Radio interno del cilindro, (m)

r_{ho} = Radio aproximado que ocupan las hojas en el cilindro, (m)

$$I_{ho} = \frac{m_h}{2} \times (r_{ho}^2 + r_i^2)$$

$$I_{ho} = \frac{500}{2} \times (0.525^2 + 0.7^2)$$

$$I_{ho} = 192 (\text{Kg m}^2)$$

Entonces la sumatoria de las inercias es:

$$\sum I = I_c + I_{el} + I_{ar} + I_{ho}$$

$$\sum I = 205 + 41 + 148 + 192$$

$$\sum I = 586(\text{Kg m}^2)$$

El cilindro va a girar a 9 (RPM) que equivalen a $0.942 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$.

Si se espera que esta velocidad de rotación sea alcanzada al completar una revolución, 2π rad. Lo cual le llevaría, en su estado permanente entonces se obtiene.

$$t = \frac{2\pi}{w}$$

Ecuación 5.23

Entonces, la mínima aceleración angular para conseguirlo es:

$$\alpha_c = \frac{\Delta w}{t}$$

Ecuación 5.24

Partiendo del reposo, $w_f = 0$, se obtiene:

$$t = \frac{2\pi}{w}$$

$$t = \frac{2\pi}{0.942}$$

$$t = 6.67 \text{ (s)}$$

$$\alpha_c = \frac{\Delta w}{t}$$

$$\alpha_c = \frac{0.942}{6.67}$$

$$\alpha_c = 0.15$$

Con estos valores remplazamos en la ecuación 5.18.

$$M = \sum I \times \alpha_c$$

$$M = 586 \times 0.15$$

$$\mathbf{M = 88 (N m)}$$

De aquí obtenemos la potencia necesaria teórica para el motor-reductor del cilindro de secado.

$$P = M \times w$$

Ecuación 5.25

Dónde:

w = Velocidad con la que gira el cilindro,

$$\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$$

$$P = M \times w$$

$$P = 88 \times 0.942$$

$$P = 84 \text{ (w)}$$

$$P = 0.2 \text{ (HP)}$$

Calculada la potencia teórica del motor, para la elección del motor-reductor, se procede a calcular el factor de servicio FS, los coeficientes C_1, C_2, C_3 que son los coeficientes de servicio, ver tabla 5.1.

Tabla 5.1 Coeficientes para el cálculo del factor de servicio³¹.

DETERMINACION DE LOS COEFICIENTES C1, C2, C3				
Máquina motriz	Tiempo de funcionamiento diario (horas)	Tipo de carga		
		U ₁ <small>U₁ = U₁ / U₁</small>	M	P
- Motores eléctricos - Motores hidráulicos - Turbinas	Hasta 2	0.90	1.00	1.25
	de 2 hasta 10	1.00	1.25	1.50
	de 10 hasta 24	1.25	1.50	1.75
- Motores de combustión de 4 ó 6 cilindros	Hasta 2	1.00	1.25	1.50
	de 2 hasta 10	1.25	1.50	1.75
	de 10 hasta 24	1.50	1.75	2.00
- Motores de combustión de 1 ó 3 cilindros	Hasta 2	1.25	1.50	1.75
	de 2 hasta 10	1.50	1.75	2.00
	de 10 hasta 24	1.75	2.00	2.25
C ₂ Para número de arranques por hora				
Hasta 10	De 10 hasta 50	más de 50		
1	1.1	Consultar		
C ₃ Según la temperatura ambiente° C				
10	20	30	40	50
0.9	1	1.15	1.3	1.65

$$FS = C_1 \times C_2 \times C_3$$

Ecuación 5.26

Dónde:

C_1 = Coeficiente de tipo de carga,

C_2 = Coeficiente para número de arranques por hora.

³¹ Reductores y Motorreductores de engranajes Helicoidales Transmisión de Potencia S.A. Pg. 5

$C3$ = Coeficiente según la temperatura ambiente.

El coeficiente $C1$ según la tabla 5.1 se selecciona, en primer lugar es un motor eléctrico, el tiempo de funcionamiento diario del motor será máximo hasta 8 horas diarias, y el tipo de carga es media.

El coeficiente $C2$ según la tabla 5.1 se selecciona, debido al número de arranques por hora, la máquina de secado trabajará continuamente, quiere decir que no se necesita de varios arranques por día, debido a que el material ingresado a la tolva es continuo.

El coeficiente $C3$ según la tabla 5.1 se selecciona, debido a la temperatura ambiental que soportará el motor eléctrico, en este caso la temperatura ambiente promedio es 28 °C.

Los coeficientes $C1$, $C2$ y $C3$ respectivamente son:

$$C1 = 1.25$$

$$C2 = 1$$

$$C3 = 1.15$$

$$FS = C1 \times C2 \times C3$$

$$FS = 1.25 \times 1 \times 1.15$$

$$FS = 1.4375$$

$$P_T = P \times FS$$

$$P_T = 0.2 \times 1.4375$$

$$P_T = 0.3 \text{ (HP)}$$

Según análisis se establece que la potencia del motor el momento del arranque aproximadamente se triplica, por lo que se tiene:

$$P_T = 0.3 \times 3$$

$$P_T = 0.9 \text{ (HP)}$$

$$P_T = 1.2 \text{ (HP)}$$

Por lo tanto se escoge un motor de acuerdo a la disponibilidad de los proveedores, un motor-reductor de 1.2 (HP) D-K 30-80 4 ver anexo 2 y anexo 4.

5.7 Selección de cadena y catarina

Para seleccionar los componentes de la transmisión para una reducción de 11:1, y un factor de diseño de 1.5,

$$n_1 = 100 \text{ (RPM) motor-reductor}$$

$$P_T = 1.2 \text{ (HP) motor-reductor}$$

Impacto moderado (choque ligero), día de trabajo normal aproximadamente 12 horas diarias, lubricación deficiente, temperaturas frías, ambientes sucios.

La potencia³² necesaria de selección de la cadena y catarina se calcula de la siguiente forma:

$$P = \frac{n_d K_s P_{nom}}{K_1 K_2}$$

Ecuación 5.27

Dónde:

n_d = Factor de diseño,

K_s = Factor de servicio.

P_{nom} = Potencia nominal, (HP)

K_1 = Factor de correlación de dientes.

³²Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Sexta Edición pg. 1097

K_2 = Factor de hilos múltiples.

Tabla 5.2 Factor de servicio.

CARACTERÍSTICAS DEL IMPULSO	FUENTE DE POTENCIA MOTRIZ
UNIFORME	1.0 – 1.2
CHOQUE LIGERO	1.1 – 1.3
CHOQUE MEDIANO	1.2 – 1.4
CHOQUE FUERTE	1.3 – 1.5

El factor de servicio K_S , se determina de acuerdo a las características de impulso del motor, se considera un choque ligero, por tanto se escoge 1.3 como factor de servicio.

Tabla 5.3 Factores de corrección de dientes³³.

Número de dientes en catarina impulsora	Potencia preextremo, K_1	Potencia posextremo, K_1
11	0.62	0.52
12	0.69	0.59
13	0.75	0.67
14	0.81	0.75
15	0.87	0.83
16	0.94	0.91
17	1.00	1.00
18	1.06	1.09
19	1.13	1.18
20	1.19	1.28
N	$(N_i/17)^{1.08}$	$(N_i/17)^{1.3}$

El factor de corrección de dientes K_1 , se determina de acuerdo al número de dientes de la Catarina impulsora, en este caso se escoge la catarina de 17 dientes, la potencia preextremo y posextremo es la misma e equivalente a 1.

³³Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Octava Edición pg. 893

Tabla 5.4 Factores para torones simples y múltiples.

Número de torones	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

El factor de hilos K_2 , se determina de acuerdo al número de hilos o torones en la cadena, como se escoge una cadena de 1 hilo, el factor es equivalente es 1.

$$P = \frac{n_d K_s P_{nom}}{K_1 K_2}$$

$$P = \frac{(1.5)(1.3)(1.2)}{(1)(1)}$$

$$P = 2.4 \text{ (HP)}$$

Según la tabla 5.5 escogemos el adecuado número de cadena.

A una velocidad de 100 (RPM) se tiene una potencia nominal de 5.38 (HP).

Tabla 5.5 Capacidad nominal de potencia de cadenas³⁴.

Velocidad de la catarina, rpm		Número ANSI de cadena							
		80	100	120	140	160	180	200	240
Tipo A	50	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
	100	5.38	10.3	17.4	26.9	39.1	54.0	71.6	115
	150	7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103	166
	200	10.0	19.2	32.5	50.3	72.9	101	134	215
	300	14.5	27.7	46.8	72.4	105	145	193	310
	400	18.7	35.9	60.6	93.8	136	188	249	359
	500	22.9	43.9	74.1	115	166	204	222	0
	600	27.0	51.7	87.3	127	141	155	169	
	700	31.0	59.4	89.0	101	112	123	0	
	800	35.0	63.0	72.8	82.4	91.7	101		
Tipo B	900	39.9	52.8	61.0	69.1	76.8	84.4		
	1 000	37.7	45.0	52.1	59.0	65.6	72.1		
	1 200	28.7	34.3	39.6	44.9	49.9	0		
	1 400	22.7	27.2	31.5	35.6	0			
	1 600	18.6	22.3	25.8	0				
	1 800	15.6	18.7	21.6					
	2 000	13.3	15.9	0					
	2 500	9.56	0.40						
	3 000	7.25	0						

Se selecciona una cadena ANSI #80, que posee las siguientes dimensiones:

$$\text{Paso} = 0.0254 \text{ (m)} = 1 \text{ (plg)}$$

$$\text{Ancho} = 0.01588 \text{ (m)} = 0.625 \text{ (plg)}$$

$$\text{Diámetro del rodillo} = 0.01587 \text{ (m)} = 0.625 \text{ (plg)}$$

$$\text{Peso} = 1.71 \left(\frac{\text{lb}}{\text{ft}} \right) = 25 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}} \right)$$

Según tablas se escoge un número de dientes de 17 en la catarina impulsora.

“La lubricación de cadenas y rodillos es esencial a fin de obtener una vida larga y sin problemas”³⁵. La lubricación por goteo o por baño poco profundo es la recomendada para el diseño, se empleará un aceite medio o ligero sin aditivos tales como el LHMT 68/5.

³⁴Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Sexta Edición pg. 1090

³⁵Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 8va ED. Pg. 895

Se analiza el número de dientes que tendría el piñón conducido para obtener el número de revoluciones por minuto necesarios para el cilindro de secado.

$$N_1 \times n_1 = N_2 \times n_2$$

Ecuación 5.28

Dónde:

n_1 = Velocidad angular de la catarina motriz, (RPM)

n_2 = Velocidad angular de la catarina conducida, (RPM)

N_1 = Número de dientes de la catarina motriz.

N_2 = Número de dientes de la catarina impulsada.

Tabla 5.6 Dimensiones de cadenas estándares de rodillos³⁶.

Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lbf (N)	Peso promedio, lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamento de torones múltiples, pulg (mm)
25	0.250 {6.35}	0.125 {3.18}	780 {3 470}	0.09 {1.31}	0.130 {3.30}	0.252 {6.40}
35	0.375 {9.52}	0.188 {4.76}	1 760 {7 830}	0.21 {3.06}	0.200 {5.08}	0.399 {10.13}
41	0.500 {12.70}	0.25 {6.35}	1 500 {6 670}	0.25 {3.65}	0.306 {7.77}	—
40	0.500 {12.70}	0.312 {7.94}	3 130 {13 920}	0.42 {6.13}	0.312 {7.92}	0.566 {14.38}
50	0.625 {15.88}	0.375 {9.52}	4 880 {21 700}	0.69 {10.1}	0.400 {10.16}	0.713 {18.11}
60	0.750 {19.05}	0.500 {12.7}	7 030 {31 300}	1.00 {14.6}	0.469 {11.91}	0.897 {22.78}
80	1.000 {25.40}	0.625 {15.88}	12 500 {55 600}	1.71 {25.0}	0.625 {15.87}	1.153 {29.29}
100	1.250 {31.75}	0.750 {19.05}	19 500 {86 700}	2.58 {37.7}	0.750 {19.05}	1.409 {35.76}
120	1.500 {38.10}	1.000 {25.40}	28 000 {124 500}	3.87 {56.5}	0.875 {22.22}	1.789 {45.44}
140	1.750 {44.45}	1.000 {25.40}	38 000 {169 000}	4.95 {72.2}	1.000 {25.40}	1.924 {48.87}
160	2.000 {50.80}	1.250 {31.75}	50 000 {222 000}	6.61 {96.5}	1.125 {28.57}	2.305 {58.55}
180	2.250 {57.15}	1.406 {35.71}	63 000 {280 000}	9.06 {132.2}	1.406 {35.71}	2.592 {65.84}
200	2.500 {63.50}	1.500 {38.10}	78 000 {347 000}	10.96 {159.9}	1.562 {39.67}	2.817 {71.55}
240	3.00 {76.20}	1.875 {47.63}	112 000 {498 000}	16.4 {239}	1.875 {47.62}	3.458 {87.83}

³⁶Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Sexta Edición pg. 1090

Los diámetros de paso del piñón y la catarina se determinan con las siguientes ecuaciones:

$$Dp_{cm} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{N_1}\right)}$$

Ecuación 5.29

$$Dp_{cc} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{N_2}\right)}$$

Ecuación 5.30

Dónde:

Dp_{cm} = Diámetro de paso de la catarina motriz, (m)

Dp_{cc} = Diámetro de paso de la catarina conducida, (m)

N_1 = Número de dientes de la catarina motriz.

N_2 = Número de dientes de la catarina motriz.

p = Paso de la cadena, (m)

De aquí se analiza la longitud de la cadena a partir de la siguiente ecuación:

$$\frac{LC}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_1 - N_2)^2}{4\pi^2 \times \frac{C}{p}}$$

Ecuación 5.31

Dónde:

LC = Longitud de la cadena, (m)

C = Distancia entre centros, (m)

La distancia entre centros está dada por la ecuación.

$$\frac{C}{p} = \frac{1}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

Ecuación 5.32

A = está dada por:

$$A = \frac{N_1 + N_2}{2} - \frac{LC}{p}$$

Ecuación 5.33

$$n_1 = 100 \text{ (RPM)}$$

$$n_2 = 9 \text{ (RPM)}$$

$$N_1 = 17 \text{ dientes}$$

$$N_2 = \frac{N_1 \times n_1}{n_2}$$

$$N_2 = \frac{17 \times 100}{9}$$

$$N_2 = 189$$

$$N_2 = 190 \text{ dientes}$$

$$Dp_{cm} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{N_1}\right)}$$

$$Dp_{cm} = \frac{0.0254}{\sin\left(\frac{180}{17}\right)}$$

$$Dp_{cm} = 0.14 \text{ (m)}$$

$$Dp_{cc} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{N_2}\right)}$$

$$Dp_{cc} = \frac{0.0254}{\sin\left(\frac{180}{190}\right)}$$

$$Dp_{cc} = 1.54 \text{ (m)}$$

$$\frac{C}{p} = 40$$

$$\frac{LC}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_1 - N_2)^2}{4\pi^2 \times \frac{C}{p}}$$

$$\frac{LC}{p} = 2(40) + \frac{17 + 190}{2} + \frac{(17 - 190)^2}{4\pi^2 \times 40}$$

$$\frac{LC}{p} = 202.45$$

$$\frac{LC}{p} = 202 \text{ pasos}$$

$$A = \frac{N_1 + N_2}{2} - \frac{LC}{p}$$

$$A = \frac{17 + 190}{2} - 202$$

$$A = -98.5$$

$$\frac{C}{p} = \frac{1}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$\frac{C}{p} = \frac{1}{4} \left[-(-98.5) + \sqrt{(-98.5)^2 - 8 \left(\frac{190 - 17}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$\frac{C}{p} = 40$$

$$C = \frac{C}{p} \times p$$

$$C = 40 \times 0.0254$$

$$C = 1 \text{ (m)}$$

Tabla 5.7 Resumen de los datos de cadena y catarina seleccionada.

Resumen		
Descripción	Símbolo	Dato
Número de dientes del piñón	$N1$	17
Número de dientes de la Catarina	$N2$	190
Paso	p	1"
Distancia entre centros	C	1 m
Longitud de la cadena	LC	5 m
Velocidad angular del piñón	$n1$	100 RPM
Velocidad angular de la Catarina	$n2$	9 RPM
Diámetro de paso del piñón	DP_{cm}	1,54 m
Diámetro de paso de la Catarina	DP_{cc}	0,14 m
Lubricación	LHMT 68/5	

5.8 Diseño de los rodillos

Este diseño comprende el dimensionamiento de las ruedas, determinación del ángulo de volteo y análisis de falla superficial entre el anillo y las ruedas.

Las ruedas o rodillos de apoyo y rodadura del cilindro son los elementos encargados de soportar todo el peso del secador, estos son uno de los elementos principales del sistema motriz.

5.8.1 Determinación del ángulo de volteo

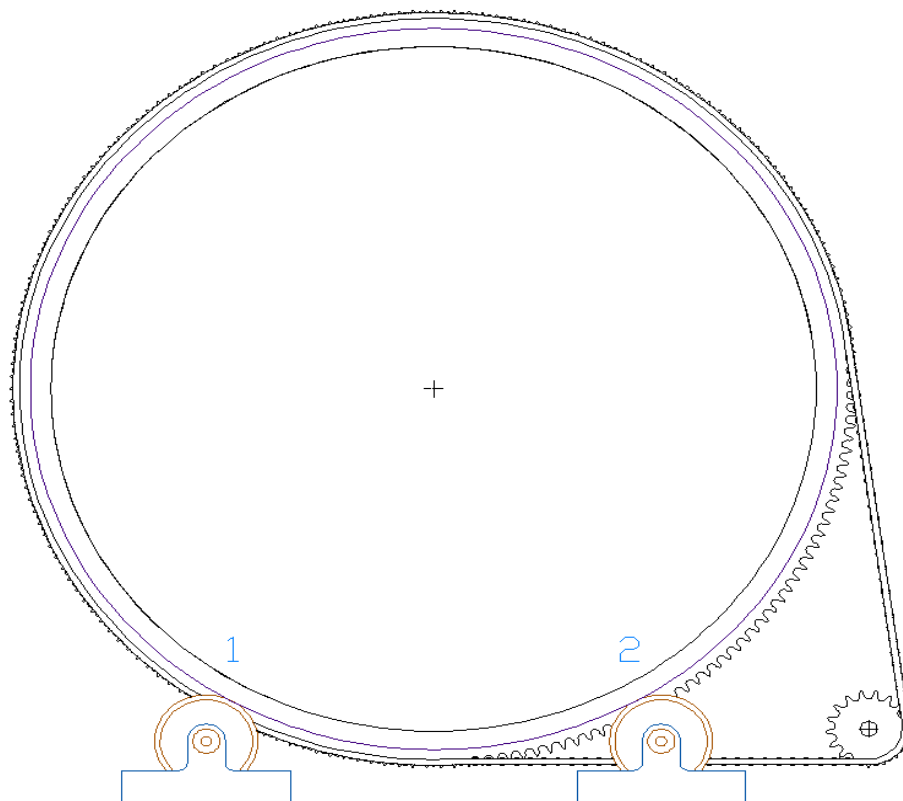


Figura 5.4 Diagrama del sistema.

Para determinar el ángulo de volteo en el sistema se realiza un análisis de fuerzas por la segunda ley de Newton, la cual indica que “una fuerza F aplicada a un cuerpo le co-

munica una aceleración a de la misma dirección y sentido que la fuerza, directamente proporcional a ella e inversamente proporcional a la masa m del cuerpo³⁷”.

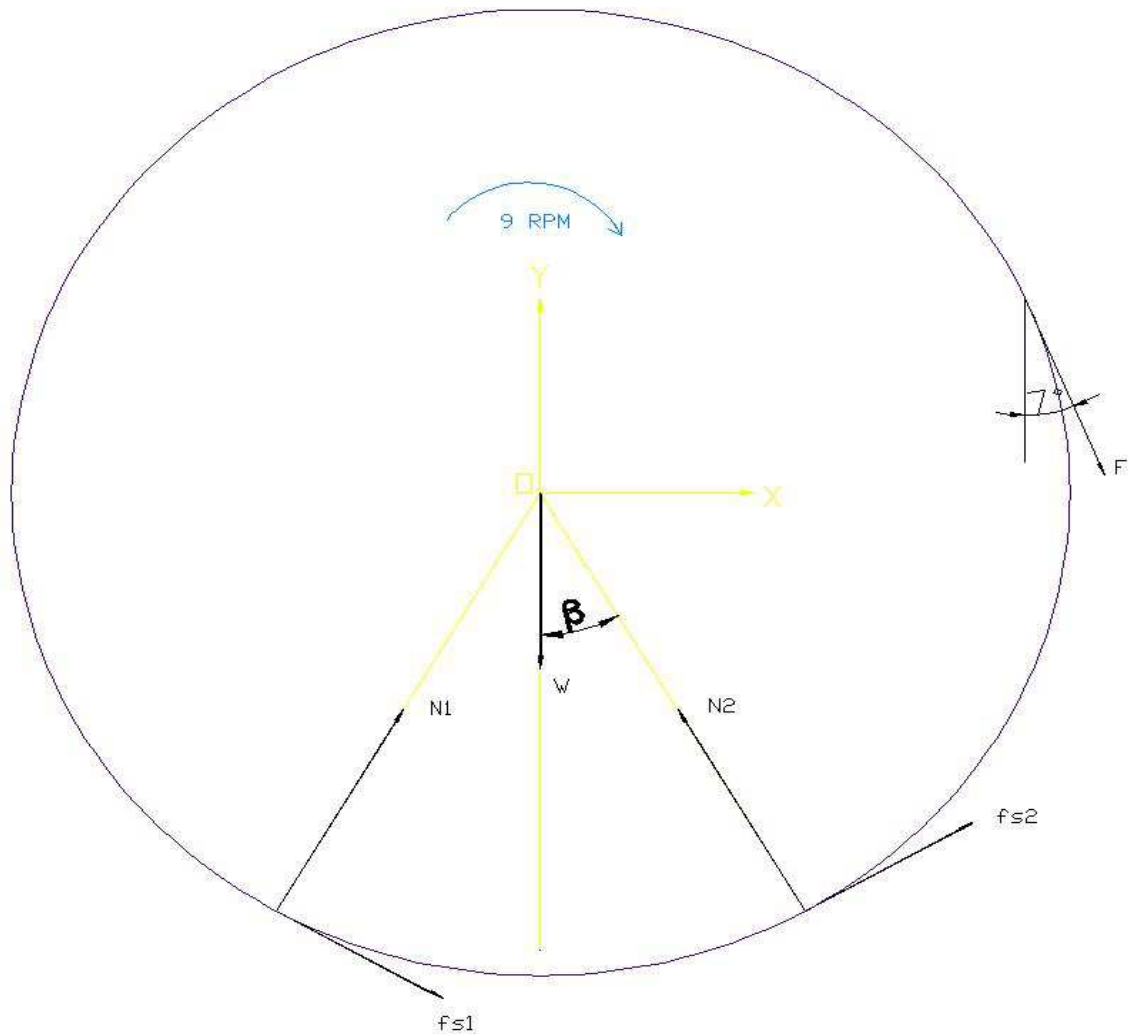


Figura 5.5 Diagrama de cuerpo libre 1.

Cuando el cilindro está en el estado inminente de volteo, el anillo acoplado al cilindro deja de tener contacto con una de las ruedas, para este caso, dejará de contactar en la rueda en el punto 1 como se aprecia en la figura 5.6.

Trazando el diagrama de cuerpo libre se obtiene:

³⁷ CAREL W. VAN DER MERWE, Física General de Daniel Schaum año 1980 Pg. 35

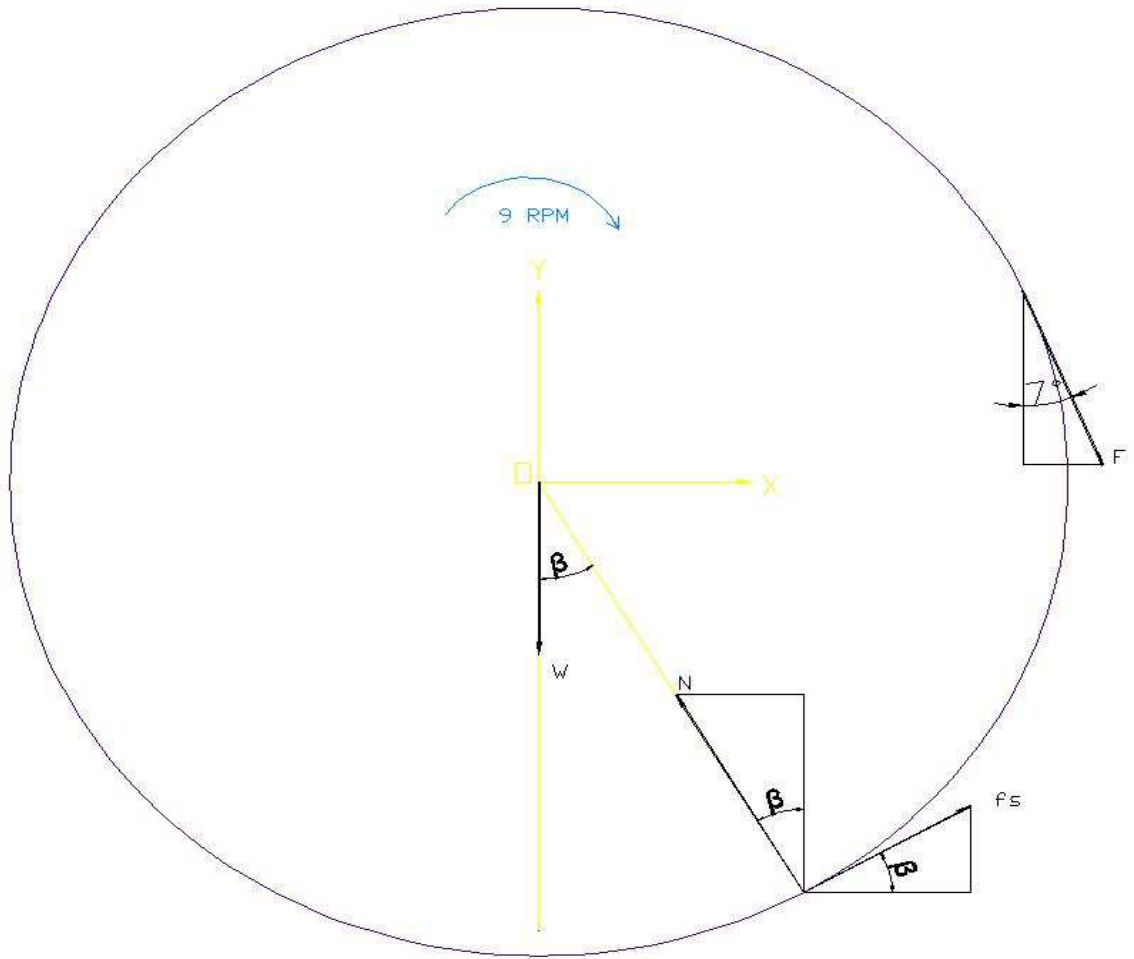


Figura 5.6 Diagrama de cuerpo libre 2.

Dónde:

N = Normal ejercida en la rueda, (N)

v_m = Velocidad media, $\left(\frac{m}{s}\right)$

F = Fuerza requerida para el movimiento del secador, (N)

P = Potencia del motor, (HP)

β = Ángulo de volteo, ($^\circ$)

μ = Coeficiente de fricción

Ya definido el diagrama de cuerpo libre, se desarrolla las ecuaciones de movimiento de rotación con respecto a un eje fijo³⁸. Se debe tomar en cuenta que el momento crítico para el volteo es cuando el secador se enciende, para esto el motor requiere de una potencia adicional, la cual ya está considerada en cálculos anteriores. Luego de un lapso corto de tiempo, el sistema trabaja con normalidad.

Datos:

$$w = 0.942 \quad \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right) \text{ "9 RPM"}$$

$$m = 1369.1 \quad (\text{Kg})$$

$$r = 0.7 \text{ m}$$

$$\mu = 0.2$$

El coeficiente de fricción promedio entre el hierro fundido y el acero al carbono aproximadamente es 0.2.

La aceleración angular α , y el momento de inercia I ya se calculó anteriormente en el capítulo 5.6, por lo tanto respectivamente son:

$$\alpha = 0.15 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right)$$

$$I = 586 \text{ (kg. m}^2\text{)}$$

Tensión " F ":

$$v_m = \frac{w \times D}{2}$$

$$v_m = \frac{0.942 \times 1.4}{2}$$

$$v_m = 0.66 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

³⁸Mecánica vectorial para ingenieros. Dinámica R.C. HIBBELER 10ma. ED. Pg. 406

$$F = \frac{P \times 746}{v_m}$$

$$F = \frac{1.2 \times 746}{0.66}$$

$$F = 1356.36 \text{ (N)}$$

La fuerza ejercida por la cadena al cilindro tiene un ángulo de inclinación de 7 grados con respecto al eje de las ordenadas debido al diseño, obtenido mediante la simulación en Solid Works.

Ecuaciones de movimiento:

$$\sum F_X = m \times a_x$$

$$\sum F_X = 0$$

$$\text{Ec. 1} \quad -N \times \text{sen}(\beta) + \mu \times N \times \text{cos}(\beta) + F \times \text{sen}(7) = 0$$

$$\sum F_Y = m \times a_y$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$\text{Ec. 2} \quad -m \times g + N \times \text{cos}(\beta) + \mu \times N \times \text{sen}(\beta) - F \times \text{cos}(7) = 0$$

$$\sum M_o = I \times \alpha$$

$$\text{Ec. 3} \quad F \times r - \mu \times r \times N = I \times \alpha$$

Para el cálculo del ángulo de volteo solo son necesarias las ecuaciones 1 y 2.

Resolviendo este sistema de ecuaciones se obtiene respectivamente la normal N y el ángulo de volteo β :

$$N = 16189.18 \text{ (N)}$$

$$\beta = 24.94^\circ$$

$$\beta \approx 30^\circ$$

Como se puede verificar el ángulo crítico para que se voltee el cilindro es 25° , por seguridad se considera un ángulo de 30° , el cual garantiza estabilidad en la máquina.

5.8.2 Fallas Superficiales

Existen tres formas en las que un elemento puede fallar:

- Obsolescencia
- Ruptura
- Desgaste

5.8.2.1 Desgaste por Adhesión

Cuando superficies limpias se oprimen una contra la otra, algunas de las asperezas en contacto tienen tendencia a adherirse por causa de fuerzas de atracción entre átomos superficiales, rompiéndose, a lo largo de la interfaz o a lo largo de un plano nuevo.

5.8.2.2 Desgaste por Abrasión

La abrasión entre dos cuerpos se refiere a un material áspero y duro que se desliza sobre uno más blando, es por lo tanto un proceso de eliminación de material en el cual las superficies afectadas pierden masa a cierta tasa controlada o sin control.

5.8.2.3 Desgaste por corrosión

La mayor parte de los metales forman óxidos al reaccionar ante el oxígeno del aire y el agua, la combinación de esfuerzos y un entorno corrosivo tiene un efecto acumulativo, y el material se corroe con más rapidez, si una pieza está sujeta a un esfuerzo cíclico en un entorno corrosivo, la grieta crecerá con mayor rapidez que en función de cualquiera de estos factores solos, a esto se le conoce con el nombre de fatiga por corrosión.

5.8.2.4 Fatiga Superficial

Cuando en dos superficies en contacto ocurre un deslizamiento, entra en juego un mecanismo de falla superficial, que se conoce como fatiga superficial, los esfuerzos resultantes en la huella de contacto se conocen como esfuerzos de contacto, la frecuencia de rotación de los elementos crea una situación de carga a la fatiga, que le llevará a una falla por fatiga superficial.

5.8.2.5 Esfuerzos en contacto cilíndrico

Cuando dos cilindros ruedan juntos, su huella de contacto será rectangular, la distribución de presión será un prisma semielíptico, de semiancho a_c , la carga aplicada F sobre la huella de contacto es:

$$F = \frac{1}{2} \pi \times a_c \times l_c \times P_{\max}$$

Ecuación 5.34

Dónde:

a_c = Semiancho de la huella de contacto, (m)

l_c = Longitud de contacto a lo largo del eje del cilindro, (m)

P_{\max} = Presión máxima ejercida sobre las ruedas, (Pa)

La presión máxima corresponde a:

$$P_{\max} = \frac{2F}{\pi \times a_c \times l_c}$$

Ecuación 5.35

La presión promedio es la fuerza aplicada por la huella del área de contacto.

$$P_{\text{prom}} = \frac{F}{2a_c \times l_c}$$

Ecuación 5.36

Ahora se define una constante de geometría cilíndrica, que dependerá de los radios de los cilindros en contacto:

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$

Ecuación 5.37

Donde r_1 y r_2 son los radios de los cilindros en contacto.

El semiancho de la huella³⁹ de contacto se determina a partir de:

³⁹Diseño en Ingeniería Mecánica de NORTON Octava Edición pg. 500

$$a_c = \sqrt{\frac{2 m_1 + m_2 F}{\pi B l_c}}$$

Ecuación 5.38

Donde m_1 y m_2 son constantes del material, y se los calcula de la siguiente forma:

$$m_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1}$$

Ecuación 5.39

Dónde:

E_1 = Módulo de Elasticidad, $\left(\frac{N}{m^2}\right)$

ν_1 = Relación de Poisson.

Los esfuerzos normales son todos a compresión, y máximos en la superficie. Disminuyen con rapidez con la profundidad dentro del material y también disminuyen al alejarse de la línea central, los esfuerzos normales máximos aplicados son:

$$\sigma_x = \sigma_z = -P_{\max}$$

$$\sigma_y = -2\nu_1 P_{\max}$$

Ecuación 5.40

El esfuerzo cortante máximo⁴⁰ τ_{\max} sobre el eje z resulta por debajo de la superficie, el valor del esfuerzo máximo y la localización del esfuerzo o profundidad para 2 cilindros de acero respectivamente son:

$$\tau_{\max} = 0.304P_{\max}$$

$$z_{\tau_{\max}} = 0.786a_c$$

Ecuación 5.41

Tabla 5.8 Constantes físicas de materiales.

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Relación de Poisson ν	Peso específico w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lbf/pulg ³	lbf/ft ³	kN/m ³
Abeto Douglas	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Acero al carbono	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Acero inoxidable (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0
Aleaciones de titanio	16.5	114.0	6.2	42.4	0.340	0.160	276	43.4
Aluminio (todas las aleaciones)	10.4	71.7	3.9	26.9	0.333	0.098	169	26.6
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Hierro fundido (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel metal	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Plata niquelada	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4

El material para el primer cilindro que es el anillo rotativo, es Acero al Carbono, como se puede observar en la tabla 5.8, las propiedades son:

$$E_1 = 207 \text{ (GPa)}$$

$$\nu_1 = 0.292$$

⁴⁰Diseño en Ingeniería Mecánica de NORTON Octava Edición pg. 503

El material para el segundo cilindro que es la rueda o rodillo, es Fundición gris, como se puede observar en la tabla 5.8, las propiedades son:

$$E_2 = 100 \text{ (GPa)}$$

$$\nu_2 = 0.211$$

$$m_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1}$$

$$m_1 = \frac{1 - 0.292^2}{207 \times 10^9}$$

$$m_2 = \frac{1 - 0.211^2}{100 \times 10^9}$$

$$m_1 = 4.42 \times 10^{-12}$$

$$m_2 = 9.55 \times 10^{-12}$$

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{0.742} + \frac{1}{0.095} \right)$$

$$B = 5.94$$

$$a_c = \sqrt{\frac{2 m_1 + m_2}{\pi} \frac{F}{B l_c}}$$

$$a_c = \sqrt{\frac{2 \left(4.42 \times 10^{-12} + 9.55 \times 10^{-12} \right)}{\pi} \frac{3664}{5.94} \frac{1}{0.1}}$$

$$a_c = \mathbf{0.2338 \text{ (mm)}}$$

$$P_{\max} = \frac{2F}{\pi \times a_c \times l_c}$$

$$P_{\max} = \frac{2 \times 3664}{\pi \times (2.338 \times 10^{-4}) \times 0.1}$$

$$P_{\max} = \mathbf{99.78 \text{ (MPa)}}$$

$$\mathbf{P_{max} = 14.451 \text{ (Kpsi)}}$$

$$P_{prom} = \frac{F}{2a_c \times l_c}$$

$$P_{prom} = \frac{3664}{2 \times (2.338 \times 10^{-4}) \times 0.1}$$

$$\mathbf{P_{prom} = 78.36 \text{ (MPa)}}$$

$$\sigma_x = \sigma_z = -P_{max}$$

$$\mathbf{\sigma_x = \sigma_z = -99.78 \text{ (MPa)}}$$

$$\sigma_y = -2\nu_1 P_{max}$$

$$\sigma_y = -2 \times 0.211 \times (99.78 \times 10^6)$$

$$\mathbf{\sigma_y = -42.11 \text{ (MPa)}}$$

$$\tau_{max} = 0.304 P_{max}$$

$$\tau_{max} = 0.304 \times (99.78 \times 10^6)$$

$$\tau_{max} = \mathbf{30.33 \text{ (MPa)}}$$

$$z_{\tau_{max}} = 0.786 a_c$$

$$z_{\tau_{max}} = 0.786 \times (0.2338)$$

$$z_{\tau_{max}} = \mathbf{0.1878 \text{ (mm)}}$$

5.8.3 Fatiga superficial

Las posibles causas para que ocurra este fenómeno son:

- Origen de inclusión: Frecuencia y estabilidad de óxidos y otras inclusiones duras.
- Concentración de esfuerzos geométricos: Desalineación y deflexiones, posibles efectos del espesor de la película del lubricante.

- Origen de punto de superficie: Baja viscosidad del lubricante, fuerzas tangenciales o deslizamientos importantes.
- Peladura: Asperezas frecuentes en el acabado superficial superiores al espesor de la película, pérdida de presión debido a fugas o raspaduras laterales en la superficie de contacto.
- Fatiga del cuerpo interior: Baja dureza del núcleo, espesor pequeño de la cementación con respecto al radio de curvatura de los elementos en contacto.

A fin de retrasar la falla por fatiga superficial se recomienda⁴¹:

- Incrementar la viscosidad del lubricante.
- Pulir la superficie.
- Incrementar la dureza superficial, de preferencia encima de un núcleo más blando y tenaz.

5.8.3.1 Resistencia a la fatiga superficial

Las cargas que varían con el tiempo tienen tendencia a hacer fallar a las piezas a niveles inferiores de esfuerzos de lo que puede resistir el material en aplicaciones de carga estática, aunque los aceros y otros materiales cargados a la fatiga, a la flexión o a la fatiga axial muestran un límite de resistencia a la fatiga, ningún material muestra una propiedad equivalente cuando se carga a la fatiga superficial.

La expresión para el esfuerzo equivalente estático normal a compresión en contacto cilíndrico se determinó por:

$$\sigma_z = -P_{\max} = \frac{2F}{\pi \times a_c \times l_c}$$

Ecuación 5.42

⁴¹Diseño en Ingeniería Mecánica de NORTON Octava Edición pg. 518

De aquí se obtiene el equivalente de la Fuerza:

$$F = \frac{K l_c}{2B}$$

Ecuación 5.43

Donde K es:

$$K = \pi(m_1 + m_2)\sigma_z^2$$

Ecuación 5.44

Éste factor K^{42} se conoce como factor de carga experimental y sirve para determinar la carga de resistencia segura a la fatiga F , a un número especificado de ciclos. Para determinar el ciclo de vida esperado N_{vida} relativo al nivel de esfuerzo aplicado se puede utilizar:

$$\log_{10} K = \frac{\zeta - \log_{10} N_{vida}}{\lambda}$$

Ecuación 5.45

Los valores de K se pueden aplicar directamente según tablas para calcular una carga permisible F para el material seleccionado a 1 E8 ciclos de esfuerzo, en el caso de otras vidas de diseño primero calculamos el mayor esfuerzo radial negativo (a compresión), y aplicando la ecuación 5.45 encontramos el valor N_{vida} del número de ciclos.

⁴²Diseño en Ingeniería Mecánica de NORTON Octava Edición pg. 523

5.8.4 Cálculo del número de ciclos:

Sabiendo que las ruedas giran a 75 (RPM) aproximadamente, que es el cilindro más pequeño, que se necesita que el elemento dure aproximadamente 10 años y que va a trabajar a un promedio de 8 horas diarias.

Procedemos al cálculo de la vida requerida:

$$\text{ciclos} = 75 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times 60 \frac{\text{min}}{\text{hr}} \times 8 \frac{\text{hr}}{\text{día}} \times 345 \frac{\text{día}}{\text{año}} \times 10 \text{años} = 1.242 \times 10^8$$

Aplicando la ecuación 5.37, y posteriormente la ecuación 5.42, se obtiene el factor K de esta manera:

El material para el primer cilindro que es el anillo rotativo, es Acero al Carbono, como se puede observar en la tabla 5.8, las propiedades son:

$$E_1 = 30 \text{ (MPsi)}$$

$$\nu_1 = 0.292$$

El material para el segundo cilindro que es la rueda o rodillo, es Fundición gris, como se puede observar en la tabla 5.8, las propiedades son:

$$E_2 = 14.5 \text{ (MPsi)}$$

$$\nu_2 = 0.211$$

$$m_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1}$$

$$m_1 = \frac{1 - 0.292^2}{30 \times 10^6}$$

$$m_2 = \frac{1 - 0.211^2}{14.5 \times 10^6}$$

$$m_1 = 3.049 \times 10^{-8}$$

$$m_2 = 6.59 \times 10^{-8}$$

$$K = \pi(m_1 + m_2)\sigma_z^2$$

$$K = \pi(3.049 \times 10^{-8} + 6.59 \times 10^{-8}) \times (14.451 \times 10^3)^2$$

$$K = 64$$

Tabla 5.9 Datos de resistencia a la fatiga superficial para varios materiales⁴³.

#	Material	Rodamiento puro				Rodamiento y 9% de deslizamiento			
		K	Sc @ 1EB ciclos, psi	λ	ζ	K	Sc @ 1EB cycles, psi	λ	ζ
1	Acero 1020 carburizado, con una profundidad mínima de 0.045 in HRC 50-60	12 700	256 000	7.39	38.33	10 400	99 000	13.20	61.06
2	Acero 1020, HB 130-150	—	—	—	—	1 720	94 000	4.78	23.45
3	Acero 1117, HB 130-150	1 500	89 000	4.21	21.41	1 150	77 000	3.63	19.12
4	Acero X1340, endurecido por inducción, profundidad mínima de 0.45 in HRC 45-58	10 000	227 000	6.56	34.24	8 200	206 000	8.51	41.31
5	Acero 4150, con tratamiento térmico, HB 270-300, cromado	6 060	177 000	11.18	50.29	—	—	—	—
6	Acero 4150, con tratamiento térmico, HB270-300, fosfatado	9 000	216 000	8.80	42.81	6 260	180 000	11.56	51.92
7	Acero fundido 4150, tratamiento térmico, HB 270-300	—	—	—	—	2 850	121 000	17.86	69.72
8	Acero 4340, endurecido por inducción, profundidad mínima de 0.045 in HRC 50-58	13 000	259 000	14.15	66.22	9 000	216 000	14.02	63.44
9	Acero 4340, con tratamiento térmico, HB 270-300	—	—	—	—	5 500	169 000	18.05	75.55
10	Acero 6150, HB 300-320	1 170	78 000	3.10	17.51	—	—	—	—
11	Acero 6150, HB 270-300	—	—	—	—	1 820	97 000	8.30	35.06
12	Acero para herramienta maraging al 18% de níquel, endurecido al aire, HRC 48-50	—	—	—	—	4 300	146 000	3.90	22.18
13	Hierro gris, clase 20, HB 140-160	790	49 000	3.83	19.09	740	47 000	4.09	19.72
14	Hierro gris, clase 30, HB 200-220	1 120	63 000	4.24	20.92	—	—	—	—
15	Hierro gris, clase 30, tratamiento térmico (ausverenido), HB 255-300, fosfatado	2 920	102 000	5.52	27.11	2 510	94 000	6.01	28.44
16	Hierro gris, clase 35, HB 225-255	2 000	86 000	11.62	46.35	1 900	84 000	8.39	35.51
17	Hierro gris, clase 45, HB 220-240	—	—	—	—	1 070	65 000	3.77	19.41
18	Hierro nodular, grupo 80-60-03, tratamiento térmico, HB 207-241	2 100	96 000	10.09	41.53	1 960	93 000	5.56	26.31
19	Hierro nodular, grupo 100-70-03, tratamiento térmico, HB 240-260	—	—	—	—	3 570	122 000	13.04	54.33
20	Níquel-bronce, HB 80-90	1 390	73 000	6.01	26.89	—	—	—	—

De la tabla 5.9 seleccionamos un material de prueba, con un K equivalente al calculado, es factible emplear cualquier tipo de acero a rodamiento puro, y tenemos las siguientes propiedades:

Fundición gris, clase 20, HB 140-160

$$K=790$$

⁴³Diseño en Ingeniería Mecánica de NORTON Octava Edición pg. 479

$$\zeta = 19.09$$

$$\lambda = 3.83$$

De aquí encontramos el número de ciclos que se puede esperar, a esta carga, antes de que se inicien picados.

$$\log_{10} K = \frac{\zeta - \log_{10} N_{vida}}{\lambda}$$

$$\log_{10} N_{vida} = \zeta - \lambda \times \log_{10} K$$

$$\log_{10} N_{vida} = 19.09 - 3.83 \times \log_{10}(64)$$

$$N_{vida} = 10^{(19.09 - 3.83 \times \log_{10}(64))}$$

$$N_{vida} = 1.5 \times 10^{12}$$

Ahora se puede calcular el factor de seguridad contra picados a partir de la razón del ciclo de vida proyectado, así como el número de ciclos deseado:

$$n_f = \frac{N_{vida}}{\text{ciclos}}$$

Ecuación 5.46

$$n_f = \frac{N_{vida}}{\text{ciclos}}$$

$$n_f = \frac{1.5 \times 10^{12}}{1.242 \times 10^8}$$

$$n_f = 12000$$

El factor de seguridad es alto, debido a que tanto las ruedas como el cilindro giran a velocidades muy pequeñas, por lo que garantizamos que es un diseño seguro, la falla por fatiga superficial se verá afectada al clima, debido a la corrosión.

5.9 Diseño del eje de la rueda

Para el diseño del eje de la rueda se considera los siguientes puntos:

- Es un cuerpo que está cargado dinámicamente estático o cuasiestático⁴⁴.
- Fatiga

Siempre es necesario considerar la posibilidad de falla estática en el primer ciclo de falla, para el análisis se considera el criterio de Soderberg⁴⁵, ya que evita de manera inherente la fluencia.

Para determinar el momento máximo se utiliza el programa MD SOLIDS, ver figura 5.7.

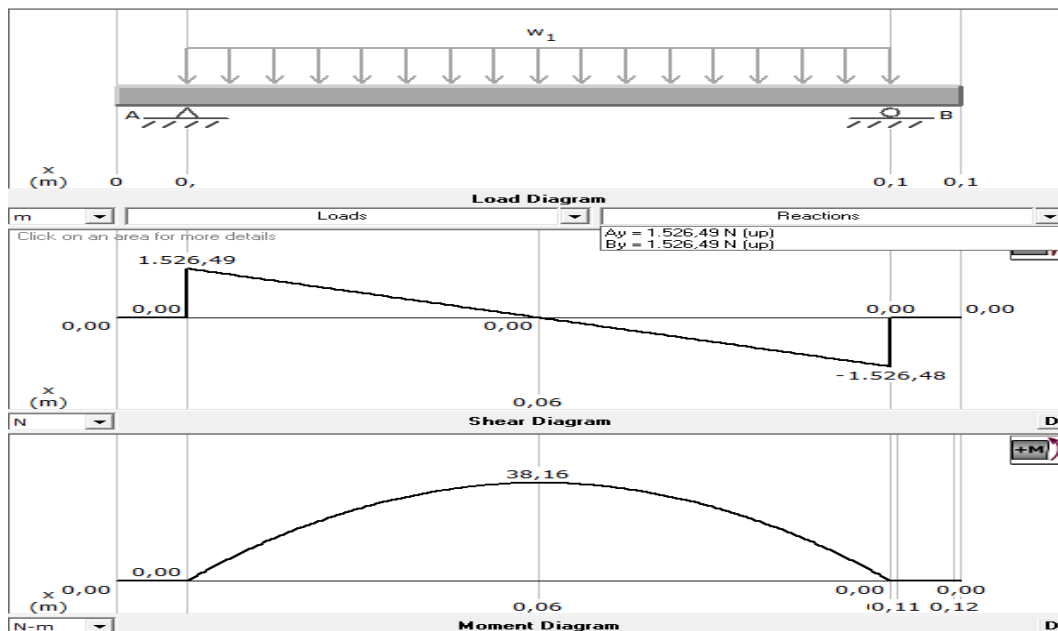


Figura 5.7 Fuerza cortante y momento flector en el eje de la rueda.

⁴⁴Diseño en Ingeniería Mecánica de SHIGLEY Sexta Edición pg. 350

⁴⁵Diseño en Ingeniería Mecánica de SHIGLEY Octava Edición pg. 356

Como se observa la figura 5.7, el momento flexionante máximo a lo que está sometido el eje es:

$$M = 38.16 \text{ (N m)}$$

Se diseña el eje con un material que fácilmente se puede conseguir en el mercado, acero de transmisión AISI 1018 HR cuyas propiedades son:

$$S_y = 220 \text{ (MPa)}$$

$$S_{ut} = 341 \text{ (MPa)}$$

La ecuación para el dimensionamiento de un diámetro adecuado para nuestro diseño del eje de la rueda, según el criterio de ED-Soderberg es:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} + \frac{1}{S_{yt}} \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \right\}}$$

Ecuación 5.47

Dónde:

M_m y M_a = Momentos flexionantes medio y alternante, (Nm)

T_m y T_a = Pares de torsión medio y alternante, (Nm)

K_f y K_{fs} = Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de flexión y torsión

d_e = diámetro del eje de la rueda, (m)

n = Factor de seguridad

En el caso de un eje giratorio únicamente a flexión, y que el esfuerzo flexionante es completamente reversible⁴⁶, la ecuación 5.47 puede simplificarse al igualar M_m , T_m y T_a a 0, de esta manera:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{32K_f M_n}{\pi S_e}}$$

Ecuación 5.48

5.9.1 Análisis de Fatiga

El eje se lo diseña a resistencia a la fatiga. Para encontrar el límite a la fatiga se utiliza la siguiente ecuación⁴⁷.

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times 0.5S_{ut}$$

Ecuación 5.49

Dónde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico, (Kpsi)

K_a = Factor de superficie

K_b = Factor de tamaño

K_c = Factor de carga

K_d = Factor de temperatura

K_e = Factor de modificación por concentración de esfuerzos

⁴⁶Diseño en Ingeniería Mecánica de SHIGLEY Octava Edición pg. 357

⁴⁷ Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Octava Edición pg. 279

Factor de superficie

$$K_a = a \times S_{ut}^b$$

Ecuación 5.50

Tabla 5.10 Parámetros en el factor de tamaño⁴⁸

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

El eje a construir va a ser acero de transmisión AISI 1018 HR y una superficie maquinada, entonces de la tabla 5.10 tenemos:

$$K_a = a \times S_{ut}^b$$

$$K_a = 4.51 \times 341^{-0.265}$$

$$K_a = 0.96$$

Factor de tamaño

$$K_b = \left(\frac{d_e}{7.62} \right)^{-0.107}$$

Ecuación 5.51

⁴⁸ Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Octava Edición pg. 280

El diámetro equivalente del eje para este cálculo se asume $d_e = 30$ (mm), el cual se lo comprobará que es el seguro mediante la ecuación 5.48, siendo este menor o igual al asumido.

Tabla 5.11 Parámetros en el factor de la condición de tamaño eje rotativo

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

$$K_b = \left(\frac{d_e}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$K_b = \left(\frac{30}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.87$$

Factor de carga

Cuando el eje está sometido a una carga de flexión rotatoria, el valor medio es $K_c = 1$ ⁴⁹.

Factor de temperatura

El factor de temperatura, a temperatura ambiente 28°C, que es la que va a trabajar la máquina es $K_d = 1$, ver tabla 5.12

⁴⁹ Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Octava Edición pg. 282

Tabla 5.12 Parámetros en el factor de temperatura⁵⁰.

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Factor de confiabilidad

Los valores de cualquier confiabilidad deseada pueden determinarse a partir de la tabla 5.13, $K_e=0.814$ esto para una confiabilidad del 99%.

Tabla 5.13 Parámetros en el factor de confiabilidad⁵¹.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_α
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

⁵⁰ Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Octava Edición pg. 283

⁵¹ Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Octava Edición pg. 285

Factor de concentración de esfuerzos

Debido a que el eje no posee sensibilidad a la muesca el factor de concentración de esfuerzos es $K_f = 1$ ⁵².

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times 0.5S_{ut}$$

$$S_e = 0.96 \times 0.87 \times 1 \times 1 \times 0.814 \times 1 \times 0.5(341)$$

$$S_e = 116 \text{ (MPa)}$$

Entonces mediante la ecuación 5.48 se calcula el diámetro del eje óptimo, para un factor de servicio confiable $n=2$.

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{32K_f M n}{\pi S_e}}$$

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1 \times 38.16 \times 2}{\pi \times 116 \times 10^6}}$$

$$d_e = 20 \text{ (mm)}$$

De esta manera se comprueba que el diámetro del eje asumido es el correcto, se construirá un eje de acero de transmisión AISI 1018 HR de diámetro $d_e = 30$ (mm).

⁵² Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Octava Edición pg. 287.

5.10 Dimensionamiento de la tolva de alimentación

La tolva es la encargada de almacenar las hojas a secar, es decir la materia prima, que luego será llevada al tornillo sin fin del transportador para luego acceder a la cámara de secado. El modelo del diseño se muestra a continuación en la figura 5.8.

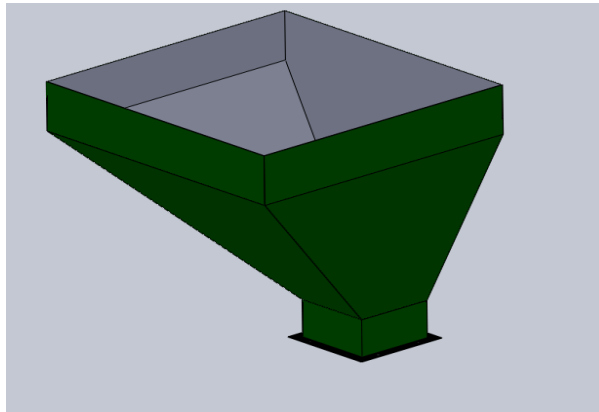


Figura 5.8 Diseño de la tolva de alimentación.

Los parámetros a considerar son:

- Carga de las hojas húmedas.
- El material de la tova es tool galvanizado.
- El volumen de la tolva, se lo va a calcular en base a la geometría que se tiene, se ha diseñado para la carga máxima de $500 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{h}}\right)$, los cuales se van a distribuir aproximadamente en 90 kg cada 10 minutos.

$$V = \left[\frac{h_t}{3} \left(a_t^2 + b_t^2 + \sqrt{a_t^2 \times b_t^2} \right) \right] \times 0.25 + b_t^2 \times c_t$$

Ecuación 5.52

Donde:

h_t = Altura de la pirámide truncada, (m)

a_t = Lado mayor de la tolva, (m)

b_t = Lado menor de la tolva, (m)

c_t = Pestaña superior del prisma, (m)

$$h_t = 0.78 \text{ (m)}$$

$$b_t = 0.52 \text{ (m)}$$

$$a_t = 1.9 \text{ (m)}$$

$$c_t = 0.2 \text{ (m)}$$

$$V = \left[\frac{h_t}{3} (a_t^2 + b_t^2 + \sqrt{a_t^2 \times b_t^2}) \right] \times 0.25 + b_t^2 \times c_t$$

$$V = \left[\frac{0.78}{3} (1.9^2 + 0.52^2 + \sqrt{1.9^2 \times 0.52^2}) \right] \times 0.5 + 0.26^2 \times 0.2$$

$$V = 0.624 \text{ (m}^3\text{)}$$

5.11 Transportador helicoidal

Se diseña el transportador del material, en este caso son las hojas, que después de su ingreso por la tolva, pasará por este, para que al ingreso de la cámara cilíndrica sea homogéneo y más eficiente el secado, ver figura 5.9, tabla 5.14.

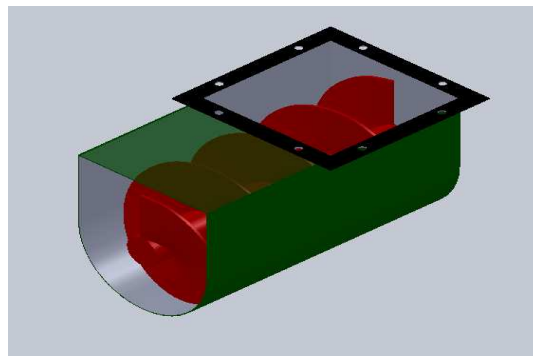
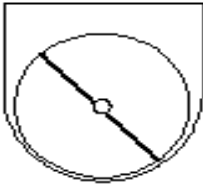
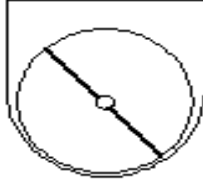




Figura 5.9 Diseño del transportador Helicoidal.

Tabla 5.14 Parámetros de carga en la artesa⁵³.

Carga en la artesa	Diámetro del sinfín pulg	Capacidad en pie ³ /h		Max. rpm recomendadas
		A 1 rpm	A max. rpm	
15% 	4	0,41	15	72
	6	0,75	45	70
	9	2,72	150	75
	10	3,80	210	55
	12	6,40	325	50
	14	10,40	520	50
	16	15,60	700	45
	18	22,50	1010	45
	20	31,20	1250	40
	24	54,60	2180	40
30%A 	4	0,81	53	130
	6	1,49	180	120
	9	5,45	545	100
	10	7,57	720	95
	12	12,90	1160	90
	14	20,80	1770	85
	16	31,20	2500	80
30%B 	18	45,00	3380	75
	20	62,80	4370	70
	24	109,00	7100	65
	4	0,81	29	72
	6	1,49	90	60
	9	5,45	300	55
	10	7,57	418	55
45% 	12	12,90	645	50
	14	20,80	1040	50
	16	31,20	1400	45
	18	45,00	2025	45
	20	62,80	2500	40
	24	109,00	4360	40
	4	1,82	114	184
	6	2,23	368	165
9	8,20	1270	155	
10	11,40	1710	150	
12	19,40	2820	145	
14	31,20	4370	140	
16	46,70	6060	130	
18	67,60	8120	120	
20	93,70	10300	110	
24	164,00	16400	100	

De la tabla se obtiene un 45% de carga, debido a que, a la tolva caerá continuamente el material, se escoge el diámetro mínimo de tal manera que el caudal a máxima revolución sea igual o mayor al caudal requerido.

El caudal requerido se calcula con la siguiente expresión.

⁵³Sper Torres Diseño de una Planta Deshidratadora de Banano usando Secador Rotatorio; Tesis previa al título de Ing. Mecánico ESPOL 2009 pg. 129

$$Q = \frac{\dot{m}_h}{\rho_h}$$

Ecuación 5.53

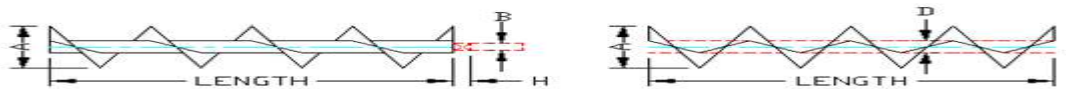
Donde:

Q = Caudal del transportador, $\left(\frac{m^3}{h}\right)$

ρ_h = Densidad promedio de la hoja, $\left(\frac{ton}{m^3}\right)$

\dot{m}_h = Capacidad requerida a secar, $\left(\frac{Kg}{h}\right)$

Tabla 5.15 Parámetros de dimensiones del helicoidal.



"A" Diámetro	"B" Acoplamiento	Código	Diámetro del eje, D		Espesor del volado		"H"	
			Int	Ext	Entrada	Salida	Largo del acoplamiento	Largo standart del helicoidal
4"	1"	4H204	1-1/4"	1-5/8"	1/8"	1/16"	1-1/2"	9'-10-1/2"
4"	1"	4H206	1-1/4"	1-5/8"	3/16"	3/32"	1-1/2"	9'-10-1/2"
6"	1-1/2"	6H304	2"	2-3/8"	1/8"	1/16"	2"	9'-10"
6"	1-1/2"	6H308	2"	2-3/8"	1/4"	1/8"	2"	9'-10"
6"	1-1/2"	6H312	2"	2-3/8"	3/8"	3/16"	2"	9'-10"
9"	1-1/2"	9H306	2"	2-3/8"	3/16"	3/32"	2"	9'-10"
9"	2"	9H406	2-1/2"	2-7/8"	3/16"	3/32"	2"	9'-10"
9"	1-1/2"	9H312	2"	2-3/8"	3/8"	3/16"	2"	9'-10"
9"	2"	9H412	2-1/2"	2-7/8"	3/8"	3/16"	2"	9'-10"
9"	2"	9H414	2-1/2"	2-7/8"	7/16"	7/32"	2"	9'-10"
10"	1-1/2"	10H306	2"	2-3/8"	3/16"	3/32"	2"	9'-10"

Es necesario tomar en cuenta una posible deflexión del tubo sinfín por alta temperatura del producto o sobrepeso. Causando que los helicoides rocen la artesa y causen desgaste en ambas partes acortando la vida útil del sinfín.

Para evitar esta deflexión se toman en cuenta dos precauciones:

- Operar el transportador a la capacidad correcta.
- Respetar las dimensiones del helicoidal establecidos.

$$Q = \frac{m_h}{\rho_h}$$

$$Q = \frac{500}{200}$$

$$Q = 2.5 \left(\frac{m^3}{h} \right)$$

5.11.1 Área de relleno del canalón

Se considera el diámetro del tornillo de 10(plg), según la tabla 5.15.

$$s = \lambda \frac{d^2 \times \pi}{4}$$

Ecuación 5.54

Dónde:

s = Área de relleno del canalón, (m²)

d= Diámetro del tornillo, (m)

λ = Coeficiente de relleno de la sección

Tabla 5.16 Tipo de carga en el transportador⁵⁴.

Tipo de carga	λ
Pesada y abrasiva	0,125
Pesada poco abrasiva	0,25
Ligera poco abrasiva	0,32
Ligera no abrasiva	0,4

⁵⁴Departamento de Ingeniería Mecánica Universidad Carlos III de Madrid; Tornillo Sinfrn

$$\lambda = 0.32$$

$$s = \lambda \frac{d^2 \times \pi}{4}$$

$$s = 0.32 \times \frac{0.254^2 \times \pi}{4}$$

$$s = \mathbf{0.0162 \text{ (m}^2\text{)}}$$

5.11.2 Velocidad de desplazamiento del transportador

$$v = \frac{p \times w}{60}$$

Ecuación 5.55

Dónde:

v = Velocidad de desplazamiento del transportador, $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$

p = Paso del transportador, (m)

w = Velocidad de giro del tornillo, (RPM)

El paso del tornillo está entre 0.5 y 1 veces el diámetro del mismo.

5.11.3 Determinación del flujo del material

$$\dot{m}_h = 3600 \times s \times v \times \rho_h \times k_i$$

Ecuación 5.56

Dónde:

$$\dot{m}_h = \text{Flujo del material,} \quad \left(\frac{\text{ton}}{\text{h}}\right)$$

$$\rho_h = \text{Densidad promedio de la hoja,} \quad \left(\frac{\text{ton}}{\text{m}^3}\right)$$

k_i = Coeficiente de disminución del flujo del material.

Tabla 5.17 Tipo de inclinación del transportador.

Inclinación del canalón	0°	5°	10°	15°	20°
k	1	0,9	0,8	0,7	0,6

$$\dot{m}_h = 500 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{h}}\right) = 0.551 \left(\frac{\text{ton}}{\text{h}}\right)$$

$$\rho_h = 200 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) = 0.22 \left(\frac{\text{ton}}{\text{m}^3}\right)$$

$$k_i = 1$$

$$\dot{m}_h = 3600 \times s \times v \times \rho_h \times k_i$$

$$\dot{m}_h = 3600 \times s \times \frac{p \times w}{60} \times \rho_h \times k_i$$

$$w = \frac{60 \times \dot{m}_h}{3600 \times s \times p \times \rho_h \times k_i}$$

$$w = \frac{60 \times 0.551}{3600 \times 0.0162 \times 0.127 \times 0.22 \times 1}$$

$$w = 20.3 \text{ (RPM)}$$

$$\mathbf{w = 25 \text{ (RPM)}}$$

5.11.4 Potencia requerida del transportador

La potencia de accionamiento del transportador está dada por la siguiente ecuación.

$$P = P_{HT} + P_{NT} + P_{ST}$$

Ecuación 5.57

Dónde:

P = Potencia de accionamiento del transportador, (Kw)

P_{HT} = Potencia necesaria para el desplazamiento horizontal del material, (Kw)

P_{NT} = Potencia de accionamiento para el tornillo en vacío, (Kw)

P_{ST} = Potencia requerida para la inclinación, (Kw)

La potencia necesaria para el desplazamiento horizontal del material está dada por la siguiente expresión.

$$P_{HT} = C_o \frac{\dot{m}_h \times L}{367}$$

Ecuación 5.58

Dónde:

C_o = Coeficiente de resistencia del material

L = Longitud del transportador, (m)

Tabla 5.18 Tipo de flujo de material para el transportador.

Material	c_0 Empírico
Harina, serrín, productos granulosos	1,2
Turba, sosa, polvo de carbón	1,6
Antracita, carbón, sal de roca	2,5
Yeso, arcilla seca, tierra fina, cemento, cal, arena	4

La potencia de accionamiento para el tornillo en vacío está dada en función de la capacidad requerida y viene dada por la siguiente expresión.

$$P_{NT} = \frac{D \times L}{20}$$

Ecuación 5.59

La potencia para la inclinación del canalón está dado por:

$$P_{ST} = \frac{\dot{m}_h \times a_{tr}}{367}$$

Ecuación 5.60

Dónde:

a_{tr} = Altura del transportador, (m)

$C_o = 1.6$

$L = 0.508$ (m)

$a_{tr} = 0$ (m)

$$P_{HT} = C_o \frac{\dot{m}_h \times L}{367}$$

$$P_{HT} = 1.6 \frac{0.551 \times 0.508}{367}$$

$$P_{HT} = 1.2 \times 10^{-3} (\text{Kw})$$

$$P_{NT} = \frac{D \times L}{20}$$

$$P_{NT} = \frac{0.254 \times 0.508}{20}$$

$$P_{NT} = 6.452 \times 10^{-3} (\text{Kw})$$

$$P_{ST} = \frac{\dot{m}_h \times a_{tr}}{367}$$

$$P_{ST} = \frac{0.551 \times 0}{367}$$

$$P_{ST} = 0 (\text{Kw})$$

Esta al mismo nivel, por lo tanto no se requiere esa potencia.

$$P = P_{HT} + P_{NT} + P_{ST}$$

$$P = 2.403 \times 10^{-3} + 7.62 \times 10^{-3} + 3.754 \times 10^{-3}$$

$$P = 0.1 (\text{HP})$$

$$P \approx \mathbf{0.4 (\text{HP})}$$

Por lo tanto se escoge un motor de acuerdo a la disponibilidad de los proveedores, un motor-reductor de 0.4 (HP) D-K 30-71 4 ver anexo 3 y anexo 4.

5.11.5 Torque crítico

El torque transmitido por las partes móviles del transportador sinfín se lo halla de la siguiente forma:

$$T = \frac{P}{w}$$

Ecuación 5.61

Dónde:

T= Torque crítico, (N m)

w= Velocidad de giro del tornillo, $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$

$$w = 25 \text{ (RPM)} = 2.7 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$$

$$P = 0.1 \text{ (HP)} = 74.6 \text{ (w)}$$

$$T = \frac{P}{w}$$

$$T = \frac{74.6}{2.7}$$

$$T = 27.6 \text{ (N m)}$$

Tabla 5.19 Requisitos de torque para el transportador.

REQUISITO DE TORQUE

Diámetro Eje de Acoplamiento pulg	Tubo		Ejes		Pernos				
	Ced 40		Los pulg		Diámetro de Pernos pulg	Corte en Pernos Lbs pulg		Pernos en Desgast Lbs pulg	
	Tamaño pulg	Torque Lbs pulg	Cerna Std (C-1018)	Martin Std (C-1045)		No. De Pernos		No. De Pernos	
						2	3	2	3
1	1-1/2	3140	820	999	3/8	1380	2070	1970	2955
1-1/2	2	7500	3700	3727	1/2	3660	5490	5000	7500
2	2-1/2	14250	7600	9233	5/8	7600	11400	7860	11790
2-7/16	3	23100	15090	18247	5/8	9270	13900	11640	17460
3	3-1/2	32100	28370	34427	3/4	16400	24600	15540	23310
3	4	43000	28370	34427	3/4	16400	24600	25000	37500
3-7/16	4	43300	42550	51568	7/8	25600	38400	21800	32700

*1 no usarse mostrados con para normas ASME B31.3 Grado 2 para obtener valores de Grado-5 multiplique x 2.5

5.11.6 Angulo de la hélice y de la rosca del sin fin

$$\varphi = \frac{p}{d_m \times \pi}$$

Ecuación 5.62

$$\psi = 90 - \varphi$$

Ecuación 5.63

Dónde:

φ = Ángulo de rosca del sin fin, (°)

ψ = Ángulo de hélice del sin fin, (°)

d_m = Diámetro medio del sin fin, (m)

p = Paso del transportador, (m)

El diámetro medio se calcula:

$$d_m = \frac{D + d_{eje}}{2}$$

Ecuación 5.64

Dónde:

d_m = Diámetro medio del sin fin, (m)

D = Diámetro del tornillo, (m)

d_{eje} = Diámetro del eje del tornillo, (m)

$$d_{eje} = 1.25 \text{ (plg)} = 0.032 \text{ (m)}$$

$$d_m = \frac{D + d_{eje}}{2}$$

$$d_m = \frac{0.254 + 0.0508}{2}$$

$$d_m = 0.152 \text{ (m)}$$

$$\varphi = \frac{p}{d_m \times \pi}$$

$$\varphi = \frac{0.127}{0.152 \times \pi}$$

$$\varphi = 0.27 \text{ (rad)}$$

$$\varphi = 15 \text{ (}^\circ\text{)}$$

$$\psi = 90 - \varphi$$

$$\psi = 90 - 15$$

$$\psi = 75 \text{ (}^\circ\text{)}$$

5.12 Diseño de los pernos

Para el diseño se considera que los pernos serán ASTM-A307 con las siguientes propiedades.

$$S_{ut} = 60 \text{ (kpsi)} = 413 \text{ (Mpa)}$$

$$S_y = 36 \text{ (kpsi)} = 248 \text{ (Mpa)}$$

$$S_p = 227.4 \text{ (Mpa)}$$

5.12.1 Diseño de los pernos para la tolva

Estos pernos soportan la carga de la tolva, la carga de las hojas y el transportador.

$$F = W_{to} + W_{tra} + W_{ho}$$

Ecuación 5.65

Donde:

F = Fuerza ejercida para la tova, (N)

W_{to} = Peso de la tolva, (N)

W_{tra} = Peso del transportador, (N)

W_{ho} = Peso de las hojas, (N)

La tolva se encuentra sujeta a 4 pernos por lo que la fuerza para cada perno está dividida para 4.

El perno estará sometido a corte directo y aplastamiento.

Para el peso de la tolva se considera un espesor de 2 (mm) material tool galvanizado.

$$V = 0.624 \text{ (m}^3\text{)}$$

$$ht = 1.5 \text{ (m)}$$

$$bt = 0.802 \text{ (m)}$$

$$at = 1.602 \text{ (m)}$$

$$ct = 0.1 \text{ (m)}$$

$$V_f = \left[\frac{ht}{3} \left(at^2 + bt^2 + \sqrt{at^2 \times bt^2} \right) \right] \times 0.25 + bt^2 \times ct$$

$$V_f = \left[\frac{1.5}{3} \left(1.602^2 + 0.802^2 + \sqrt{1.602^2 \times 0.802^2} \right) \right] \times 0.25 + 0.802^2 \times 0.1$$

$$V = 0.626 \text{ (m}^3\text{)}$$

$$\rho_{AG} = 7870 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$V_T = V_f - V$$

$$V_T = 0.626 - 0.624$$

$$V_T = 2.122 \times 10^{-3} (\text{m}^3)$$

$$W = 9.8 \times V_T \times \rho_{AC}$$

$$W = 9.8 \times 2.122 \times 10^{-3} \times 7870$$

$$W = 163.66 \text{ (N)}$$

El peso del transportador aproximado es de:

$$W_{\text{tra}} = 200 \text{ (N)}$$

$$W_{\text{ho}} = 4900 \text{ (N)}$$

$$W_T = W + W_{\text{tra}} + W_{\text{ho}}$$

$$W_T = 163.33 + 200 + 4900$$

$$W_T = 5263.33 \text{ (N)}$$

$$F_T = \frac{W_T}{4}$$

$$F_T = \frac{5263.33}{4}$$

$$F_T = 1315.83 \text{ (N)}$$

5.12.1.1 Corte puro

Para el esfuerzo por corte se tiene la siguiente ecuación.

$$\tau = \frac{F_T}{A_p}$$

Ecuación 5.66

El factor de seguridad se lo obtiene:

$$n_p = \frac{S_y \times 0.577}{\tau}$$

Ecuación 5.67

Se obtiene el diámetro del perno:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \times n_p \times F_T}{S_y \times 0.577 \times \pi}}$$

Ecuación 5.68

Dónde:

d_p = Diámetro nominal del perno por corte, (mm)

n_p = Factor de seguridad para el corte

F_T = Fuerza ejercida hacia el perno, (N)

S_y = Resistencia a la fluencia, (MPa)

$$n_p = 2$$

$$S_y = 248 \text{ (MPa)}$$

$$F_T = 769.5 \text{ (N)}$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \times n_p \times F_T}{S_y \times 0.577 \times \pi}}$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \times 2 \times 1315.83}{248 \times 0.577 \times \pi}}$$

$$d_p = 4.84 \text{ (mm)}$$

5.12.1.2 Aplastamiento

Para el esfuerzo de aplastamiento se tiene la ecuación:

$$\sigma_p = \frac{F_T}{A_p} = \frac{F_T}{t_p \times d_{pa}}$$

Ecuación 5.69

El factor de seguridad por aplastamiento se lo obtiene por:

$$n_p = \frac{S_y}{\sigma_p}$$

Ecuación 5.70

Se obtiene el diámetro del perno por aplastamiento:

$$d_{pa} = \frac{n_p \times F_T}{S_y \times t_p}$$

Ecuación 5.71

Dónde:

F_T = Fuerza ejercida hacia el perno, (N)

d_{pa} = Diámetro nominal del perno por aplastamiento, (mm)

t_p = Espesor de la placa más delgada, (mm)

n_p = factor de seguridad por aplastamiento.

$$n_p = 2$$

$$S_y = 248 \text{ (MPa)}$$

$$F_T = 1315.83 \text{ (N)}$$

$$t_p = 2 \text{ (mm)}$$

$$d_{pa} = \frac{n_p \times F_T}{S_y \times t_p}$$

$$d_{pa} = \frac{2 \times 1315.83}{248 \times 2}$$

$$\mathbf{d_{pa} = 5.31 \text{ (mm)}}$$

Por lo que se escoge pernos de $1/2$ (plg) ASTM A307 UNC 13.

5.12.2 Pernos para sujetar el transportador

Estos están sujetos con la tolva por medio de una brida de ocho pernos.

Como el peso del transportador es similar al peso de la tolva se escoge pernos de $1/2$ (plg) ASTM A307 UNC 13.

5.13 Diseño del bastidor

Para el bastidor seleccionamos un perfil de acero A 36 de sección angular con brazos iguales L 3 x 3 x ¼. Las cargas para la que se analiza el bastidor es:

$$W_T = 13417 \text{ (N)}$$

En esta carga están involucrados todos los elementos que va a soportar el bastidor como son:

- Peso del cilindro.
- Peso de los elevadores.
- Peso de los anillos rotativos.
- Peso de las hojas dentro del cilindro.
- Peso de la cadena.
- Peso de la Catarina.

El diseño del bastidor se realiza mediante la utilización del programa de análisis estructural⁵⁵.

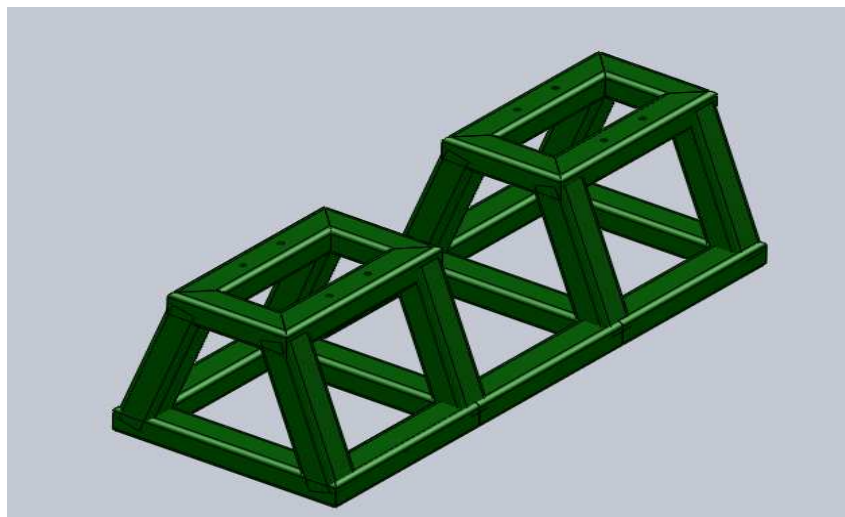


Figura 5.10 Bastidor.

⁵⁵ SAP 2000

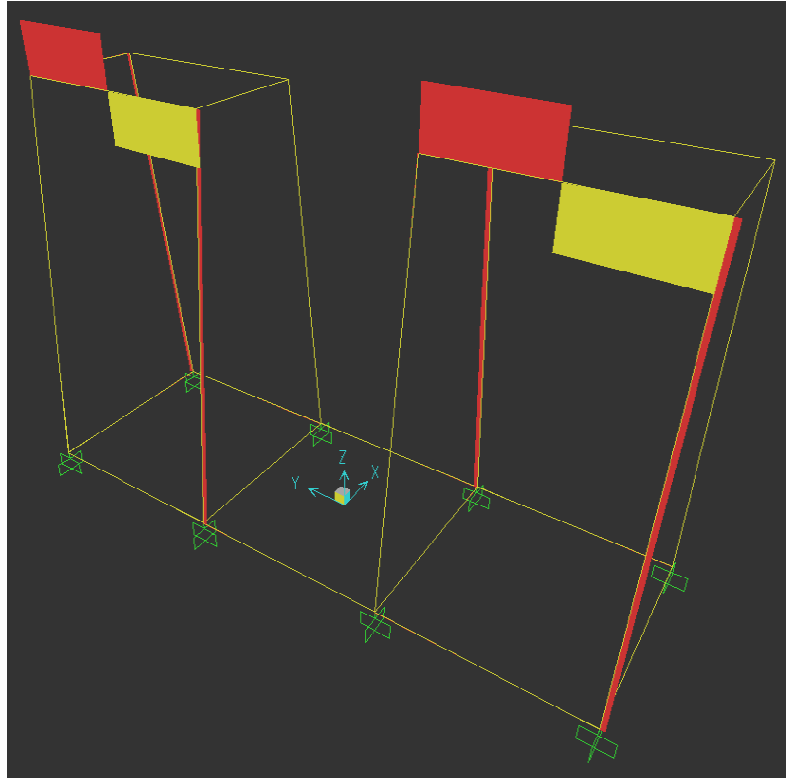


Figura 5.13 Diagrama fuerza cortante.

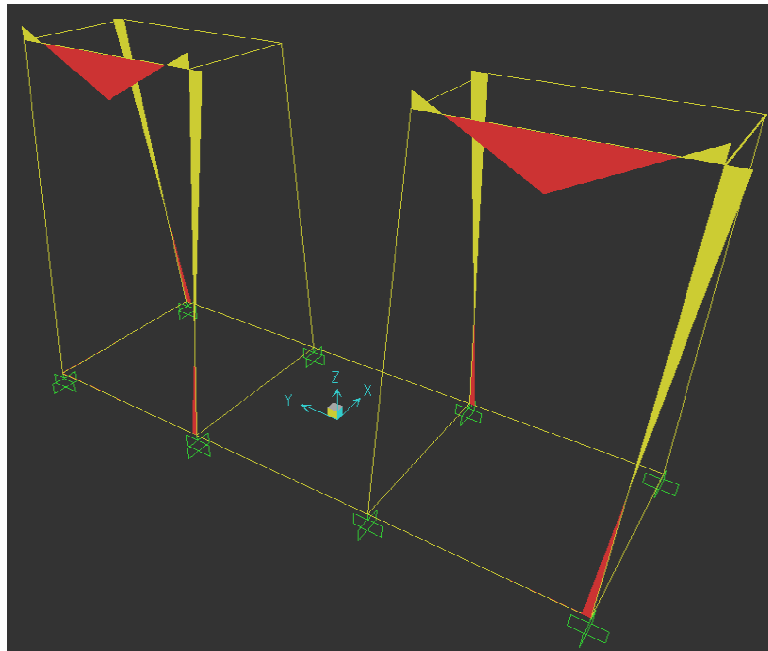


Figura 5.14 Diagrama momento flector.

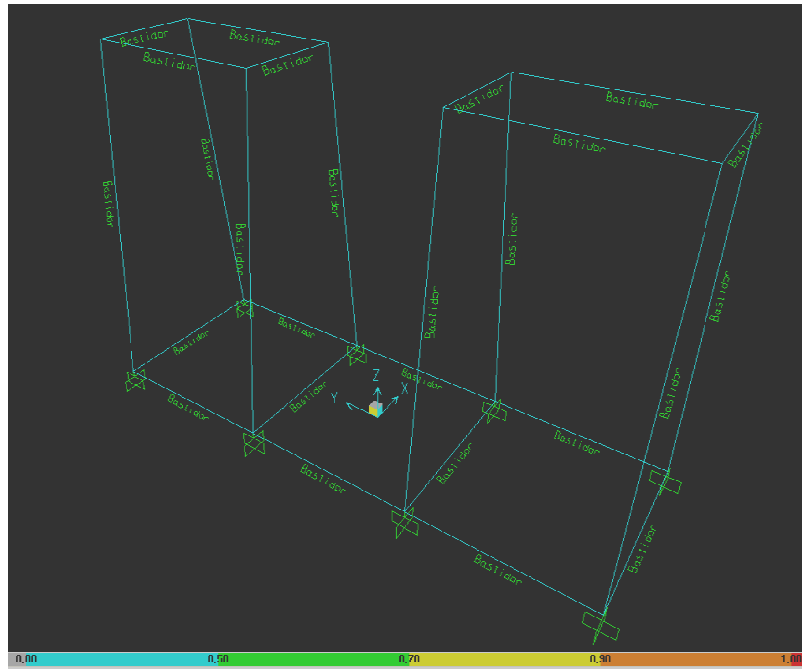


Figura 5.15 Diagrama demanda capacidad.

El Software SAP 2000 indica según la coloración de la figura, que la estructura no va a colapsar, se observa que el diseño es seguro.

CAPÍTULO VI

SIMULACIÓN

6.1 Introducción

En el presente capítulo se realiza la simulación del diseño propuesto, la simulación de procesos es una de las más grandes herramientas de la ingeniería industrial, la cual se utiliza para representar un proceso mediante otro que lo hace mucho más simple y entendible. Estos experimentos comprenden ciertos tipos de relaciones matemáticas y lógicas, las cuales son necesarias para describir el comportamiento y la estructura de sistemas complejos del mundo real, con la finalidad de comprender el comportamiento del sistema o evaluar nuevas estrategias.

6.2 Programas requeridos para la simulación del diseño

Para la simulación más óptima del diseño, realizaremos un estudio por medio de un programa de computadora, para ver cómo trabaja el sistema; ya sea por cambio de variables o predicciones hechas acerca del comportamiento del mismo.

La simulación por computadora se ha convertido en una parte útil del modelado de muchos sistemas naturales, su comportamiento cambiará cada simulación según el conjunto de parámetros iniciales supuestos por el entorno.

Tradicionalmente, el modelado formal de sistemas ha sido a través de un modelo matemático, que intenta encontrar soluciones analíticas a problemas que permiten la predicción del comportamiento de un sistema de un conjunto de parámetros y condiciones iniciales. La simulación por computadora es frecuentemente usada como un accesorio para, o sustitución de, sistemas de modelado para los cuales las soluciones analíticas de forma cerrada simple no son posibles. La característica común que todas ellas comparten es el intento por generar una muestra de escenarios representativos para un modelo.

Varios paquetes de software existen para modelar por computadora en este caso se utiliza el siguiente software:

6.2.1 Solid Works

Solid Works es un programa de diseño asistido por computadora para modelado mecánico desarrollado en la actualidad por Solid Works Corp, el programa permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos como otro tipo de información necesaria para la producción. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El proceso consiste en trasvasar la idea mental del diseñador al sistema CAD, "construyendo virtualmente" la pieza o conjunto. Posteriormente todas las extracciones (planos y ficheros de intercambio) se realizan de manera automatizada.

Solid Works hace la simulación, que permite configurar unos entornos virtuales del mundo real para que pueda probar sus diseños de productos antes de la fabricación. Realiza pruebas con una amplia variedad de parámetros (durabilidad, respuesta dinámica, estática, movimiento del ensamblaje, transferencia de calor y dinámica de fluidos), a lo largo del proceso de diseño para evaluar el rendimiento del producto y tomar decisiones para mejorar la calidad y la seguridad. La simulación rebaja los costos y acelera la comercialización mediante la reducción del número de prototipos físicos necesarios previos a la producción. Solid Works Simulation ayuda a los diseñadores e ingenieros a innovar, mejorar y desarrollar nuevos conceptos con mayor percepción.

Solid Works Simulation, ofrece herramientas básicas de simulación para probar la resistencia y la seguridad, analizar la cinemática del ensamblaje y simular el rendimiento del producto, ayudando así a tomar decisiones que mejoren la calidad.

6.2.2 Ansys

ANSYS fue fundada en 1970 (SwansonAnalysisSystems, Inc.) utilizando aproximadamente 1700 empleados. La mayoría con experiencia en elemento finito y dinámica de fluido computacional.

ANSYS desarrolla, comercializa y presta soporte a la ingeniería a través de software de simulación para predecir cómo funcionará y reaccionará determinado producto, bajo un entorno real, continuamente desarrolla tecnología enfocada en la simulación, y a través del tiempo ha adquirido otros software para ofrecer un paquete de aplicaciones que pueden ser unificadas para los problemas más complejos. Además presta soporte a la industria, es un software de simulación ingenieril. Está desarrollado para funcionar bajo la teoría de elemento finito para estructuras y volúmenes finitos para fluidos

ANSYS está dividido en tres herramientas principales llamados módulos: pre-procesador (creación de geometría y mallado), procesador y post-procesador. Tanto el pre-procesador como el post-procesador están previstos de una interfaz gráfica. Este procesador de elemento finito para la solución de problemas mecánicos incluye: análisis de estructuras dinámicas y estáticas (ambas para problemas lineales y no-lineales), análisis de transferencia de calor y fluido-dinámica, y también problemas de acústicas y de electromagnetismo. Usualmente el uso de estas herramientas se utiliza simultáneamente logrando mezclar problemas de estructuras junto a problemas de transferencia de calor como un todo. Este software es usado también en ingeniería civil y eléctrica, física y química.

6.2.2.1 Método de los elementos finitos

Las aplicaciones prácticas de la mecánica del sólido deformante pueden agruparse en dos grandes familias: La de los problemas asociados con sistemas discretos y la de los problemas asociados a sistemas continuos.

Así pues en el M.E.F. se supone que el comportamiento mecánico de cada parte o elemento, en los que se subdivide queda definido por un número finito de parámetros (grados de libertad) asociados a los puntos que en dicho momento se une al resto de los elementos de su entorno (modos). Para definir el comportamiento en el interior de cada elemento se supone que dentro del mismo, todo queda perfectamente definido a partir de lo que sucede en los modos a través de una adecuada función de interpolación.

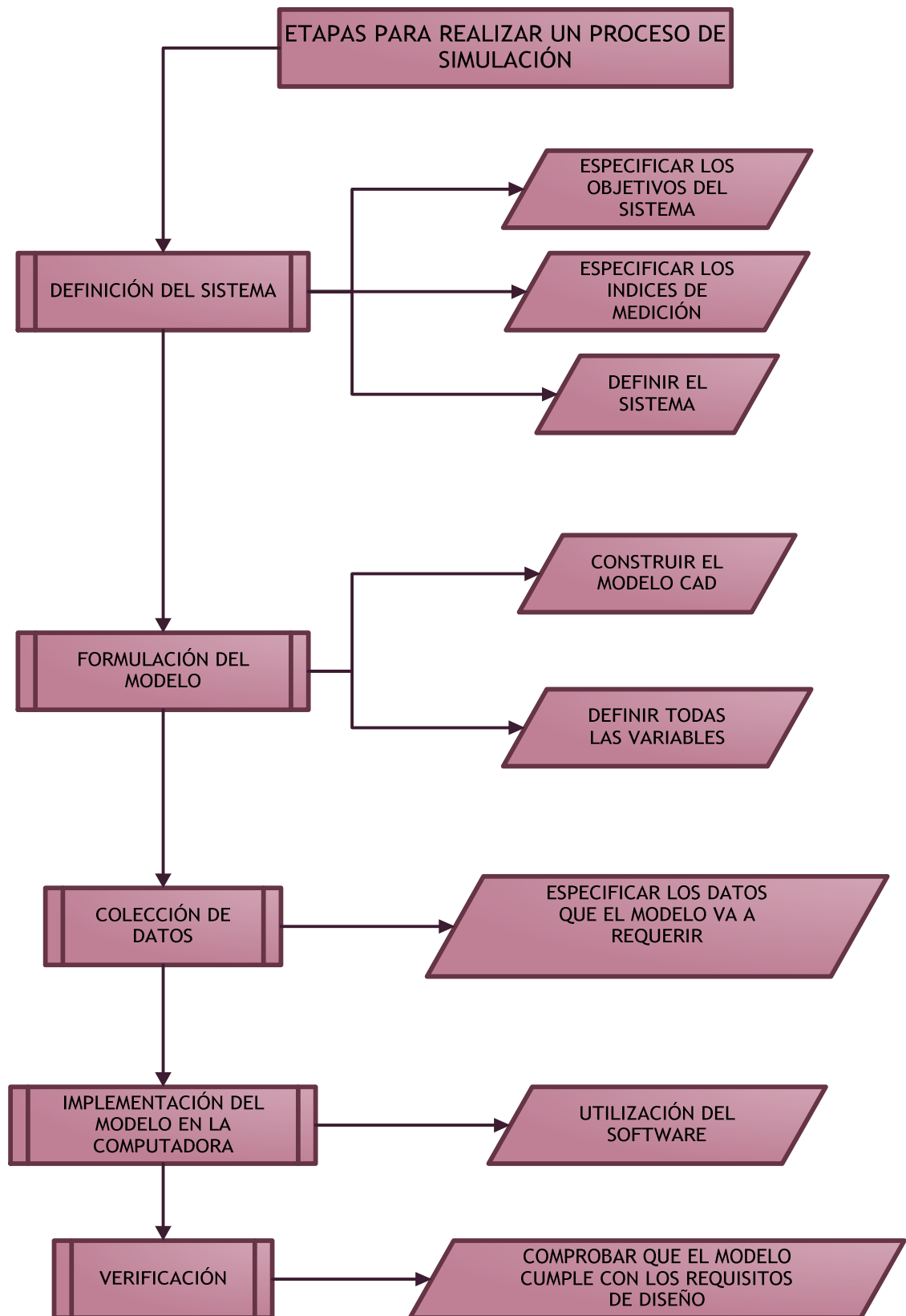
Como puede apreciarse lo dicho, en el método de los elementos finitos son casi esenciales los conceptos de "discretización" o acción de transformar la realidad de la naturaleza continua en un modelo discreto aproximado y de "interpolación", o acción de

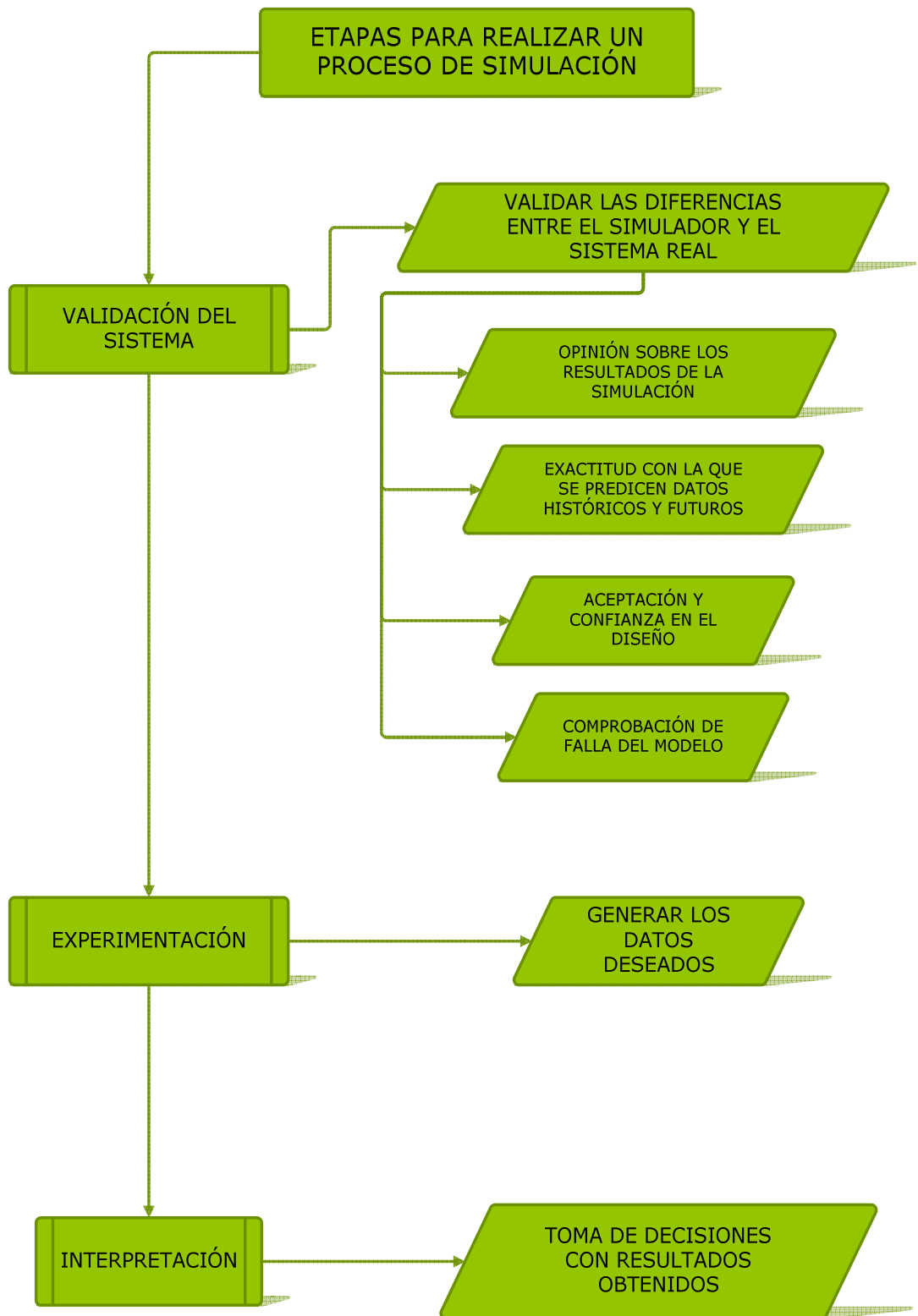
aproximar los valores de una función a partir de su conocimiento en un número discreto de puntos. Por lo tanto el M.E.F. es un método aproximado desde múltiples perspectivas.

- a) Discretización.
- b) Interpolación.
- c) Utilización de métodos numéricos.

La discretización correcta depende de diversos factores como son el tipo de información que se desea extraer del modelo o tipo de solicitud aplicada.

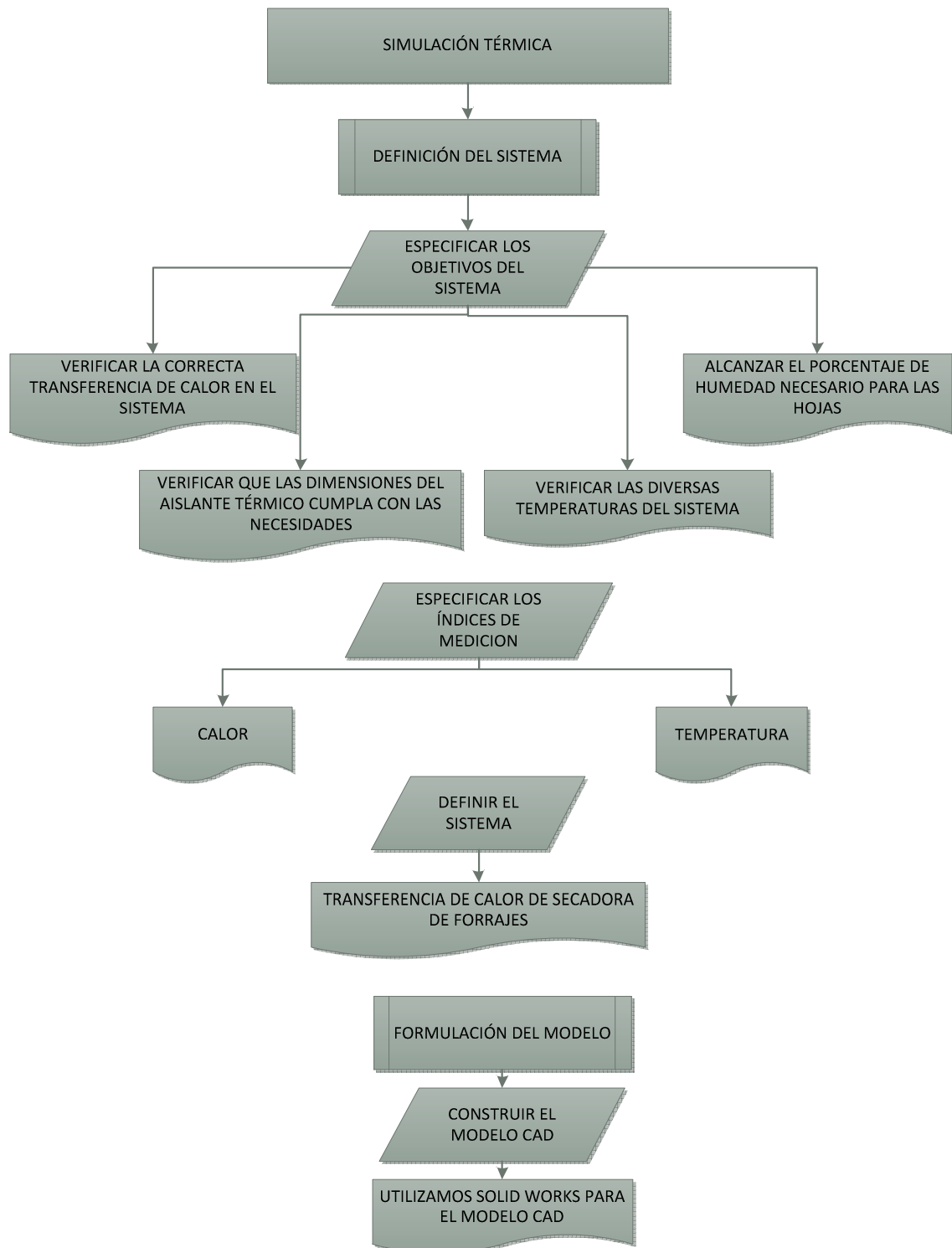
6.3 Etapas generales para la simulación

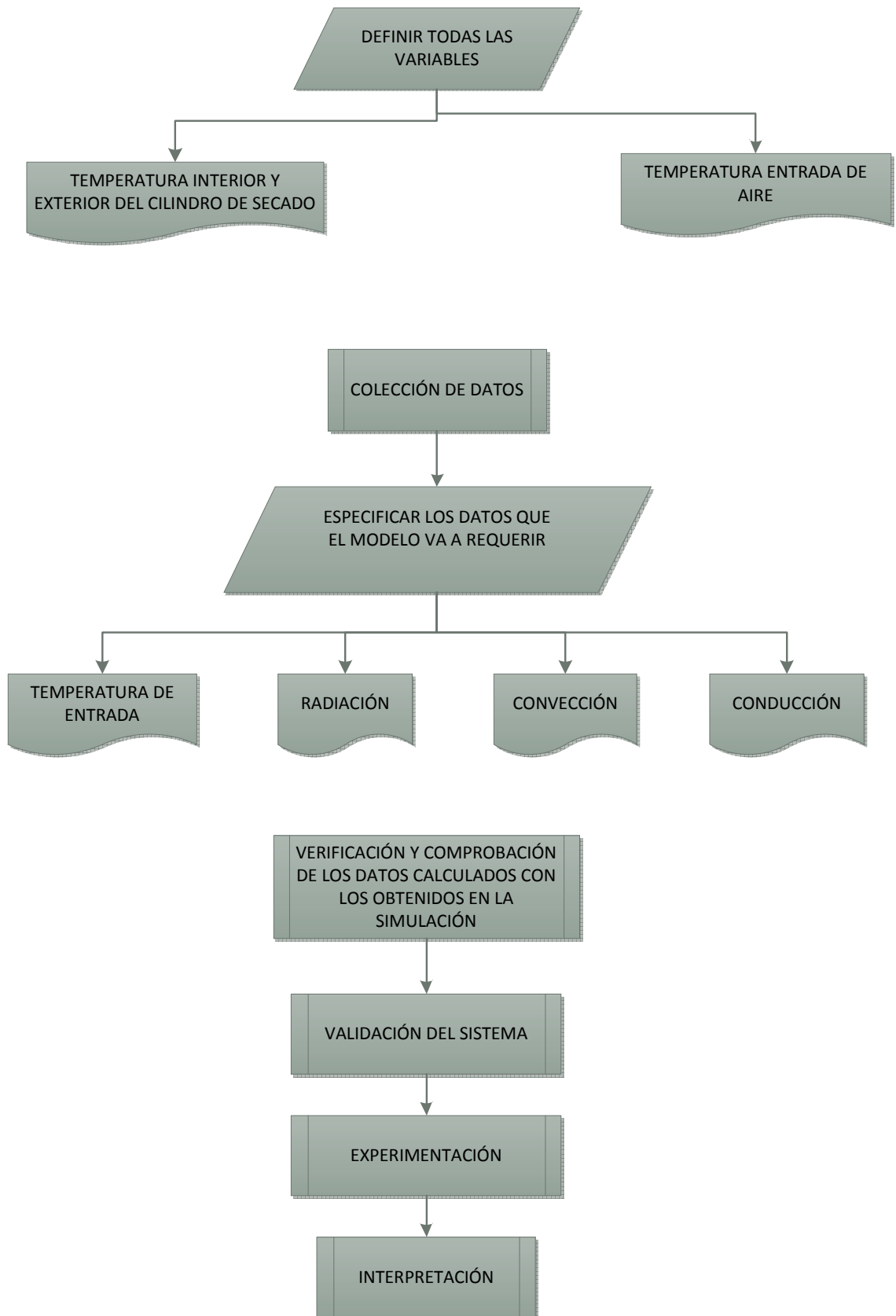




6.4 Simulación Térmica

6.4.1 Desarrollo de etapas para la simulación térmica





6.4.2 Ejecución de la simulación

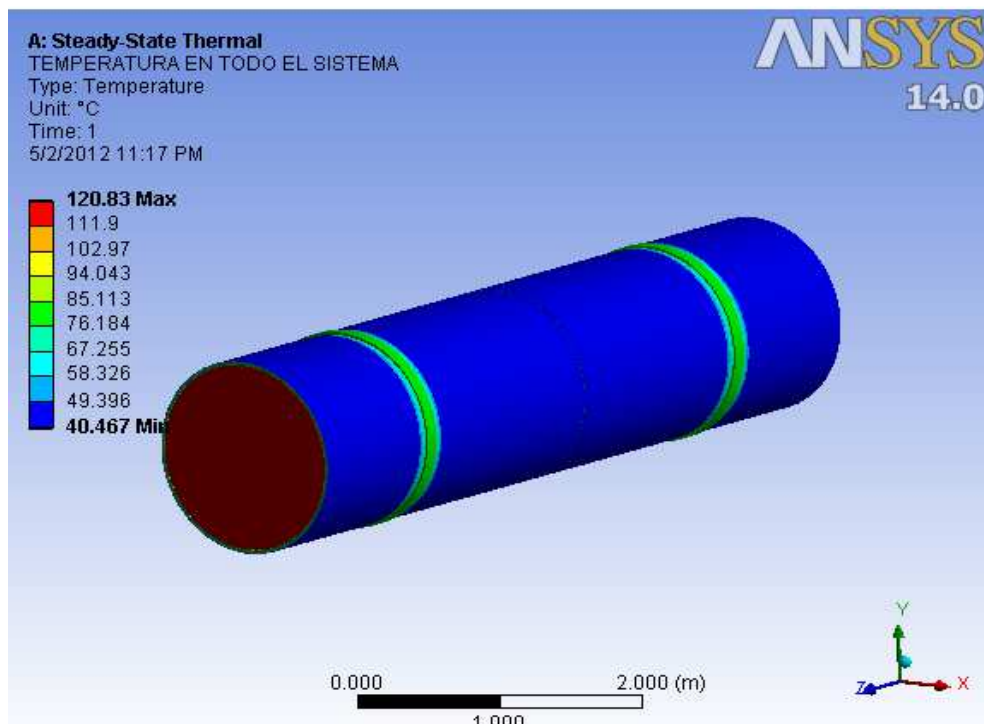


Figura 6.1 Temperatura general del cilindro de secado.

En esta figura se observa el comportamiento de todas las temperaturas en el sistema, el rango de temperaturas oscila entre 120 °C que sería la temperatura de aire de entrada del sistema y la menor que es de 40 °C que es la temperatura exterior del cilindro con recubrimiento de aislante térmico.

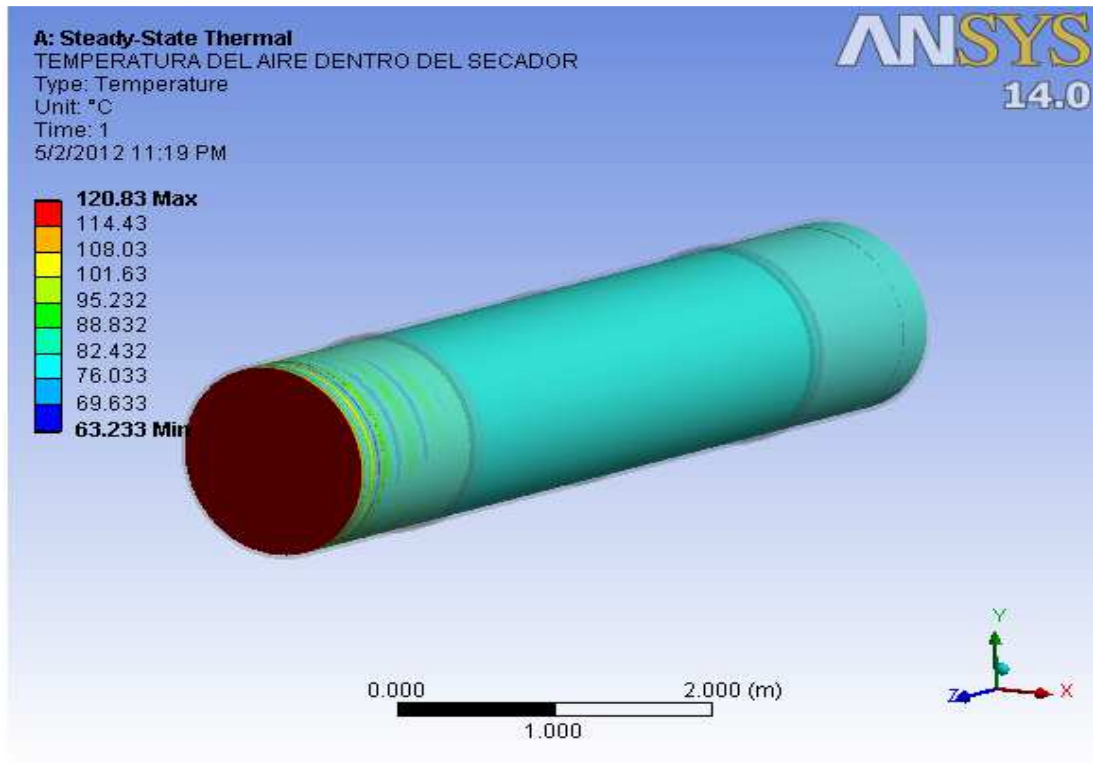


Figura 6.2 Temperatura del aire en todo el cilindro de secado.

El aire caliente ingresa a una temperatura aproximada de 120 °C en la parte inicial del sistema, la temperatura baja en función de la longitud del cilindro.

Se observa la temperatura dentro del cilindro de secado oscila entre 120 °C y 63 °C, se verifica que el aire pierde temperatura a lo largo de la longitud del cilindro.

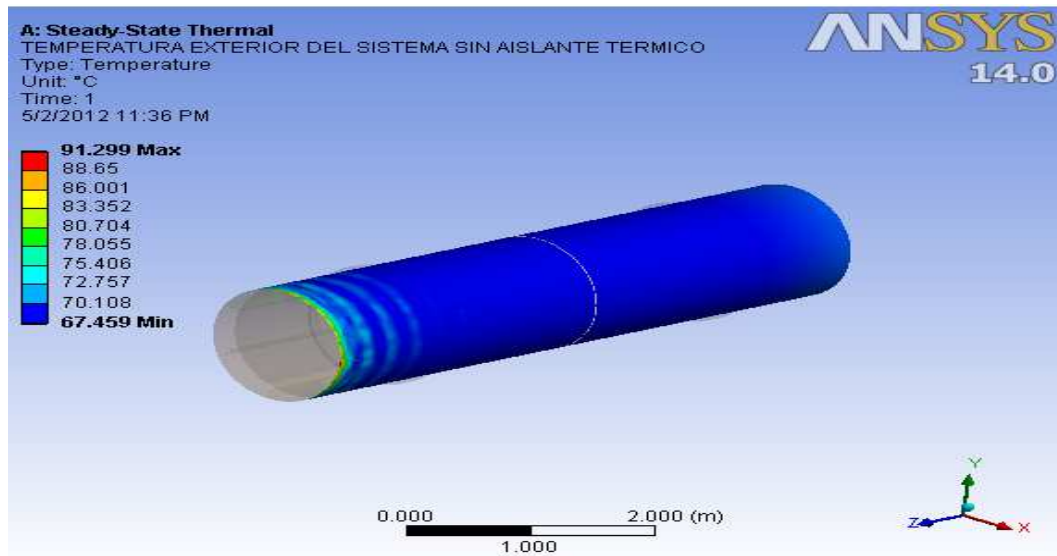


Figura 6.3 Temperatura del cilindro de secado sin aislante térmico.

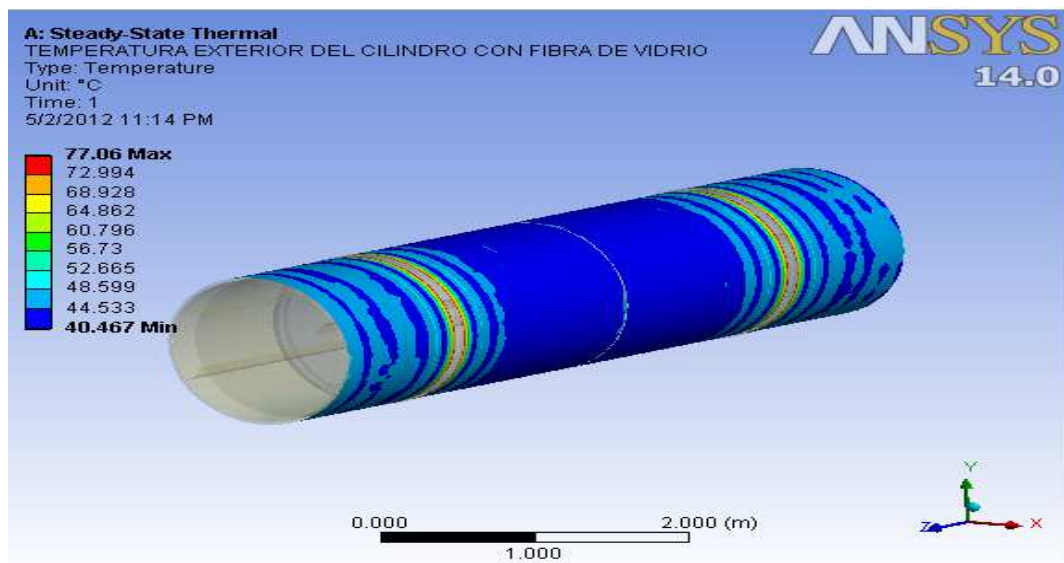


Figura 6.4 Temperatura del cilindro de secado con aislante térmico.

Se observa en la figura 6.4 que la temperatura con aislante térmico (fibra de vidrio de 28 mm de espesor) tiene una temperatura aproximada de 40 °C para seguridad de los operarios. En la figura 6.3 se observa que la temperatura exterior del cilindro sin recubrimiento de aislante térmico aproximadamente es 70 °C, lo cual resulta peligroso para la seguridad de los operarios.

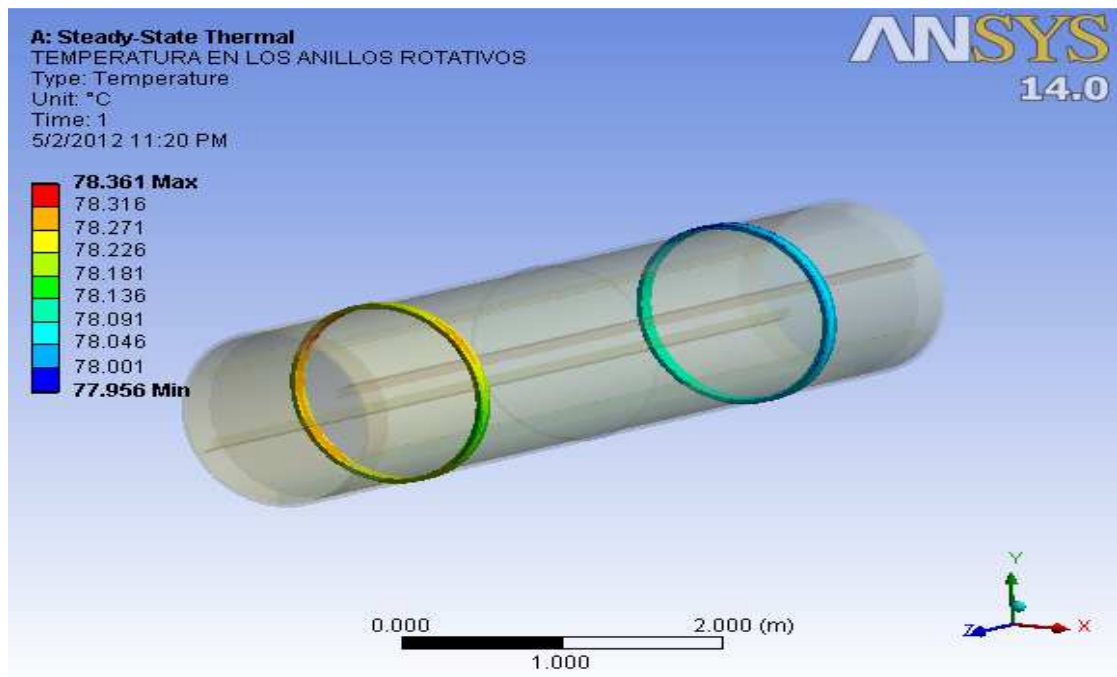
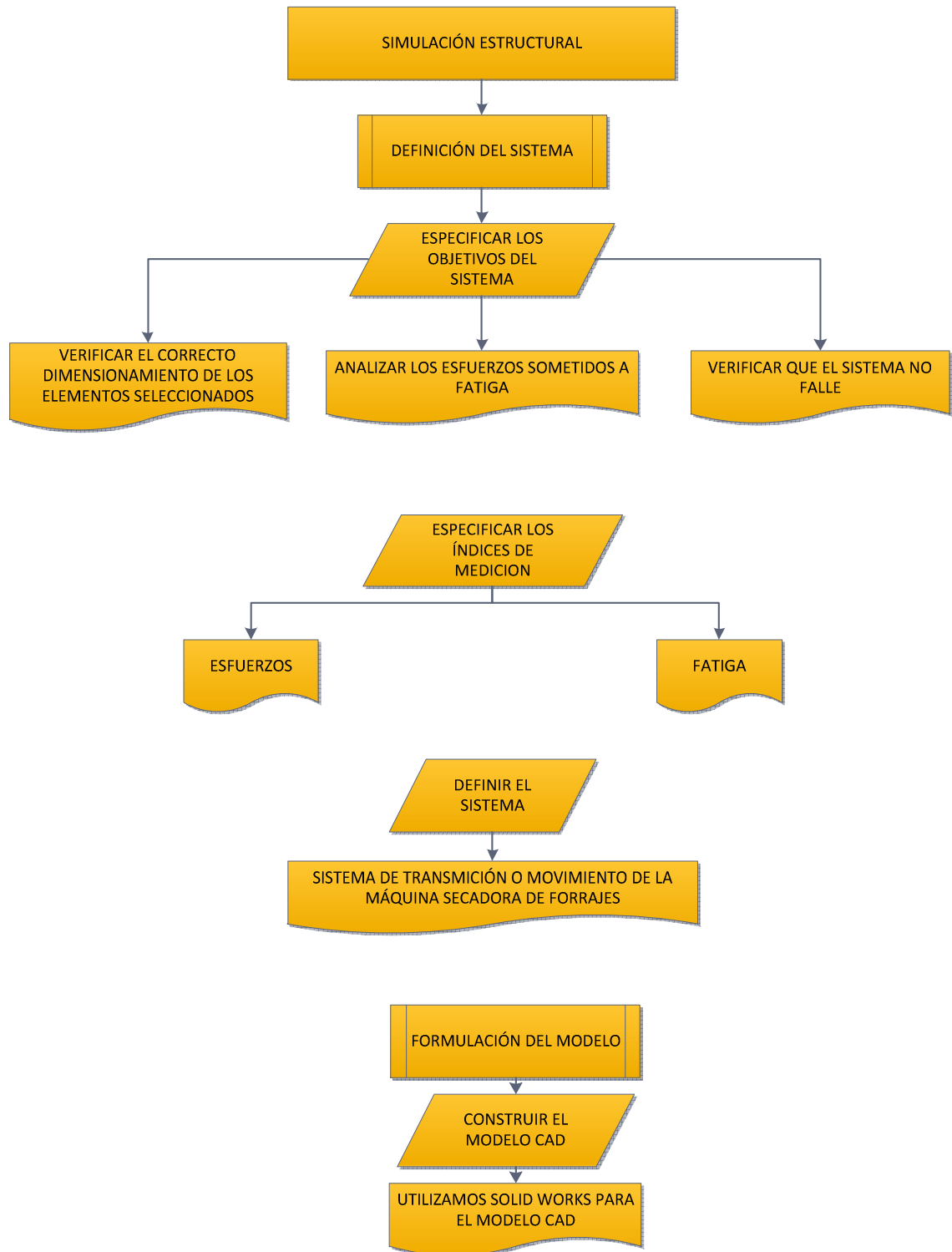


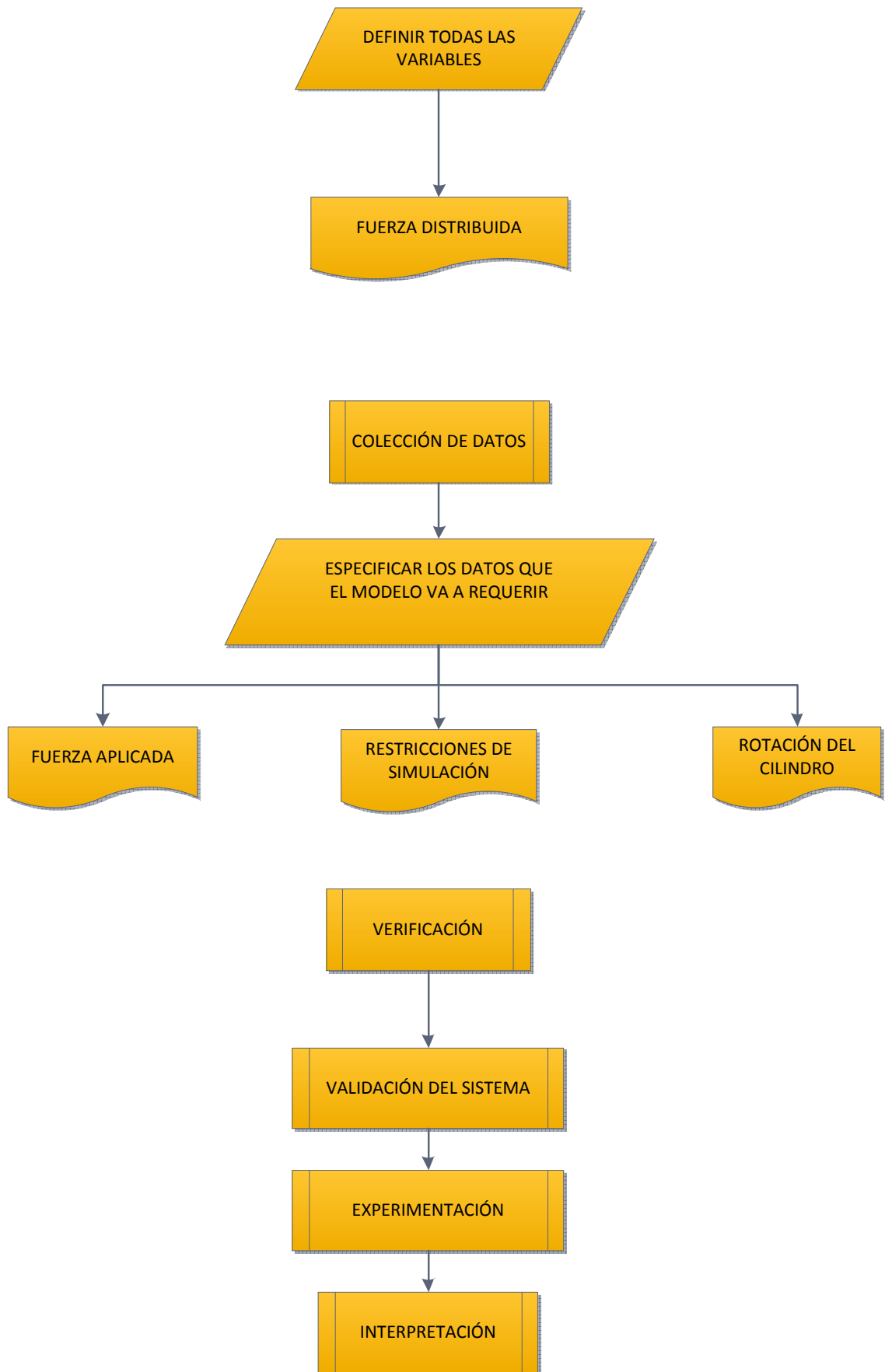
Figura 6.5 Temperatura de los anillos rotativos.

Aquí podemos analizar la temperatura de los anillos rotativos en el cilindro de seco, el primer anillo tiene una temperatura de 78 °C aproximadamente, conforme corre el aire dentro del cilindro se observa que el otro anillo tendría una temperatura de 77 °C, estas temperaturas, no afectan el análisis mecánico, debido a que no son temperaturas excesivas.

6.5 Simulación Mecánica

6.5.1 Desarrollo de etapas para la simulación mecánica





6.5.2 Ejecución de la simulación del anillo rotativo y la rueda

Se analiza el sistema con un anillo rotativo y las ruedas, que son los elementos que van a entrar en contacto frecuente, para minimizar el tiempo de generación de simulación, una carga equivalente al peso de todos los elementos que conforman el secador (cilindro de secado, elevadores dentro del cilindro, anillos rotativos, cadena, Catarina y hojas).

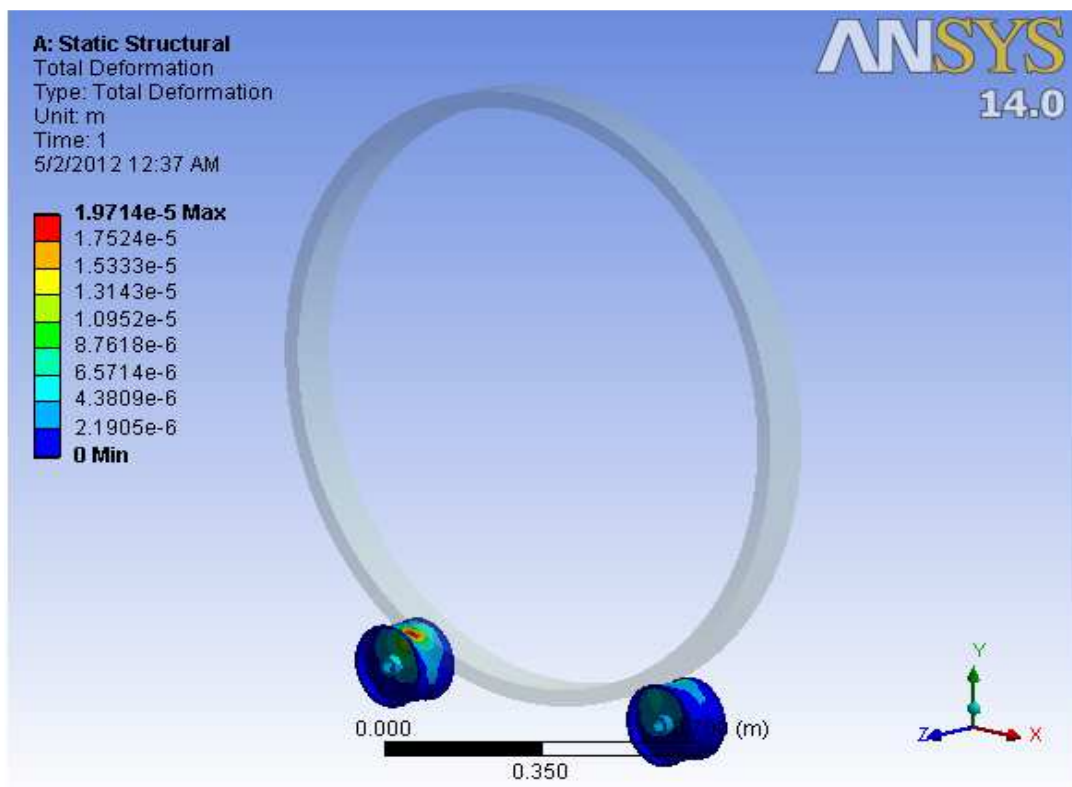


Figura 6.6 Deformación total en el sistema.

Se observa que la deformación es mínima. En el sistema oscila entre 2.19×10^{-6} hasta 1.97×10^{-5} (mm), por lo tanto se puede verificar que, tanto anillo como rueda no van a sufrir gran deformación, entonces se concluye que las dimensiones de la rueda y anillo rotativo son apropiadas.

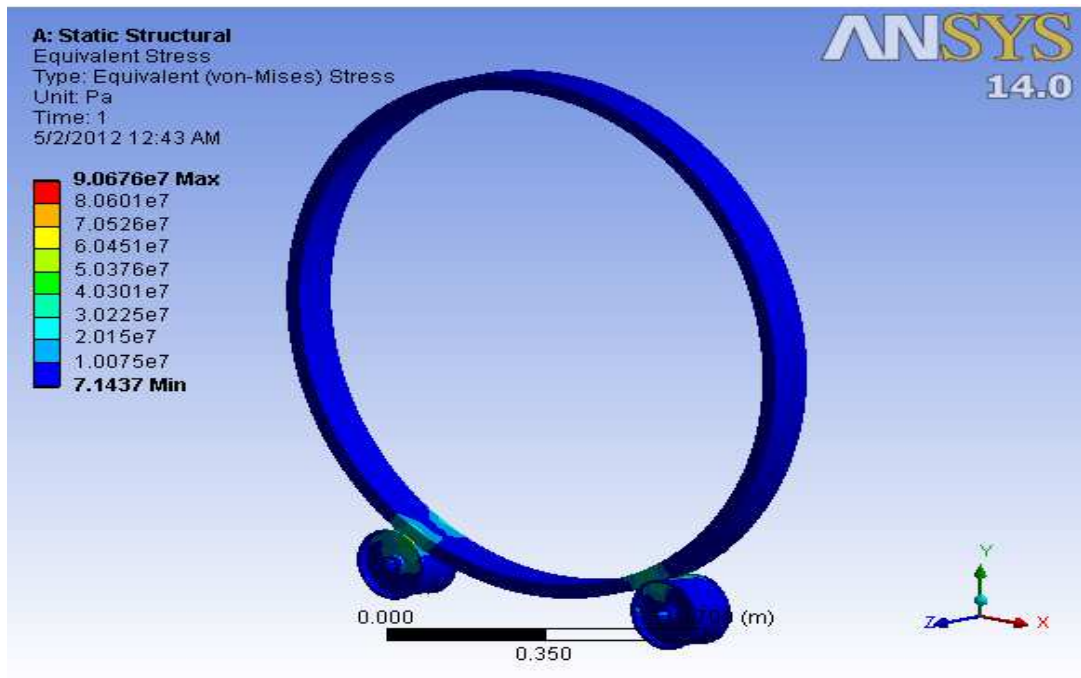


Figura 6.7 Esfuerzos de contacto en el sistema.

Se puede concluir diciendo que es un diseño seguro, ya que los esfuerzos son pequeños comparados con el límite a la fluencia de cada material, tanto anillo, como rueda.

El factor de seguridad es alto, por lo que las dimensiones y materiales seleccionados cumplen con las necesidades del sistema.

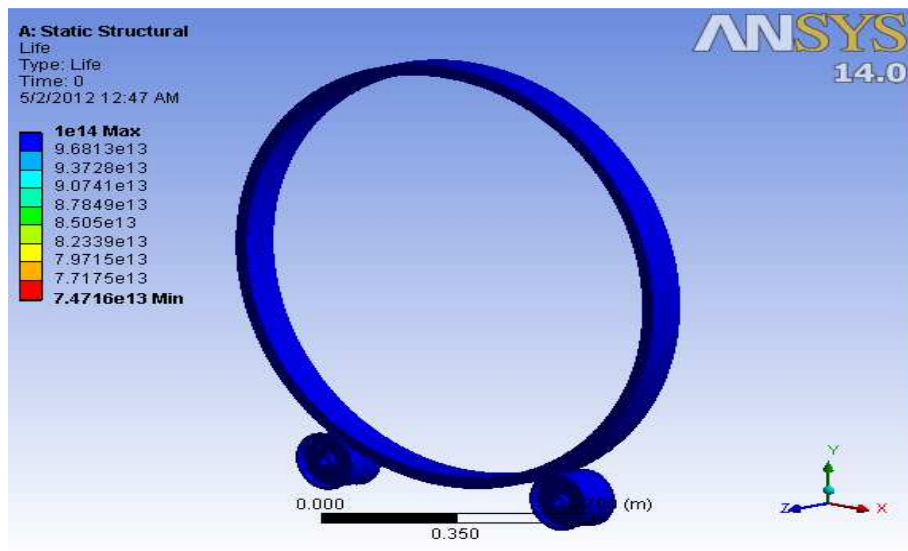


Figura 6.8 Esfuerzos de contacto en el sistema.

En la figura 6.8 se observa los ciclos de vida que aproximadamente durarán las ruedas, con esto se verifica que el eje dura mucho tiempo de vida y no fallará.

6.5.3 Ejecución de la simulación del eje de la rueda

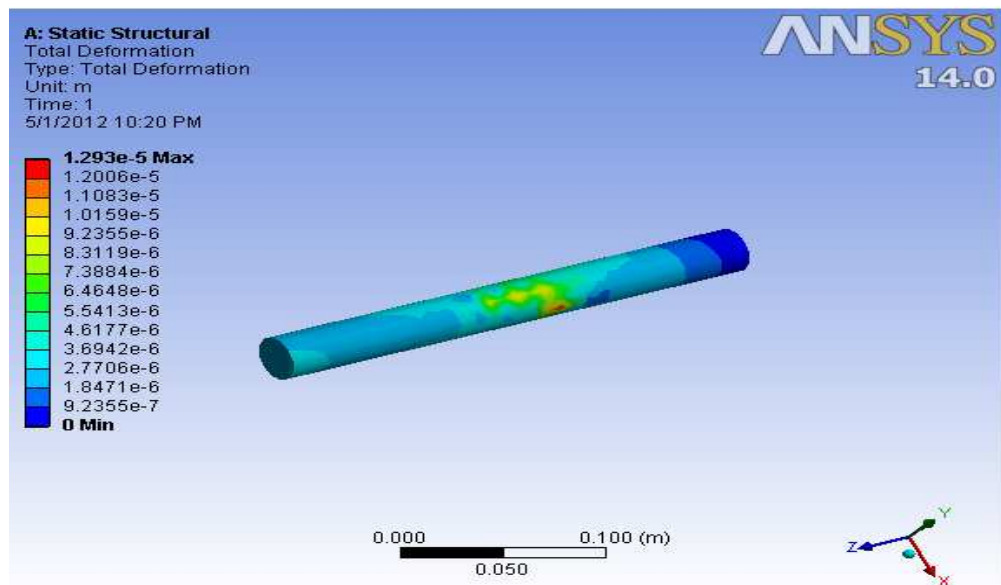


Figura 6.9 Deformación del eje de la rueda.

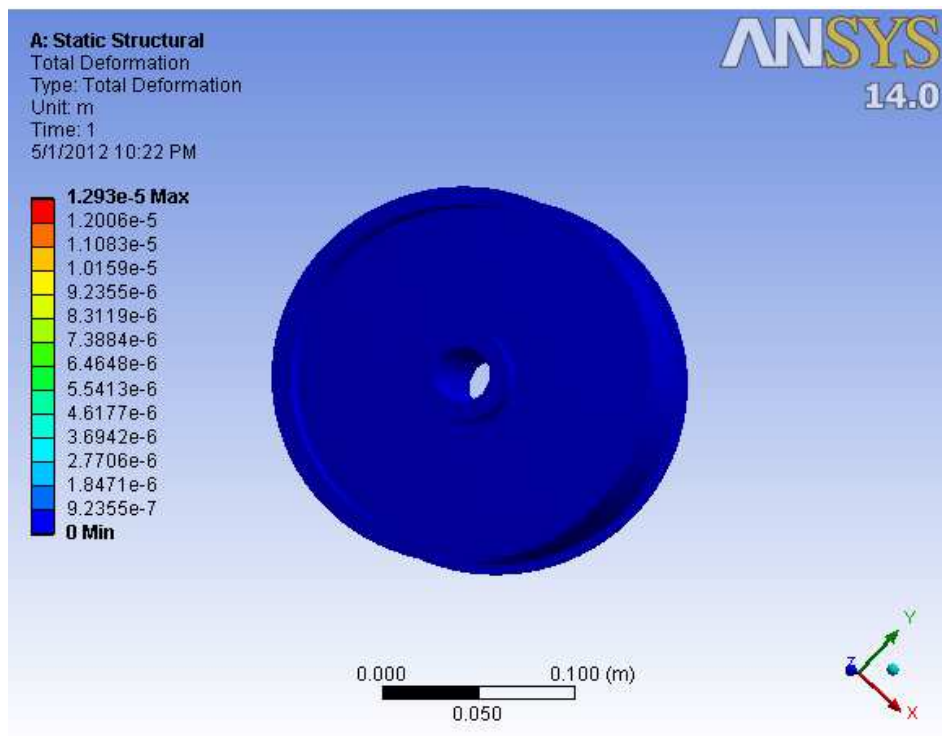


Figura 6.10 Deformación de la rueda.

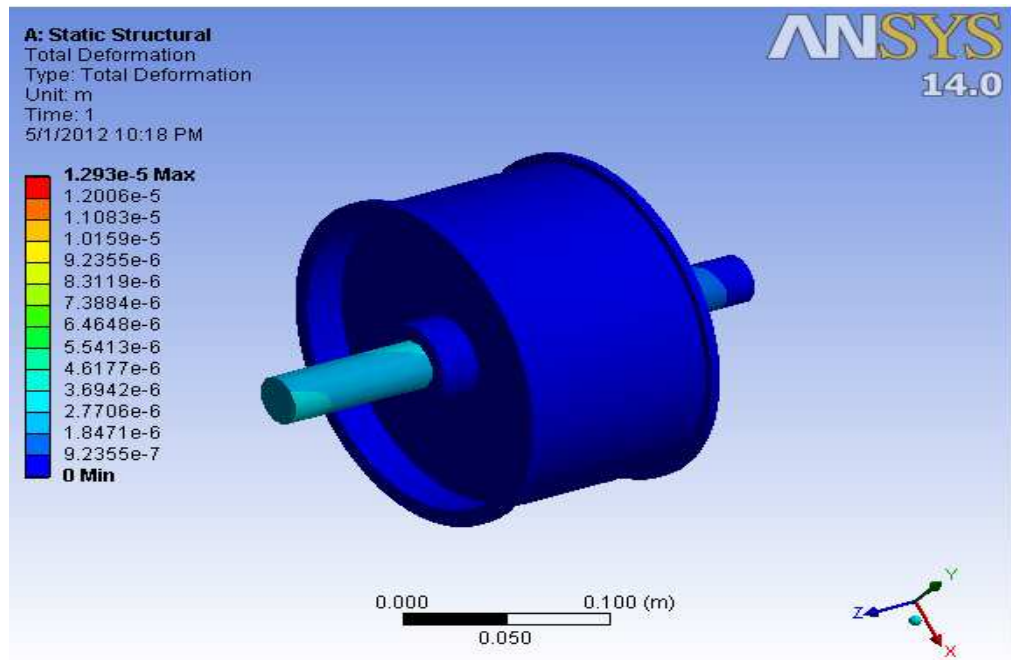


Figura 6.11 Deformación general del sistema.

En las figuras se observa que el sistema no falla. El elemento que sufre deformación primero es el eje, pero la deformación es muy pequeña, lo cual nos garantiza un diseño seguro, por ende el diámetro del eje es el adecuado para el diseño, el análisis a fatiga se lo realiza a $1E8$ ciclos, que es el estimado, sabiendo que las ruedas giran a 75 (RPM) aproximadamente, que es el cilindro más pequeño y se necesita que el elemento dure aproximadamente 10 años y que va a trabajar a un promedio de 8 horas diarias.

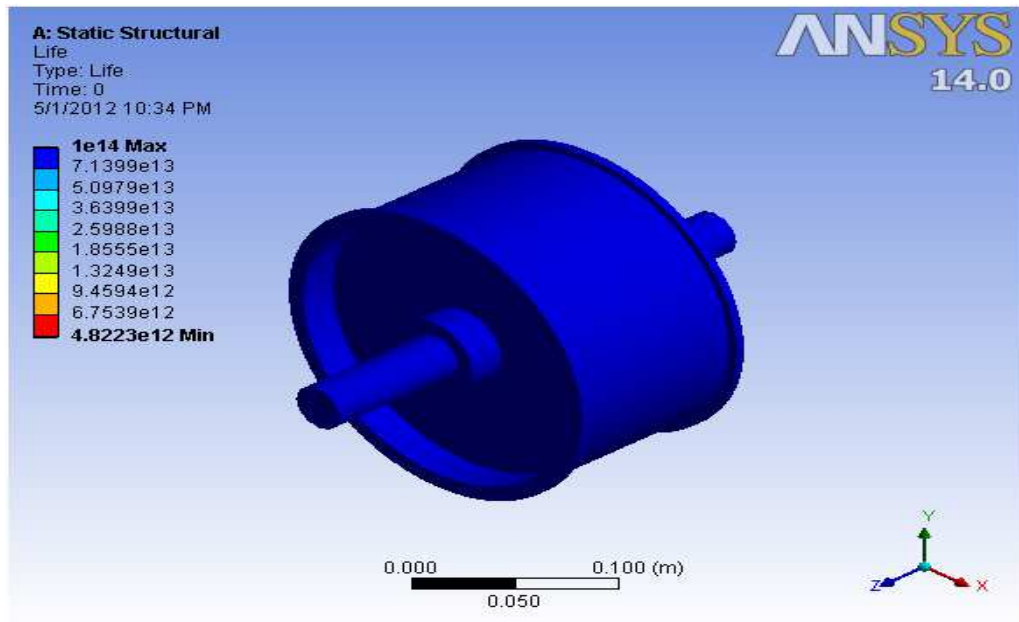


Figura 6.12 Vida de la rueda.

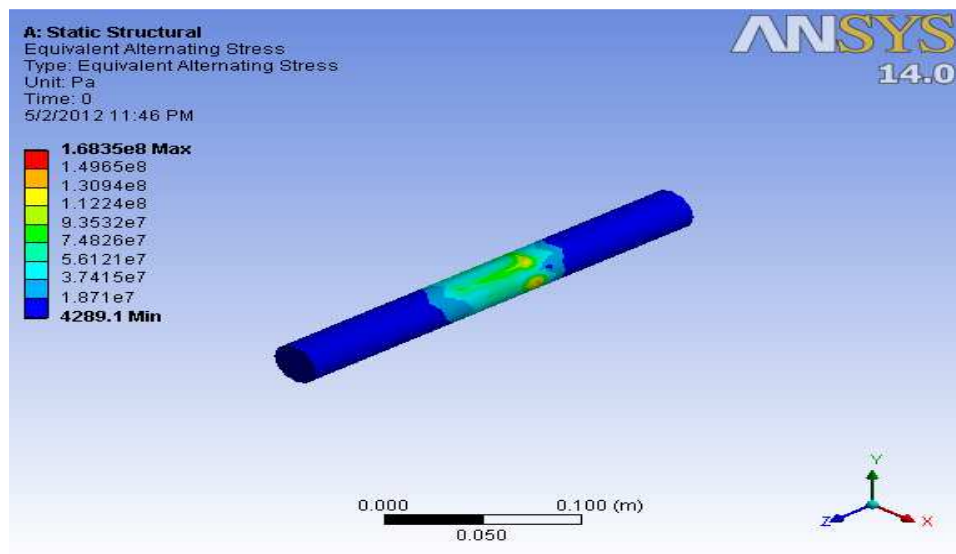


Figura 6.13 Esfuerzo del eje a fatiga.

En la figura 6.12 se observa los ciclos de vida que aproximadamente durará el eje, con esto se verifica que el eje dura mucho tiempo de vida y no fallará.

En la figura 6.13 se observa el esfuerzo equivalente a fatiga que soporta el eje, aproximadamente 1.22E8 Pa.

CAPÍTULO VII

ANÁLISIS ECONÓMICO

7.1 Introducción

Es necesario realizar un análisis económico y financiero en este proyecto, debido a que existirá una construcción a futuro. Además se plantea dos diseños, los cuales mediante el análisis económico se seleccionará la mejor alternativa de construcción.

La necesidad de un análisis económico se encuentra motivada principalmente por las acciones que llevan a cabo los ingenieros al analizar, sintetizar y obtener conclusiones en proyectos de cualquier tipo, así como seleccionar la mejor alternativa para su construcción futura.

En otras palabras el análisis económico es un punto muy importante en la toma de decisiones, las mismas que implican los elementos básicos como son: flujos de efectivos, tiempos y tasas de interés.

Lo cual da como resultado formular, estimar y evaluar los resultados económicos cuando existan alternativas disponibles para llevar a cabo el propósito definido.

7.2 Análisis de valor presente de alternativas con vidas iguales

Para el desarrollo de éste tema es importante mencionar los siguientes conceptos que están involucrados para el análisis del valor presente:

7.2.1 Valor presente (VP)

El valor presente es un término utilizado en la ingeniería económica, que establece que los gastos o ingresos que tiene una alternativa en estudio se transforman en dólares, la ecuación que rige éste enunciado se detalla a continuación:

$$VP = VF \times \left[\frac{1}{(1 + i)^n} \right]$$

Ecuación 7.1

Donde:

VP = Valor presente, (USD)

VF = Valor futuro, (USD)

i = Tasa de interés, (%)

n = Vida o número de períodos de estudio, (años)

7.2.2 Tasa mínima atractiva de retorno (TMAR)

La TMAR constituye una tasa de rendimiento razonable establecida, que el inversionista quiere tener como tasa base para establecer si una alternativa es económicamente viable.

7.2.3 Valor de salvamento (VS)

Es el valor terminal estimado de los activos al final de su vida útil, éste valor es igual a cero si no se anticipa ningún valor de salvamento.

Es decir es un valor futuro de una determinada alternativa que deberá ser transformada al presente, la ecuación de este enunciado se detalla a continuación:

$$\left(\frac{VP}{VF}, i, n \right) = VS \times \left[\frac{1}{(1 + i)^n} \right]$$

Ecuación 7.2

Donde:

VS = Valor de salvamento futuro, (USD)

VF = Valor futuro, (USD)

i = Tasa de interés, (%)

n = Vida o número de períodos de estudio, (años)

El estudio o análisis del valor presente se calcula a través de la tasa mínima atractiva de rendimiento (TMAR), como se mencionó anteriormente todos los flujos de efectivo futuros relacionados con una alternativa se convierten en dólares.

Cuando las alternativas son mutuamente excluyentes, es decir, con la misma vida o períodos de estudio, y estas implican solo desembolsos (servicios) o ingresos y desembolsos (ganancias) se aplica las siguientes guías para seleccionar una alternativa.

- **Una alternativa.**

Se calcula el valor presente neto VPN a partir de la TMAR. Si $VP = 0$, se alcanza o se excede la tasa mínima atractiva de retorno y la alternativa es financieramente viable.

- **Dos alternativas o más.**

Se calcula el valor presente neto VPN de cada alternativa usando la TMAR, y se selecciona aquella con el VPN que sea mayor en términos numéricos, es decir menos negativo o más positivo

La siguiente ecuación permite comparar los enunciados anteriormente indicados:

$$VPN = -Y + \sum_{j=1}^n (I_j - D_j) \left(\frac{VP}{VF}, i, j \right) + VS \left(\frac{VP}{VF}, i, n \right)$$

Ecuación 7.3

Donde:

VPN = Valor presente neto, (USD)

VF = Valor futuro, (USD)

i = Tasa de interés, (%)

n = Vida o número de períodos de estudio, (años)

Y = Inversión, (USD)

I = Ingresos, (USD)

D = Desembolsos, (USD)

VS = Valor de salvamento, (USD)

7.2.4 Tasa interna de retorno o rendimiento (TIR)

Es la tasa ganada sobre el saldo no pagado de una inversión, de forma que el pago o entrada final iguala el saldo exactamente a cero con el interés considerado.

7.3 Análisis incremental

Cuando en el estudio de varias alternativas existen solo desembolsos se procede a realizar un diagrama de flujo incremental, donde las cantidades para cada año están dadas por la diferencias entre los valores del proyecto de mayor inversión con los del proyecto de menor inversión.

El método manifiesta que si el TIR que se le obtiene luego de igualar la (ecuación 7.3) a cero y dar valores a $i(\%)$ para que satisfaga ésta. Si el TIR es menor que el TMAR el proyecto más viable económicamente es el que presenta la menor inversión.

7.3.1 Selección la mejor alternativa mediante el análisis del TIR

Como se indica en el capítulo (III), la alternativa ganadora es el secador de hojas rotatorio, el mismo que en uno de sus sistemas tiene el calentamiento del aire, para lo cual se establecen dos alternativas: La primera con la utilización de un quemador a GLP, y la segunda por medio de un quemador a diesel.

Por lo que es necesario un análisis para seleccionar la mejor alternativa que solucione dicho parámetro.

Detallamos a continuación los precios de los materiales necesarios para cada una de las alternativa, y de esta manera tratar de obtener una inversión aproximada.

7.3.1.1 Calentamiento del aire con quemador de GLP

A continuación se detalla los precios y características de los elementos que intervienen en esta alternativa, como también la fuente de donde fueron investigados.

Tabla 7.1 Costo de materiales del quemador a GLP.

ELEMENTO	CARACTERÍSTICA	FUENTE	VALOR (USD)
QUEMADOR	1000000 (BTU/hr)	CALSER	1200
VENTILADOR	2000 (CFM)	SOPORTEC	600

Para el análisis se toma las siguientes consideraciones:

- Método a emplear es: Tasa interna de retorno (TIR).
- No se toma en cuenta el valor del cilindro de secado ni del bastidor ya que para ambos casos son los mismos.
- Se espera por parte de la empresa una TMAR del 50%
- El estudio se lo realiza en cinco años $n = 5$.
- El costo de la construcción se considera de un 40% del precio de los materiales teniendo un criterio conservador.

- El costo de los imprevistos y accesorios se considera de un 20% de la inversión total.
- Entonces la inversión para esta alternativa A se muestra en la tabla 7.2.

Tabla 7.2 Inversión alternativa A.

ELEMENTO	PRECIO (USD)
QUEMADOR	1200
VENTILADOR	600
SUBTOTAL 1	1800
COSTO DE CONSTRUCCIÓN	720
SUBTOTAL 2	2520
ACCESORIOS E IMPREVISTOS	360
TOTAL	2880

El costo de operación se detalla a continuación en la tabla 7.3.

Tabla 7.3 Costo de operación alternativa A.

DETALLE	CANTIDAD	UNIDAD
CALOR NECESARIO	288	KW
KILOGRAMOS POR HORA	18	Kg/hr
HORAS DE TRABAJO	8	Hr
DÍAS AL AÑO	270	DÍAS
PRECIO DEL KILOGRAMO DE GLP	0,90	USD
COSTO TOTAL	34992	USD

Para el costo de operación para los siguientes años se considera lo siguiente:

El precio del GLP tiene una variación de precio cada año según la oferta y demanda del petróleo a nivel mundial, se estima una variación del 2% anual.

Entonces la variación del precio en el costo de operación durante los períodos de estudio son los que muestra la tabla 7.4.

Tabla 7.4 Costo de operación alternativa A durante los períodos de estudio.

AÑO	COSTO DE OPERACIÓN (USD)	NOMENCALTURA
0	-2880	A0
1	-34992	A1
2	-35691	A2
3	-36404	A3
4	-37132	A4
5	-37874	A5

7.3.1.2 Calentamiento del aire con quemador a diesel.

De la misma manera que la alternativa anterior a continuación se detalla los precios y características de los elementos que intervienen en esta otra, como también la fuente de donde fueron investigados.

Tabla 7.5 Costo de materiales del quemador a Diesel.

ELEMENTO	CARACTERÍSTICA	FUENTE	VALOR (USD)
QUEMADOR	1400000 (BTU/hr)	CALSER	2000
VENTILADOR	4300 (CFM)	SOPORTEC	800
INTERCAMBIADOR DE CALOR	100 Tubos		6000

Las consideraciones para determinar la inversión de la alternativa B son las mismas que se expusieron en la alternativa A.

Entonces la inversión para esta alternativa B se muestra en la tabla 7.6.

Tabla 7.6 Inversión alternativa B.

ELEMENTO	PRECIO (USD)
QUEMADOR	2000
VENTILADOR	800
INTERCAMBIADOR DE CALOR	6000
SUBTOTAL 1	8800
COSTO DE CONSTRUCCIÓN	3520
SUBTOTAL 2	12320
ACCESORIOS E IMPREVISTOS	1760
TOTAL	14080

El costo de operación se detalla a continuación en la tabla 7.7.

Tabla 7.7 Costo de operación alternativa B.

DETALLE	CANTIDAD	UNIDAD
CALOR NECESARIO	383	KW
GALONES POR HORA	12	gal/hr
HORAS DE TRABAJO	8	Hr
DÍAS AL AÑO	270	DÍAS
PRECIO DEL GALÓN DE DIESEL	0.90	USD
MANTENIMIENTO C Y P	3000	USD
MANTENIMIENTO CORRECTIVO	6000	USD
COSTO TOTAL	26328	USD

Para el costo de operación para los siguientes años se considera lo siguiente:

El precio del diesel no ha tenido variación los últimos años, por lo tanto mantenemos el valor actual del diesel constante para este análisis, por lo que será un criterio muy seguro establecer esta variación.

Se establece un mantenimiento Predictivo y Correctivo del Intercambiador de calor anual, además un mantenimiento Correctivo de este cada 3 años.

Entonces la variación del precio en el costo de operación durante los períodos de estudio son los que muestra la tabla 7.8.

Tabla 7.8 Costo de operación alternativa B durante los períodos de estudio.

AÑO	COSTO DE OPERACIÓN (USD)	NOMENCALTURA
0	-14080	A0
1	-26328	A1
2	-26328	A2
3	-32328	A3
4	-26328	A4
5	-26328	A5

7.4 Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR)

Como se indicó el cálculo de la tasa interna de retorno se realiza mediante el método del análisis incremental, explicado anteriormente.

Para esto es necesario explicar los ingresos que tendrá la empresa en beneficio de la máquina construida.

Los ingresos estimados según datos analizados por ingenieros que pertenecen a la empresa ENSIFOR S.A. son:

La producción para la cual fue diseñada la máquina es 400 (Kg/h), lo cual establece que al trabajar 8 horas diarias la producción es 3200 (Kg/día), trabajando 20 días laborales la producción es 64000 (Kg/mes), por 12 meses en el año son 768000 (Kg/año), esto aproximadamente equivalen a 17000 quintales de material seco, la venta de este producto al mercado es de 15 dólares el quintal, restando un 50% de este valor, que es el que se gasta en riego y semillas; el ingreso por cada quintal es de 8 dólares, lo cual ge-

nera una ganancia de 136000 dólares anuales, con estos datos se procede a calcular de la siguiente manera:

Con la ayuda del programa Excel se calcula dicho parámetro dando como resultado los datos que se muestran en la tabla 7.9.

Tabla 7.9 Tabulación de flujo incremental.

AÑO	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B
0	-2880	-14080
1	-34992	-26328
2	-35691	-26328
3	-36404	-32328
4	-37132	-26328
5	-37874	-26328
TIR	RENTABLE	RENTABLE

Conclusión:

Como se puede ver en la tabla 7.9 las dos alternativas son viables, en este proyecto se analizará la Alternativa B, con nombre calentamiento de aire con quemador GLP, ya que la eficiencia al quemar con el calentador GLP aproximadamente es 90 %.

En las secadoras con intercambiador de calor se producen, además, pérdidas debidas a los gases de combustión que salen de la máquina, las cuales son nulas en las secadoras de combustión directa.

7.5 Análisis de costos

El costo total del secador rotatorio, corresponde a invertir una determinada cantidad de recursos económicos, materiales, humanos y de tiempo, este a su vez se evaluará por

medio de su precio final. El precio final incluye la suma de los costos de las etapas anteriores a su ciclo de vida, siendo estos:

- Costo de fabricación.
- Costo de montaje.
- Costo de diseño.

7.5.1 Costo de fabricación

Este costo dependerá de los diferentes proveedores y fabricantes de los elementos que conforman el secador rotatorio. Para el presente trabajo este costo tendrá dos partes:

- Costo elementos normalizados
- Costo elementos a ser fabricados

En la tabla 7.10 se detallan los elementos normalizados y los elementos que se fabricarán, para poner en práctica la construcción del secador rotatorio.

Tabla 7.10 Elementos del secador rotatorio.

DESCRIPCIÓN	NORMALIZADO	FABRICADO
MOTOR-REDUCTOR CILINDRO (2.4 HP)	X	
MOTOR-REDUCTOR TRANSPORTADOR HELICOIDAL (1.5 HP)	X	
CAMARA CILINDRICA DE SECADO		X
ELEVADORES		X
ANILLOS ROTATIVOS		X
QUEMADOR (1400000 BTU/hr)	X	
VENTILADOR (4300 CFM)	X	
CADENA ANSI #80	X	
INTERCAMBIADOR DE CALOR	X	
PIÑÓN CONDUCTOR (17 DEINTES)	X	
PIÑÓN CONDUCIDO (190 DIENTES)		X
RUEDAS	X	
TRANSPORTADOR HELICOIDAL		X
TOLVA		X
CANAL TRANSPORTADOR HELOCOIDAL		X
SILO DE DESCARGA		X
BASTIDORES		X

Una vez que se dieron a conocer los elementos normalizados y los elementos fabricados que constituyen el secador rotatorio, se llevará a cabo la cotización de estos elementos con diferentes proveedores dentro del mercado nacional.

Antes de ello se debe investigar que los elementos que conforman el secador rotatorio, se encuentran disponibles en el mercado ya sea en existencia para entrega inmediata o con la posibilidad de que se los fabrique bajo pedido dentro de un plazo de entrega aceptable según la disponibilidad de tiempo que se tenga para el ensamblaje de dichos elementos.

En la tabla 7.11 se presentan los precios de los elementos normalizados del secador rotatorio.

Tabla 7.11 Costo de los elementos normalizados del secador rotatorio.

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO (USD)	VALOR TOTAL (USD)
MOTOR-REDUCTOR CILINDRO (2.4 HP)	1	820	820
MOTOR-REDUCTOR TRANSPORTADOR HELICOIDAL (1.5 HP)	1	450	450
QUEMADOR (1400000 BTU/hr)	1	1200	1200
VENTILADOR (4300 CFM)	1	800	600
CADENA ANSI #80	1	200	200
PIÑÓN CONDUCTOR (17 DEINTES)	1	50	50
RUEDAS	4	40	160
CHUMACERAS RUEDAS	8	40	320
CHUMACERA SIN FIN	1	40	40
ASILANTE TÉRMICO	1	100	100
SUBTOTAL			3940
I.V.A.			472.8
TOTAL			4412.8

Tabla 7.12 Costo de los elementos fabricados del secador rotatorio.

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNI-TARIO (UDS)	VALOR TO-TAL (UDS)
CAMARA CILINDRICA DE SECADO	1	9000	6000
ELEVADORES	48	15	720
ANILLOS ROTATIVOS	2	800	1000
PIÑON CONDUcido (190 DIENTES)	1	1500	1200
TRANSPORTADOR HELI-COIDAL	1	600	600
TOLVA	1	250	250
CANAL TRANSPORTADOR HELICOIDAL	1	100	100
SILO DE DESCARGA	1	500	500
BASTIDORES	3	500	1500
SUBTOTAL			11870
I.V.A.			1424.4
TOTAL			13294.4

7.5.2 Costo de montaje

Es el costo que se debe tomar en cuenta para montar los elementos que conforman el secador.

En la tabla 7.13 se presentan los costos de montaje del secador rotatorio.

Tabla 7.13 Costo de montaje del secador rotatorio.

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO (UDS)	VALOR TOTAL (UDS)
SOPORTE DE HORMIGÓN PARA EL BASTIDOR PRINCIPAL	4	150	600
MANO DE OBRA (DÍAS)	7	15	105
TRANSPORTE	1	650	650
IMPREVISTOS	1	200	200
SUBTOTAL			1555
I.V.A.			186,6
TOTAL			1741,6

7.5.3 Costo de diseño

Es el costo que va a depender del valor que cobra el o los profesionales que prestan sus servicios, para el diseño del secador rotatorio, y es el responsable de que el secador tenga las funciones para las que ha sido creado, permitiendo que sea el funcionamiento adecuado para el ciclo de vida, diseñado.

En la tabla 7.14 se presenta el costo de diseño desarrollado por un ingeniero mecánico.

Tabla 7.14 Costo de diseño del secador rotatorio.

DESCRIPCIÓN	TOTAL
COSTO DE DISEÑO	2000

A continuación en la tabla 7.15 se indica el costo total del secador rotatorio.

Tabla 7.15 Costo total del secador rotatorio.

DESCRIPCIÓN	PRECIO (UDS)
ELEMENTOS NORMALIZADOS	4412.8
ELEMENTOS FABRICADOS	13294.4
COSTO DE MONTAJE	1741,6
COSTO DE DISEÑO	2000
TOTAL	21448.8

CAPÍTULO VIII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 Conclusiones

- La mejor alternativa para la selección del secador acorde a los requerimientos de la empresa es la construcción de un secador rotatorio con GLP como combustible, debido a su eficiencia de 98% en el sistema de calentamiento de aire. El secador con DIESEL como combustible abarca mayores pérdidas de calor (30%) en el proceso de secado, ya que necesita un intercambiador de calor.
- Las dos alternativas diseñadas son factibles al construirlas, económicamente hablando el secador a diesel es más costoso por el intercambiador de calor requerido, ya que aparte del costo elevado de fabricación influyen costos de mantenimiento tanto predictivo, preventivo del mismo, esto compensa el costo bajo de combustible, pero a largo plazo el intercambiador deberá incurrir en un mantenimiento correctivo por los gases de combustión que afectan al mismo.
- La temperatura de secado a la que se lleva a cabo el proceso es aproximadamente de 85° C. A esta temperatura se asegura que el producto va a reducir el porcentaje de humedad requerido y no tendrá pérdidas del suplemento nutricional. La temperatura exterior es segura para los operarios en el cilindro rotatorio debido al aislante térmico alrededor del mismo, puesto que esta no supera los 40° C.
- La simulación permitió comparar resultados calculados, con los simulados, el margen de error en las simulaciones no supera el 3%, esto da un margen de seguridad y confianza para su futura construcción. Por ende se tiene la certeza de que el secador trabajará eficientemente en el campo práctico.

- Se diseñó una máquina acorde a las necesidades poniendo énfasis principalmente en el proceso térmico y mecánico, analizando la duración de la máquina y principalmente en la seguridad de los operarios, puesto que se trabaja con altas temperaturas. Se analizó la resistencia, fatiga, dirección de flujo y otros factores primordiales para un desempeño acorde a las necesidades de los clientes.
- Se utilizó el software de método de elementos finitos ANSYS, en el cual para analizar cualquier elemento, se tiene la facilidad simular cada uno de los mismos según la necesidad del diseñador, se selecciona el material deseado con las restricciones del programa, logrando simulaciones de transferencia de calor y otros análisis mecánicos, los cuales demuestran que los elementos y materiales que los constituyen son los apropiados.
- El costo aproximado de la máquina es 21500 USD con un quemador de GLP. El costo con un quemador DIESEL se incrementaría en un 30% por la construcción del intercambiador de calor.

8.2 Recomendaciones

- Antes de comenzar a diseñar la máquina y sus elementos, es recomendable conocer el clima, humedad y situación geográfica a la cual va a estar expuesta la máquina y con ello no tener inconvenientes a futuro por la elección de materiales o elementos que conformen la misma.
- Para obtener resultados reales respecto a la humedad y temperatura, se recomienda hacer pruebas piloto a pequeña escala, con ello se observará que en función de la masa de forraje húmedo y variando la temperatura, se obtiene una temperatura adecuada para el secado.

- Se recomienda hacer un análisis de costos de mantenimiento, eso ayudará a darse cuenta del valor que la empresa está ahorrando cuando trabaja con el secador de GLP comparando con el otro, aparte de ello el tiempo de para de la máquina será de valiosa importancia para una producción estable.
- Se recomienda tomar en cuenta las pérdidas de calor que se pueden producir en los acoples, juntas y elementos expuestos, para lo cual se debe recubrir todas estas zonas con aislante térmico, esto principalmente por seguridad del personal.
- Al poner el secador en funcionamiento a futuro, si se trabaja con el intercambiador de calor, se recomienda hacer inspecciones semanales del mismo, puesto que la baja calidad del diesel en el país acelerará el proceso de corrosión en los segmentos tubulares que tengan contacto con los gases de combustión.
- Si se trabaja con el quemador de GLP se debe tomar en cuenta las normas ambientales del lugar donde se va a trabajar, puesto que el GLP produce mayor cantidad de gases de efecto invernadero en la combustión que el diesel.
- Al realizar un análisis en un software especializado se recomienda poner las restricciones requeridas para que el sistema funcione correctamente en la simulación, caso contrario no se obtendrán resultados reales, los cuales perjudicaran al resultado final.

PLANOS

BIBLIOGRAFÍA

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

- NISBETT, J. KEITH – BUDYNAS, RICHARD G. “Diseño de ingeniería mecánica de Shigley” México. Editorial McGraw-Hill Interamericana. 2008, 29 – 85 – 108 - 119 – 280 – 420 – 429 – 571 – 661 – 718 – 888 p.
- MOTT ROBERT L. 6ta ed. “Mecánica de Fluidos” México. Pearson Educación. 2006. 235p.
- ORREGO ALZATE, CARLOS EDUARDO “Procesamiento de alimentos” Manizales. Centro de publicaciones Universidad Nacional de Colombia, 2003, 82p.
- J. OCÓN Y G. TOJO B. 3ra ed. “Problemas de Ingeniería Química” México. Tomo I, Cap. 4.
- INCROPERA F – DE WITT D. “Fundamentos de transferencia de calor” 4ta edición. Traducción Ricardo Cruz. México. Prentice Hall. 1999, 5 – 97- 297- 379 – 450 -503 p.
- ROBERT L. NORTON “Diseño de máquinas” México. Editorial Prentice Hall, 1999.
- SUQUILANDA, V. M. “Plantas medicinales y hierbas aromáticas” Ediciones UPS. Fundagro 1995.
- NONHEBEL, M. A. & MOSS, B., 1ra ed. “El secado de sólidos en la Industria Química”. Barcelona. Reverté S.A. 1979.
- TREYBAL, ROBERT E. 2da ed. “Operaciones de Transferencia de Masa”. Barcelona. Editorial McGraw–Hill, 1980.
- SING, P. / HELDMAN, D. “Introducción a la ingeniería de los alimentos” España. Editorial Acribia s.a. 1998.

PUBLICACIONES:

- TORRES RIVERA TATIANA, Evaluación de variables de secado para la conservación de las hojas, Buenos Aires – Argentina, 2004.
- Transmisión de Potencia S.A., Reductores y Manorreductores de engranajes helicoidales.

DIRECCIONES DE INTERNET:

- <http://www.fao.org/ag/againfo/programmes/en/genetics/documents/Interlaken/countryreports/Ecuador.pdf>, Situación nacional sobre conocimientos de recursos zoogenéticos
- http://mundo-pecuario.com/tema190/pastos_forrajes.html, Pastos y forrajes
- http://www.inta.gov.ar/montecarlo/INFO/documentos/desarrollo/Util_Mand_Aliment_AnimalIT62.pdf, Temperatura recomendada de secado
- <http://www.tiempo-ecuador.com/tiempo/province>, Viento y clima en el Ecuador
- <http://www.agip.com.ec/queglp.htm>, Precios y características del GLP
- http://www.mapro.skf.com/products_sp/lub_chainoil.htm, Aceites de cadena.