



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA
Y MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN
DEL TÍTULO DE INGENIERO EN MECATRÓNICA**

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO
SECADOR DE ARENA PARA LA PRODUCCIÓN DE MORTERO**

AUTORES:

ROMERO ALARCÓN JUAN CARLOS

ZÁRATE SALINAS ENZO RICARDO

DIRECTOR: ING. RIOFRÍO PATRICIO MSc.

SANGOLQUÍ

2016



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA**

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, “*DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO SECADOR DE ARENA PARA LA PRODUCCIÓN DE MORTERO*” realizado por los señores *JUAN CARLOS ROMERO ALARCÓN* y *ENZO RICARDO ZÁRATE SALINAS*, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar a los autores para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 5 de abril del 2016

Atentamente,

Ing. Patricio Riofrío Villena MSc.

DIRECTOR

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA****AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD**

El presente trabajo de titulación “*DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO SECADOR DE ARENA PARA LA PRODUCCIÓN DE MORTERO*” ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaramos que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello somos responsables del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Sangolquí, 5 de abril del 2016

Juan Carlos Romero Alarcón
C.C. 1714323415

Enzo Ricardo Zárate Salinas
C.C. 1724449028

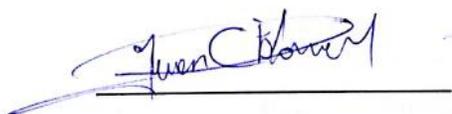


**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA**

AUTORIZACIÓN

Nosotros, *Juan Carlos Romero Alarcón* y *Enzo Ricardo Zárate Salinas*, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca virtual de la institución el presente trabajo de titulación “***DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO SECADOR DE ARENA PARA LA PRODUCCIÓN DE MORTERO***” cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra autoría y responsabilidad.

Sangolquí, 5 de abril del 2016



**Juan Carlos Romero Alarcón
C.C. 1714323415**



**Enzo Ricardo Zárate Salinas
C.C. 1724449028**

DEDICATORIA

A mi padre por ser un gran ejemplo y por sus consejos y apoyo a lo largo de mi carrera. A mi madre por su amor incondicional y a mis hermanas que son mi razón de ser mejor cada día.

Juan Carlos Romero Alarcón

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico a mi padre y mi abuelo quienes fueron un gran apoyo durante toda mi carrera, siempre apreciaré sus consejos y sugerencias que fueron de gran influencia en mis decisiones. Quisiera hacer una mención especial a mi abuelo, que en paz descanse, Nelson Zárate por su ayuda en momentos críticos de mis estudios. A mi familia en general por toda su ayuda y sus buenos consejos, a mis amigos más cercanos y por último a Doménika por su respaldo.

Enzo Ricardo Zárate Salinas

AGRADECIMIENTOS

Principalmente a mis padres Carlos y Sara por su apoyo y cariño, a mis hermanas a las que amo con todas mis fuerzas. Mis amigos más cercanos que siempre están presentes en los buenos y malos momentos. Al Ing. Patricio Riofrío director del presente trabajo por sus consejos. A los ingenieros Julio y Antonio Alomía por confiar en nosotros y permitirnos realizar este trabajo. Finalmente a la carrera de Ingeniería en Mecatrónica por la preparación profesional.

Juan Carlos Romero Alarcón

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE, a su carrera de Ingeniería Mecatrónica, directivos, profesores, director de tesis y a la empresa auspiciante por las facilidades prestadas para lograr el objetivo planteado con profesionalismo y seriedad; y, a mis padres por brindarme las facilidades para cumplir con mis metas como profesional.

Enzo Ricardo Zárate Salinas

ÍNDICE GENERAL

CERTIFICACIÓN.....	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA.....	v
DEDICATORIA.....	vi
AGRADECIMIENTOS.....	vii
AGRADECIMIENTOS.....	viii
ÍNDICE GENERAL.....	ix
ÍNDICE DE FIGURAS	xiv
ÍNDICE DE TABLAS.....	xvii
RESUMEN.....	xviii
PALABRAS CLAVE	xviii
ABSTRACT	xix
KEYWORDS	xix
CAPÍTULO 1	1
GENERALIDADES Y OBJETIVOS.....	1
1.1. ANTECEDENTES.....	1
1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	3
1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	3
1.4. OBJETIVOS	5
1.4.1. Objetivo general	5
1.4.2. Objetivos específicos	5
1.5. ALCANCE DEL PROYECTO	5
CAPÍTULO 2	7

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA	7
2.1. DEFINICIÓN DE MORTERO	7
2.1.1. Clasificación de los morteros	7
2.1.2. Aplicaciones del mortero	8
2.2. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE SECADO DE ARENA	8
2.2.1. Manejo de temperaturas para el secado de arena	9
2.2.2. Medición de humedad en la arena.....	10
2.2.3. Características de la arena para usarse en mortero.....	10
2.3. FUNCIONAMIENTO DE UN HORNO SECADOR DE ARENA	11
2.4. PARTES DE UN HORNO SECADOR DE ARENA.....	13
2.4.1. Cámara de secado.....	13
2.4.2. Sistema de transmisión de movimiento	15
2.4.3. Fuente de calor	15
2.5. SECADORES DE ARENA COMERCIALES	17
2.5.1. Conclusiones acerca de los diferentes hornos secadores de arena.....	21
2.6. SISTEMAS DE TRANSMISIÓN EN HORNOS ROTATORIOS.....	21
2.6.1. Engranajes.....	23
2.6.2. Poleas y bandas	24
2.7. TRANSFERENCIA DE CALOR	25
2.7.1. Conducción	25
2.7.2. Convección forzada.....	26
2.7.3. Modelo de transferencia de calor en hornos rotatorios	27
2.7.4. Pérdidas de calor por paredes.....	28
2.7.5. Analogía entre la conducción de calor y la energía eléctrica.....	30
2.7.6. Modelado de pérdidas por transferencia de calor	32
2.7.7. Evaporización de agua en el horno	32
2.7.8. Conducción de calor en estado estable de cilindros huecos.....	34
2.7.9. Modelos matemáticos para el análisis de estado transitorio	36
2.7.10. Conducción de calor en el interior de cilindros largos	37

2.7.11.	Superficies con flujo de calor constante	38
2.7.12.	Resolución del modelo transitorio.....	39
2.7.13.	Balance térmico de un horno secador.....	41
2.7.14.	Selección del combustible	42
CAPÍTULO 3		43
DISEÑO MECÁNICO Y ELECTRÓNICO		43
3.1.	REQUERIMIENTOS DE FUNCIONAMIENTO	43
3.1.1.	Parámetros de diseño.....	44
3.1.2.	Especificaciones para el diseño.....	44
3.2.	DISEÑO MECÁNICO.....	45
3.2.1.	Diseño geométrico preliminar.....	46
3.2.2.	Cálculo de cargas sobre los rodillos.....	47
3.2.3.	Cálculo de reacciones en la cámara de secado.....	50
3.2.4.	Deflexión de la cámara de secado.....	52
3.2.5.	Cálculo de reacciones en los rodillos	53
3.2.6.	Diseño mecánico de los rodillos	58
3.2.7.	Cálculo de los factores de Marín.....	61
3.2.8.	Análisis de momentos en los rodillos.....	65
3.2.9.	Selección de chumaceras.....	68
3.2.10.	Cálculo de los pernos para sujetar las chumaceras.....	70
3.2.11.	Selección de los engranes	72
3.3.	DISEÑO ELECTRÓNICO	75
3.3.1.	Dimensionamiento del motor eléctrico	75
3.4.	SENSOR E INDICADOR DE TEMPERATURA.....	80
3.4.1.	Termocupla tipo K	82
3.4.2.	Módulo MAX6675.....	82
3.4.3.	Programación del microcontrolador.....	84
CAPÍTULO 4		88
DISEÑO TÉRMICO		88

4.1.	ANÁLISIS TÉRMICO EN ESTADO ESTABLE.....	88
4.1.1.	Dimensionamiento del lanzallamas.....	91
4.2.	BALANCE ENERGÉTICO EN ESTADO TRANSITORIO.....	95
4.2.1.	Cálculo del flujo de calor.....	96
4.2.2.	Cálculo del número de Nusselt.....	97
4.2.3.	Cálculo del tiempo invertido en elevar la temperatura a 100 °C.....	98
4.2.4.	Cálculo del tiempo invertido en evaporar el agua presente en la arena ...	100
4.2.5.	Transporte del material en los hornos secadores.....	101
4.2.6.	Análisis de resultados en estado transitorio.....	102
	CAPÍTULO 5.....	105
	CONSTRUCCIÓN, ENSAMBLAJE Y FUNCIONAMIENTO.....	105
5.1.	CONSTRUCCIÓN.....	105
5.1.1.	Maquinado de rodillos.....	105
5.1.2.	Tratamiento térmico de los rodillos.....	108
5.1.3.	Comprobación del aumento de dureza.....	109
5.1.4.	Construcción del bastidor.....	111
5.1.5.	Construcción de la cámara de secado.....	114
5.1.6.	Construcción de la tolva.....	115
5.1.7.	Construcción del tamiz.....	116
5.1.8.	Construcción de la base del motor.....	117
5.1.9.	Construcción del lanzallamas.....	117
5.2.	INSTALACIÓN Y ENSAMBLAJE.....	119
5.2.1.	Instalación de la cámara de secado.....	119
5.2.2.	Selección de los sistemas de transmisión.....	120
5.2.3.	Selección de banda y poleas.....	121
5.2.4.	Instalación eléctrica.....	125
5.2.5.	Instalación de la línea de combustible.....	127
5.2.6.	Horno secador de arena.....	128
5.3.	FUNCIONAMIENTO.....	128

5.3.1. Pruebas de funcionamiento y resultados	128
CAPÍTULO 6	132
ANÁLISIS ECONÓMICO.....	132
6.1. COSTOS DIRECTOS.....	132
6.1.1. Costos de la materia prima.....	132
6.1.2. Costos de mano de obra directa	134
6.2. COSTOS INDIRECTOS.....	134
6.3. COSTO TOTAL DEL PROYECTO.....	136
6.4. EVALUACIÓN FINANCIERA	137
6.4.1. Relación Beneficio / Costo	137
CAPÍTULO 7	139
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	139
7.1. CONCLUSIONES	139
7.2. RECOMENDACIONES	140
BIBLIOGRAFÍA	141

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Sistema $\text{Co}_3\text{Na}_2\text{-Co}_3\text{Ca}$	10
Figura 2. Cámara de secado de un horno rotatorio para secar arena.	13
Figura 3. Dispositivos de celdas.	14
Figura 4. Lanzallamas de un horno secador de arena.	16
Figura 5. Ilustración básica de la estructura de un lanzallamas.	16
Figura 6. Horno secador de arena HJSZ.	17
Figura 7. Estructura de una secadora rotatoria.	19
Figura 8. Horno secador de arena ZYMM.	20
Figura 9. Engrane de dientes rectos.	24
Figura 10. Banda y poleas.	25
Figura 11. Conducción de calor.	26
Figura 12. Convección forzada.	27
Figura 13. Disminución de temperatura durante la transferencia de calor.	29
Figura 14. Analogía eléctrica.	30
Figura 15. Secciones de la cámara de secado.	31
Figura 16. Flujo de calor entre acero y aislante.	32
Figura 17. Sistema de evaporación de agua.	33
Figura 18. Esquema de un cilindro hueco.	35
Figura 19. Conducción de calor longitudinal en un cilindro.	35
Figura 20. Conservación de la energía.	36
Figura 21. Diseño geométrico preliminar.	46
Figura 22. Anillos de apoyo.	47
Figura 23. Rodillos de apoyo.	47
Figura 24. Diagrama de cuerpo libre de la cámara de secado.	50
Figura 25. Diagrama de momentos y esfuerzos cortantes.	51
Figura 26. Deflexiones de la cámara de secado.	53
Figura 27. Ubicación de los rodillos de apoyo.	54
Figura 28. Diagrama de cuerpo libre de los rodillos de apoyo.	55
Figura 29. Reacciones sobre los rodillos.	57

Figura 30. Secciones del rodillo.	59
Figura 31. Recomendaciones para el redondeo.	60
Figura 32. Análisis de momentos.	66
Figura 33. Simulación del rodillo sometido a esfuerzos.	67
Figura 34. Chumacera FK P205.	69
Figura 35. Resultados sobre las chumaceras	70
Figura 36. Planos de corte.	71
Figura 37. Esfuerzo sobre los pernos.	72
Figura 38. Piñón	73
Figura 39. Corona.....	73
Figura 40. Relación de engranes.	74
Figura 41. Diagrama para la determinar el seno del ángulo H	76
Figura 42. Variadores de frecuencia CFW 10.	77
Figura 43. Termocupla.	81
Figura 44. Configuración del módulo Max 6675.	83
Figura 45. Pines del módulo Max 6675.....	83
Figura 46. Arduino.	84
Figura 47. Conexión de Arduino y Max6675.....	85
Figura 48. Programación A.	86
Figura 49. Programación B.....	87
Figura 50. Consumo de calor en estado estable.	88
Figura 51. Secciones de acuerdo a la temperatura.	89
Figura 52. Nivel de llenado de arena.....	99
Figura 53. Tiempo vs. Temperatura	100
Figura 54. (Arreita, 2005).....	103
Figura 55. Zonas de combustión de una llama.	104
Figura 56. Maquinado de los rodillos.....	107
Figura 57. Rodillos finalizados.....	107
Figura 58. Temple de los rodillos.....	108
Figura 59. Curvas de temple y revenido para el acero AISI 4340.	109

Figura 60. Preparación de la muestra de acero.	110
Figura 61. Ensayo de dureza.	111
Figura 62. Diseño del bastidor.....	112
Figura 63. Bases del bastidor.....	112
Figura 64. Fundición de la losa.	113
Figura 65. Pernos soldados para las chumaceras.....	113
Figura 66. Bastidor del horno secador de arena.	114
Figura 67. Cámara de secado.....	115
Figura 68. Tolva.	116
Figura 69. Tamiz separador de granos.	116
Figura 70. Construcción de la base del motor.	117
Figura 71. Quemador de pre mezcla.....	118
Figura 72. Lanzallamas de tipo Venturi artesanal.	118
Figura 73. Instalación de la cámara de secado.	119
Figura 74. Caja reductora.	120
Figura 75. Transmisión mecánica.....	121
Figura 76. Selección de la polea.....	124
Figura 77. Banda AP29.	124
Figura 78. Sistema de transmisión de movimiento.	125
Figura 79. Instalación eléctrica.....	126
Figura 80. Instalación y funcionamiento de la termocupla.	127
Figura 81. Lanzallamas encendido.	127
Figura 82. Horno secador de arena.	128
Figura 83. Separación de los granos de arena.	130
Figura 84. Temperatura alcanzada en el horno.	131

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Requisitos para arena normalizada.....	11
Tabla 2. Especificaciones técnicas de la serie HJSZ.....	18
Tabla 3. Parámetros de máquinas secadoras	20
Tabla 4. Tipos de transmisión de movimiento de hornos secadores de arena.....	22
Tabla 5. Propiedades físicas y químicas del gas licuado de petróleo	42
Tabla 6. Especificaciones objetivo aproximadas para el horno secador de arena....	45
Tabla 7. Parámetros en el factor superficial de Marín.....	61
Tabla 8. Parámetro Kb de acuerdo al diámetro	62
Tabla 9. Parámetro Kc de acuerdo a la carga	63
Tabla 10. Parámetro Kd de acuerdo a la temperatura	63
Tabla 11. Parámetro Ke de acuerdo a la confiabilidad	64
Tabla 12. Resultados del momento en los rodillos.....	65
Tabla 13. Esfuerzos cortantes máximos para pernos de construcción	71
Tabla 14. Parámetros de construcción para los engranes	74
Tabla 15 Parámetros para la configuración de un VDF	78
Tabla 16. Tipos de termocuplas.....	81
Tabla 17. Características de la termocupla tipo K.....	82
Tabla 18. Coeficientes de transferencia de calor.....	91
Tabla 19. Obtención de la humedad de la materia prima	92
Tabla 20. Parámetros de corte para el acero AISI 4340	106
Tabla 21. Resultados de los ensayos de dureza	111
Tabla 22. Resultados de las pruebas de funcionamiento.....	129
Tabla 23. Costos de la materia prima	132
Tabla 24. Costos de la mano de obra directa.....	134
Tabla 25. Costos de la mano de obra indirecta.....	135
Tabla 26. Costos de los materiales indirectos	135
Tabla 27. Gastos indirectos	135
Tabla 28. Costo total del equipo.....	136

RESUMEN

En el siguiente trabajo se realiza el diseño y la construcción de un horno rotatorio secador de arena, cuyo objetivo es eliminar la humedad presente en la arena para que pueda ser utilizada en la producción de mortero. En la primera parte, detallada en los capítulos 1 y 2, se explican los motivos que impulsaron a la realización de este proyecto y algunos conceptos básicos sobre el diseño mecánico y térmico. Además mediante una pequeña introducción, se explica las características técnicas de los hornos secadores de arena, así como su funcionamiento. En la segunda parte, abordada en los capítulos 3 y 4, se realiza el diseño y la selección de los componentes, tanto eléctricos como mecánicos, que se implementarán en la construcción de la máquina. Se determina el comportamiento térmico en el interior del horno y se selecciona una fuente de calor apropiada para eliminar la humedad en la arena. La siguiente parte comprendida en el capítulo 5, se realiza la construcción e implementación de los componentes mecánicos, electrónicos y de la fuente de calor del horno. Se hacen las pruebas necesarias para comprobar el funcionamiento correcto de la máquina y obtener los resultados finales. En el capítulo 6 se hace un análisis económico para determinar la viabilidad económica de la construcción del equipo. Por último, se detallan las conclusiones.

PALABRAS CLAVE

- **TÉRMICO**
- **HUMEDAD**
- **MORTERO**
- **MÁQUINA**
- **DISEÑO MECÁNICO**

ABSTRACT

In this paper the design and construction of a sand rotary kiln dryer is done, which aims to eliminate the moisture present in the sand so it can be used in the production of mortar. In the first part, detailed in chapters 1 and 2, the motives that led to the realization of this project and some basics about mechanical and thermal design are explained. Moreover, by a short introduction, sand dryer's technical characteristics and explained its operation. In the second part, addressed in chapters 3 and 4, the design and selection of components, both electrical and mechanical, to be implemented in the construction of the machine is done. Thermal performance is determined in the furnace and appropriate heat source is selected to remove moisture in the sand. The next part included in chapter 5, the construction and implementation of mechanical, electronic and furnace heat source components is performed. The necessary tests are done to check the correct operation of the machine and get the final results. In chapter 6 an economic analysis is done to determine the economic viability for the construction of the machine. Finally, the conclusions obtained during the development of the oven and recommendations that can be applied are detailed later.

KEYWORDS

- **THERMAL**
- **MOISTURE**
- **MORTAR**
- **MACHINE**
- **MECHANICAL DESING**

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES Y OBJETIVOS

En el presente capítulo se describe de forma amplia los motivos que impulsaron la realización de este proyecto de grado, así como los objetivos que se quieren alcanzar. Inicia con la presentación de los antecedentes del mortero, su importancia y trascendencia, la exposición de la problemática presentada dentro de la planta de producción beneficiaria, la justificación e importancia del proyecto y finalmente se plantea el alcance del proyecto de tesis.

1.1. ANTECEDENTES

El mortero es un compuesto de conglomerantes inorgánicos (cemento, cal, yeso), áridos (arena y/o granillo) y agua, y posibles aditivos que sirven para pegar elementos de construcción tales como ladrillos, piedras, bloques de hormigón y otros, gracias a sus características plásticas. Además, se usa para rellenar los espacios entre los bloques de hormigón y para el revestimiento de paredes con enlucido o revoque. Los más comunes son a base de cemento y están constituidos por cemento, agregado fino (arena) y agua. En su mayoría son utilizados para obras de albañilería y mampostería, como suplente en cuanto a material de agarre, revestimiento de paredes, etc.

El ingeniero Julio Alomía especialista en el área de la construcción comenzó una planta de producción de mortero, la cual se ha visto limitada por la falta de automatización en uno de sus procesos. La arena es uno de los componentes principales en la producción de mortero y debe estar completamente seca para que se pueda usar en

las mezclas de los distintos tipos de morteros que se producen en la planta, los cuales se enlistan a continuación:

- Endurecedor de cuarzo para hormigón:
 - Cemento
 - Arena
 - Cuarzo
- Mortero para enlucido y mampostería:
 - Cemento
 - Arena
 - Aditivos
- Concretillo:
 - Cemento
 - Polvo azul
 - Aditivos
- Pegantes de Cerámica:
 - Cemento
 - Arena
 - Aditivos

Actualmente el secado de arena se lo realiza por la exposición al sol y consiste en expandir la arena manualmente en una superficie amplia y uniforme para que el sol evapore el exceso de humedad, este proceso puede durar varias horas dependiendo de las condiciones climáticas. Posterior a esto, se recoge la arena seca y se la hace pasar por tamices para separar las partículas gruesas de las finas y finalmente se almacena la arena en galpones para su posterior utilización.

Por lo expuesto en los antecedentes, nace la necesidad de la existencia de un equipo capaz de realizar de manera automática el proceso de secado y tamizado de la arena.

1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En la planta de producción beneficiaria se produce morteros en bajas cantidades limitados principalmente por la poca disponibilidad de arena seca que es un elemento indispensable en la mezcla del mortero. El procedimiento de secado de arena se lo realiza de manera manual, lo cual consume una gran cantidad de tiempo.

El tiempo que toma secar la arena depende principalmente del clima, en condiciones óptimas se puede secar hasta 10 m^3 de arena por semana, pero en condiciones climáticas adversas la misma cantidad se secaría en 2 o 3 semanas, por lo tanto, los tiempos de producción hacen que este proceso sea ineficaz.

El secado manual de la arena puede presentar riesgos para la salud de los trabajadores, enfermedades del tipo respiratorio similares a la silicosis pueden generarse por la inhalación constante de partículas cristalinas presentes en la arena, además, irritación de los ojos sobre todo de la córnea e insolación y la consecuente deshidratación por permanecer prolongadamente bajo el sol.

Estos problemas son críticos por exponer a los trabajadores y presentar una eficiencia muy baja. Por consiguiente, es necesario el diseño y construcción de un horno secador de arena para la producción de mortero. El equipo pretende corregir los problemas presentados, además de garantizar que la arena esté completamente seca y lista para utilizarse en la producción de mortero.

1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

La eficiencia y optimización de procesos es un aspecto importante para mejorar la productividad en cualquier campo laboral, de aquí surge la necesidad de automatizar un proceso artesanal y peligroso como lo es el proceso de secado de arena para la

producción de mortero como se lo realiza en la planta de producción del ingeniero Julio Alomía.

La importancia de secar la arena para la producción de mortero radica en que la presencia de agua en el mortero puede ocasionar que el proceso de fraguado empiece y por consecuencia el endurecimiento del mismo lo que descarta su uso para la construcción.

El presente proyecto de grado pretende aportar con la automatización del proceso de secado de arena cubriendo las necesidades y los inconvenientes presentes en la metodología de secado actual. Optimizar los tiempos de secado en el proceso, tamizar la arena para separar las partículas más gruesas y salvaguardar la integridad de los involucrados en el procedimiento para finalmente obtener arena fina y seca para su posterior uso en la producción de mortero.

El equipo pretende servir en el área de la construcción aportando con la automatización en la producción de varios tipos de morteros, generando un proceso sencillo y seguro para los trabajadores de la planta y aumentará significativamente los volúmenes de producción. Además, tendrá las siguientes prestaciones: capacidad de secar la arena hasta que la humedad presente sea inferior al 5% aproximadamente, separar las partículas más gruesas y desinfectar la arena, entre otros.

De igual manera, el proyecto pretende aportar con la necesidad actual de nuestro país ya que el gobierno mediante su modelo de cambio de la matriz productiva, en uno de sus ejes estipula, la sustitución de importaciones con el fin de fomentar la producción nacional y la motivación para los ecuatorianos a soñar con un país industrializado capaz de exportar tecnología, equipos y sistemas.

De esta manera se espera que el presente trabajo sirva como fuente bibliográfica para futuras investigaciones, permitiendo profundizar sobre temas relacionados, y que a su vez, ofrezca una guía práctica, ordenada y concisa sobre hornos secadores de arena.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. Objetivo general

Diseñar y construir un horno rotatorio secador de arena mediante la exposición al fuego generado por gas LP (licuado de petróleo), para la producción de mortero.

1.4.2. Objetivos específicos

- Diseñar un mecanismo que permita secar y tamizar la arena de manera eficiente.
- Construir un sistema mecánico capaz de secar grandes volúmenes de arena (aproximadamente $10m^3$ al día) de manera sencilla y segura para los trabajadores de la planta.
- Construir un lanzallamas capaz de trabajar por varias horas con un consumo eficiente de gas LP.
- Programar el variador de frecuencia para que controle la velocidad del horno dependiendo del volumen y humedad presente en la arena.
- Validar que cumpla con los parámetros de operación y seguridad establecidos por el ingeniero Julio Alomía

1.5. ALCANCE DEL PROYECTO

El alcance del proyecto radica en el diseño y la construcción de un horno secador a base de gas LP, que cumpla con las funciones requeridas por el ingeniero Julio Alomía, el cual debe cumplir con las siguientes características:

- Debe estar fabricado por un material resistente a altas temperaturas (superior a $300^{\circ}C$), además de resistir las condiciones abrasivas a las que será sometido.
- Fácil extracción y montaje de sus componentes.
- Fácil operación y mantenimiento.

- Dimensiones: Se dispone de una área grande de trabajo (15 metros cuadrados) pero se espera lograr las siguientes dimensiones:
 - Largo: 5000mm.
 - Ancho: 1000mm.
 - Altura: 1500mm.
- Peso: El peso final de la maquinaria va a ser elevado por el uso de metal el cual será aproximadamente:
 - Peso: 800 Kg.
- Voltaje: El aparato debe operar con voltaje bifásico alterno 220V – 240V.
- Interruptor termomagnético para la protección del variador de frecuencia.
- Material a secar: Arena común obtenida en las minas de Cayambe.
- Humedad final: Se desea obtener una humedad inferior al 5% aproximadamente.
- Volumen de arena seca: Se espera secar un volumen superior a los 10 m^3 cada día, la planta actualmente seca un volumen semanal de 10 m^3 aproximadamente.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

En el presente capítulo se introducen los conceptos básicos para la comprensión, diseño y construcción del horno secador de arena. Se explicará términos básicos y los procesos utilizados en la actualidad para secar arena, además se analizará algunos de estos equipos. También se desarrollarán fundamentos básicos de la mecánica y la transferencia de calor con la finalidad de poder ejercer un criterio para la construcción de las partes y el diseño de un horno secador de arena.

2.1. DEFINICIÓN DE MORTERO

Se puede definir como mortero a toda materia plástica compuesta de uno o más conglomerantes (cemento, cal, yeso), áridos (arena y/o granillo), agua y aditivos (se puede carecer de este elemento), cuya finalidad es la de actuar como elemento de agarre o revestimiento en obras de albañilería.

2.1.1. Clasificación de los morteros

A los morteros se los clasifica dependiendo del tipo de conglomerante utilizado en su mezcla, ya que este elemento es el que más influye en las características mecánicas del mortero, los más comunes son:

- Morteros de cemento de base Portland.
- Morteros de cemento de aluminato de calcio.
- Morteros de cal.
- Morteros bastardos de cemento de base Portland y cal aérea.

Además existen otros morteros denominados especiales:

- Morteros de cemento-cola.
- Morteros hidrófugos.
- Morteros coloreados.

- Morteros ligeros.
- Morteros sin finos.
- Morteros refractarios.
- Morteros aislantes.

2.1.2. Aplicaciones del mortero

Los tipos de mortero más utilizados son los que tienen como conglomerante al cemento por su bajo costo, alta disponibilidad y excelente prestación para diversos tipos de aplicaciones como:

- Para enlucidos, zócalos y corrido de cornisas se utiliza una parte de cemento por dos de arena.
- Para bruñidos y revoques impermeables: una parte de cemento y una de arena.
- Para enlucidos de pavimento, enfoscados, bóvedas tabicadas y muros muy cargados utilizar una parte de cemento por tres de arena.
- Para bóvedas de escaleras o tabiques de rasilla, una parte de cemento por cuatro de arena.
- Para muros cargados, enfoscados o fábrica de ladrillos se puede utilizar un tipo de mortero más ordinario de una parte de cemento por cinco de arena.

(Vitulas, 2015)

2.2. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE SECADO DE ARENA

La manera más sencilla de secado de arena es un proceso artesanal que normalmente se lo hace expandiendo la arena en un área plana y dejándola secar al sol durante varios minutos, esto depende de las condiciones climáticas.

Este proceso depende de dos variables principalmente que son la humedad y el volumen de arena a secar. La humedad será la variable que determine cuanto tiempo se debe secar la arena (velocidad del horno), mientras que el volumen determina la

cantidad de calor necesario para eliminar la humedad (intensidad de la fuente de calor del horno).

2.2.1. Manejo de temperaturas para el secado de arena

Un exceso de temperatura de la arena (sílice) por encima de los 1500°C puede llevar a que la arena pierda sus propiedades físicas y que esta se funda de tal manera que al momento de enfriarse, pase por un proceso llamado vitrificación esto siempre y cuando las temperaturas superen los 1500°C, lo que se busca idealmente es mantener una temperatura de 100°C o superior de manera constante para que el porcentaje de agua en el contenido de sílice se evapore.

Como se menciona en la norma NTE INEN 0873, la arena normalizada solo se encuentra compuesta por sílice por lo que este no se ve afectado por temperaturas superiores a los 100°C, siempre que estas no superen los 1500°C para alterar las propiedades físicas de la misma.

Se ha clasificado un rango de lo que ocurre dentro de las temperaturas que involucran al estudio y estas son entre 20°C y 740°C:

- Con 130°C se elimina del agua de la composición.
- Con 400°C comienza la descomposición de la dolomía (roca sedimentaria compuesta de dolomía).
- Con 573°C comienza una transformación polimórfica del cuarzo (proceso reversible).
- Con 600°C la sosa y caliza minerales de la arena se combinan para formar el carbonato doble de sodio y calcio, que se funde a 813°C.

El carbonato doble forma inmediatamente con el carbonato sódico cristales mixtos que a 785°C que presentan un punto eutéctico (mezcla de dos elementos que cambia sus puntos de fusión) para la relación aproximada de $2\text{CaCO}_3 \cdot 3\text{Na}_2\text{CO}_3$, que corresponde al primer signo de fusión que se puede apreciar en el diagrama expuesto en la figura 1. Por lo que nuestro rango no debe superar los 400°C para no alterar de alguna manera a la arena o sílice.

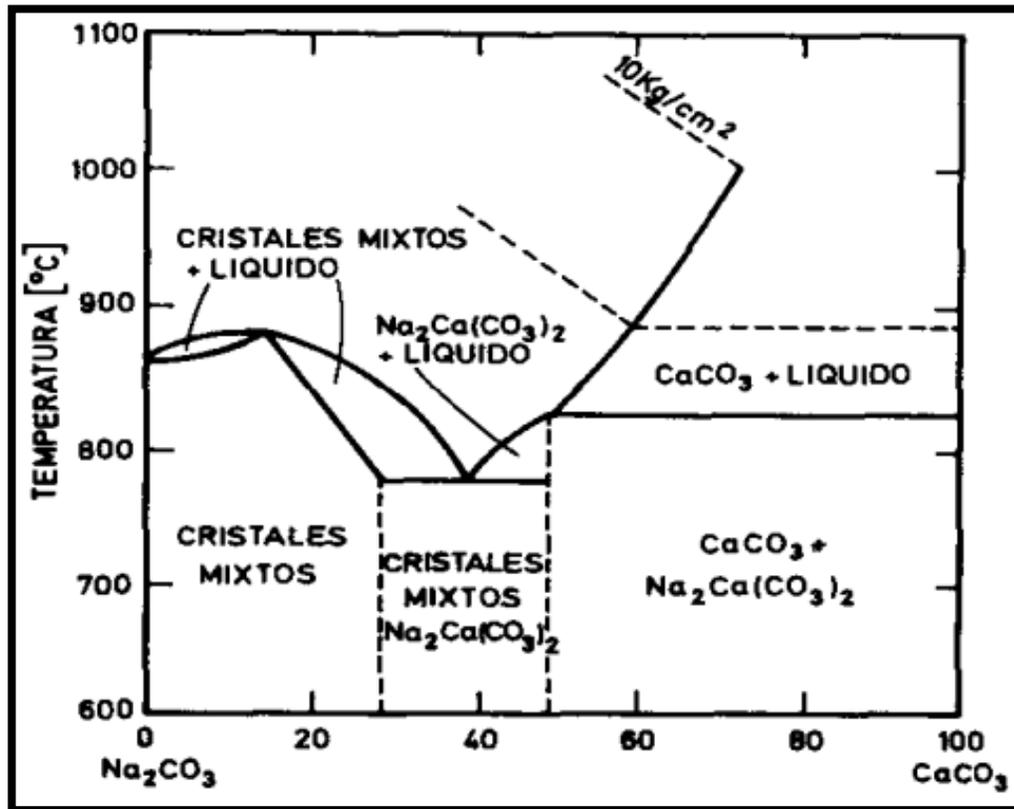


Figura 1. Sistema $\text{Co}_3 \text{Na}_2$ - Co_3Ca .

Fuente: (Mori, 2002)

2.2.2. Medición de humedad en la arena

La medición de la humedad se ha fijado gracias a la agricultura ya que está ha establecido una medida para determinar el nivel de humedad del suelo. Típicamente esta consiste en dos alternativas:

- La medición volumétrica, es decir el porcentaje de agua en una cantidad de suelo.
- Medición tensiométrica, o la fuerza física actual de retención de agua en el suelo, medida en centibares (o KPa) de tensión de agua del suelo.

2.2.3. Características de la arena para usarse en mortero

Los morteros son mezclas plásticas obtenidas con un aglomerante, arena y agua que sirven para unir piedras o ladrillos del sector de la construcción del Ecuador.

Así como se especifica en la norma ASTM-C270 que indica el estándar para mampostería con mortero y apegándonos a la norma NTE INEN 0873 indicamos que para este tipo de trabajo se utiliza la arena normalizada que definiremos a continuación.

Se define a la arena normalizada a la arena de sílice (SiO_4), compuesta casi en su totalidad de granos de cuarzo casi puro, redondeados naturalmente, utilizada para la preparación de morteros en las pruebas de cementos hidráulicos.

Así mismo la arena normalizada debe cumplir los requerimientos de indicados en la tabla 1 donde se indican los tamaños de grano.

Tabla 1.
Requisitos para arena normalizada.

Características Graduación, porcentaje pasante del tamiz:	Arena 20 – 30	Arena Graduada
1,18 mm (No. 16)	100	100
850 μ m (No. 20)	85 a 100	
600 μ m (No. 30)	0 a 5	96 a 100
425 μ m (No. 40)		65 a 75
300 μ m (No. 50)		20 a 30
150 μ m (No. 100)		0 a 4
Diferencia en el contenido de aire en morteros elaborados con arena lavada y sin lavar, % max. De aire ^A	2,0	1,5 ^B
Fuente de arena	Ottawa, IL o LeSuer, MN	Ottawa, IL
^A Esta determinación es necesaria cuando se sospecha la contaminación de la arena, como se indica en el numeral 4.4.1 ^B La resistencia a la compresión en morteros, según la NTE INEN 488, fabricados usando cemento especificado en las NTE INEN 152 o NTE INEN 490, puede reducirse aproximadamente un 4% por cada porcentaje de aire en el cubo compactado. Sin embargo, pueden ser necesarias hasta tres amasadas con arena lavada y tres de arena sin lavar, para detectar una diferencia de 7% en la resistencia entre morteros elaborados con arena lavada y otra sin lavar		

Fuente: (Camaniero, 2009)

2.3. FUNCIONAMIENTO DE UN HORNO SECADOR DE ARENA

Frederik Ransome introdujo el horno rotatorio en la industria del cemento. Ransome patentó su invento bajo la patente inglesa n° 5442 del 2 de mayo de 1885, con el título

“Perfeccionamiento en la industria del cemento” y después en los Estados Unidos. (Duda, 1977)

Los hornos secadores de arena por lo general secan, tamizan y desinfectan la arena en tres etapas, las cuales consisten en el ingreso de la arena al horno, el secado de la arena y finalmente la descarga de la arena. Las tres etapas se explicarán a continuación.

Ingresar la arena: El proceso de secado inicia con el abastecimiento de arena que se hace de manera manual con palas o con cargadoras frontales, luego la arena se esparcirá de la manera más homogénea posible, para lo que se utiliza una tolva u otros mecanismo destinados a esa labor.

Secado de la arena: El horno tiene un principio rotatorio y para esto se apoya sobre rodillos que le permitirán girar, esto es necesario por varios motivos, uno de ellos es esparcir la arena para que no forme grumos, ya que por lo general está aglomerada, si esto ocurre la humedad en las capas inferiores de la arena será mayor a la humedad de las capas superiores causando que la arena se seque de manera no homogénea.

Otra razón para usar un horno rotatorio es que ayuda al proceso de secado; internamente el horno tiene solapas que actuaran a manera de palas, cargaran la arena hasta llegar al punto más alto del horno y en ese instante la dejarán caer, pero para que este método funcione correctamente a lo largo del horno pasará una llamarada generada por un lanzallamas ubicado al final del horno.

Se elige como material combustible al gas licuado de petróleo sobre otros como el diésel por la facilidad con la que se acopla al sistema, el diésel necesita de una bomba para su succión desde el depósito, además, de un sistema de evacuación de gases entre otros elementos. Para aumentar el alcance de la llamarada es necesario usar una fuente de aire como un blower, además dotará con más oxígeno obteniendo así una llamarada más caliente. De esta manera la arena estará rotando y cayendo a través de las llamas y así se asegura que la arena llegará seca al final de su recorrido a lo largo del horno.

Descarga de arena seca: Finalmente se ubica un tamiz al final del horno por el hecho que la arena siempre llega con pequeñas piedras (granillo) que se las utilizan en otros procesos de producción como el concretillo pero que de ninguna manera se podría utilizar en la producción de mortero.

El último paso es almacenar la arena hasta que inicie la siguiente etapa de producción que es el proceso de mezclado con los otros elementos para formar el mortero.

2.4. PARTES DE UN HORNO SECADOR DE ARENA

Los hornos secadores de arena poseen tres partes fundamentales que son: la cámara de secado, el sistema de transmisión de movimiento y el lanzallamas. Estas partes trabajando en conjunto aseguran que la arena se secará por completo para su uso en la mezcla del mortero.

2.4.1. Cámara de secado

La cámara de secado (figura 2) es el elemento principal de un horno para secar arena, consiste en un cuerpo cilíndrico de acero apoyado sobre rodillos que le permiten girar libremente por la acción de un motor. Aquí la arena ingresa para ser calentada por el lanzallamas, permitiendo así, que el porcentaje de humedad de la arena se reduzca hasta eliminarla en su totalidad.

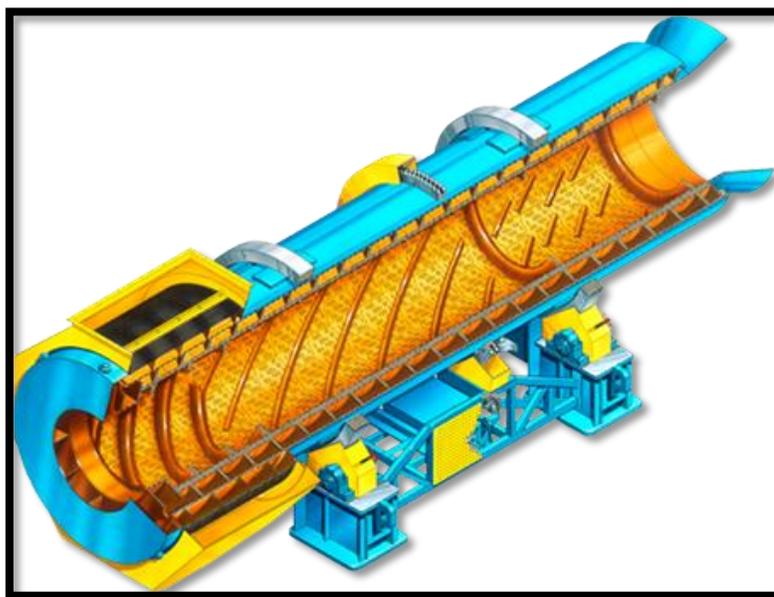


Figura 2. Cámara de secado de un horno rotatorio para secar arena.

Fuente: (Didion)

La cantidad de arena que debe ingresar se determina por el grado de llenado, el cual indica que porcentaje del volumen total de la cámara que debe contener arena para su óptimo secado, para hornos con dispositivos elevadores (palas) se recomienda un 12% a un 15%, para hornos con dispositivos de celdas (figura 3) puede llegar de un 25% a un 30%. Se usará un llenado del 15% en nuestro diseño. (Duda, 1977)

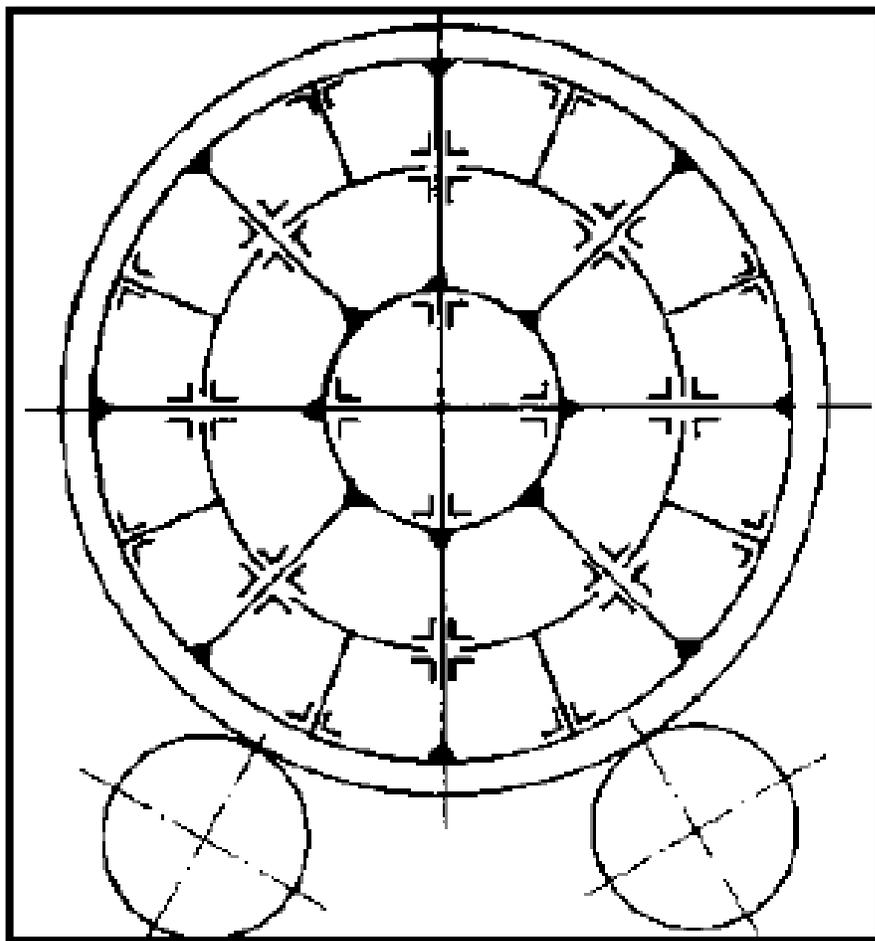


Figura 3. Dispositivos de celdas.

Fuente: (Duda, 1977)

Exteriormente está rodeada por un engrane o piñón que permitirá el acople con el sistema de transmisión de movimiento, además cuenta con dos anillos los cuales funcionan como topes para que la cámara de secado no se desplace y así mantenga su posición. Internamente la cámara carga la arena con solapas a manera de palas para evitar que el material se aglutine y forme grumos.

2.4.2. Sistema de transmisión de movimiento

La segunda parte fundamental de un horno secador de arena es el sistema que acopla el motor con la cámara de secado, esto permite que la cámara gire y de esta manera mejorar el secado de la arena. Existen varios sistemas de transmisión mecánica utilizados convencionalmente por los equipos secadores de arena (sección 2.6), en este caso el movimiento se transmite mediante engranajes que a su vez permite mejorar la relación de transmisión de potencia evitando así la sobrecarga del motor. Para facilitar la rotación de la cámara de secado se utilizan rodillos como apoyo para reducir la fricción y obtener una mayor eficiencia.

2.4.3. Fuente de calor

Las fuentes de calor pueden variar dependiendo de las cantidades de arena que se desea secar, de acuerdo al alcance del proyecto (capítulo 1), las cantidades de arena son bajas por lo tanto se puede usar un lanzallamas como fuente de calor. El lanzallamas como su nombre lo indica es un elemento diseñado para disparar llamas provocadas por un fluido volátil, en este caso es el gas licuado de petróleo. La finalidad del lanzallamas es la de proveer de calor al horno (figura 4) aumentando así la velocidad de secado, el problema con el lanzallamas es que el factor de seguridad se ve afectado al incluirlo por lo que debe ser controlable, es decir, que pueda ser manipulado en cuanto a cantidad de calor y alcance.

Para poder controlar la cantidad de calor es necesario poder regular el paso de gas licuado de petróleo a través del lanzallamas para lo cual es necesaria una válvula reguladora de caudal, de esta manera, con menos paso de combustible el nivel de la llama disminuirá y por ende la cantidad de calor generada por la misma.

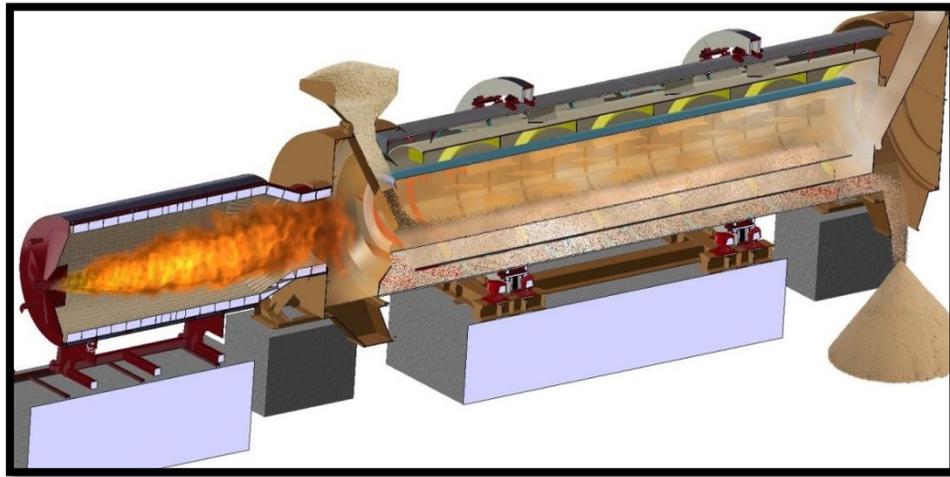


Figura 4. Lanzallamas de un horno secador de arena.

Fuente: (PROSOFT Indutry)

El alcance del lanzallamas depende mucho del tamaño del mismo, además de la presión con la cual el gas LP sale de la boquilla, para el diseño propuesto se necesita un lanzallamas pequeño pero que tenga un gran alcance por lo que es necesario aumentar la presión con la que el gas LP sale de la boquilla.

Como se explicó los lanzallamas deben poseer algunos elementos para su control y otros elementos que nos permiten direccionar la llama, estos son: Boquilla, soplete, válvulas de control, depósito de gas, llave de paso y goma de enlace (normalizado para gas) entre el lanzallamas y la bombona de gas LP. Las principales partes a convenir son las que se ilustran en la figura 5.

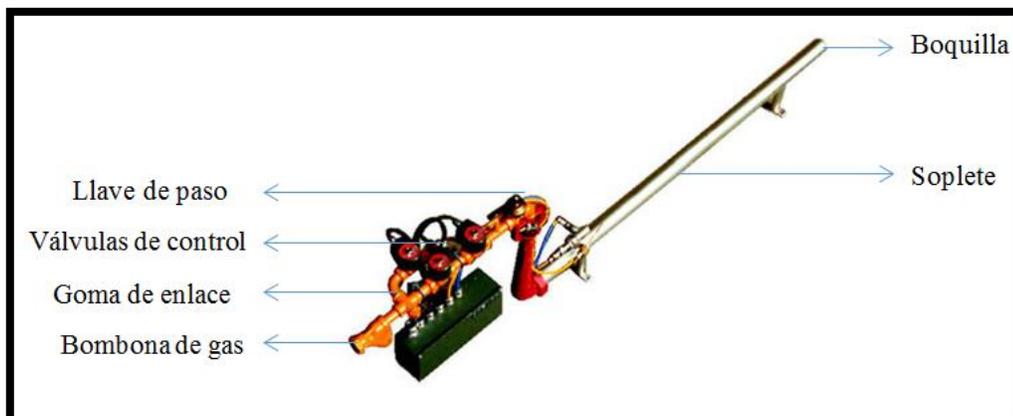


Figura 5. Ilustración básica de la estructura de un lanzallamas.

2.5. SECADORES DE ARENA COMERCIALES

A manera de realizar un benchmarking mostramos algunas marcas de hornos para secado de arena, la mayoría son vendidas y distribuidas en China y Japón.

Henan Hongji mine machinery CO., LTD.: La serie HJSZ (figura 6) de secadores está especialmente diseñada para el secado de arena. El secador de arena está diseñado con estructura dedicada, así como sus máquinas accesorias, las que pueden evitar que la arena se quede adentro pegada a las paredes y en cuanto la humedad tras el secado. Con su capa envolvente de aislamiento, el secador puede reducir eficazmente la pérdida de calor. La serie HJSZ tienen las especificaciones técnicas presentes en la tabla 2.



Figura 6. Horno secador de arena HJSZ.

Fuente: (Shanghai Daiwo Machinery Tehnology)

Tabla 2.
Especificaciones técnicas de la serie HJSZ

Modelo (mm)	Pendiente (%)	Velocidad de rotación (r/min)	Temperatura de entrada de aire (°C)	Potencia (Hp)	Capacidad (T/h)	Peso (T)
HJSZ- 600	3-5	3-8	≤700	3	0.5-1.5	2.9
HJSZ- 800	3-5	3-8	≤700	4	0.8-2.5	3.5
HJSZ- 1000	3-5	3-8	≤700	5.5	2.0-4.5	5.6
HJSZ- 1200	3-5	3-8	≤700	7.5	4-8	14
HJSZ- 1500	3-5	2-6	≤800	15	8-15	17.8
HJSZ- 1800	3-5	2-6	≤800	18.5	10-18	25
HJSZ- 2000	3-5	1.5-6	≤800	18.5	15-22	36
HJSZ- 2200	3-5	1.5-6	≤800	22	18-25	53.8
HJSZ- 2400	3-5	1.5-5	≤800	37	22-35	62
HJSZ- 3000	3-5	1.5-5	≤800	75	32-45	875

Fuente: (Shanghai Daiwo Machinery Tehnology)

Zhengzhou Yonghua Machinery Manufacturing CO., LTD.: Los hornos rotatorios Zhengzhou Yonghua presentan placa para la materia prima que se disponen de manera razonable con ángulos variables en orden como se observa en la figura 7. Entonces se separa el agua de los materiales por el flujo de aire caliente y se transforma en vapor que finalmente descargado a la atmósfera., luego se secan los materiales.

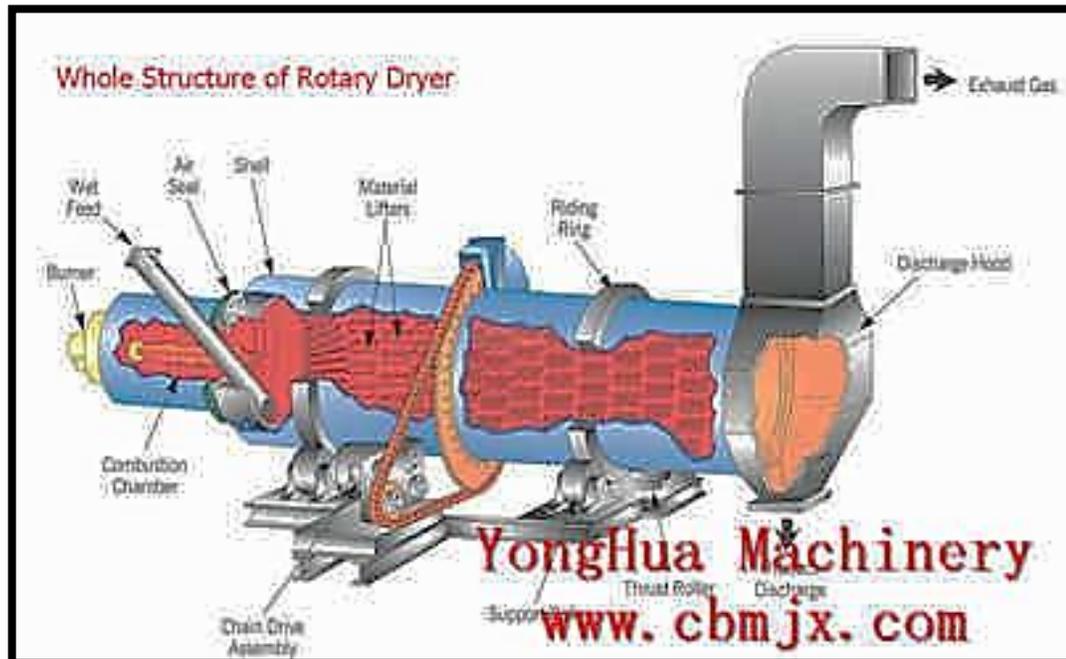


Figura 7. Estructura de una secadora rotatoria.

Fuente: (Shanghai Daiwo Machinery Tehnology)

Esta serie de secadores (figura 8) no sólo se utilizan para secar materiales con una cierta humedad o escorias, materiales de construcción, la metalurgia y la industria química, pero también se utiliza para secar la escoria, arcilla, heces y otros materiales y suministros de alta humedad. Se aplica principalmente a los campos tales como cemento, química, metalúrgica, tratamiento de minerales, materiales de industrias de la construcción y así sucesivamente. Los hornos rotatorios secadores de arena Zhengzhou Yonghua tienen las siguientes características técnicas presentes en la tabla 3.



Figura 8. Horno secador de arena ZYMM.

Fuente: (Shanghai Daiwo Machinery Tehnology)

*Tabla 3.
Parámetros de máquinas secadoras*

Modelo	Diámetro (mm)	Longitud (mm)	Pendiente (%)	Velocidad (r/m)	Peso (T)	Potencia (Kw)	Volumen (m3)
Φ0.6×8	600	8000	3-5	8	5.1	6-4	2.26
Φ0.8×10	800	10000	3-5	7.2	6.9	6-4	5.02
Φ1.0×10	1000	10000	3-5	6.73	7.5	6-5.5	7.85
Φ1.2×12	1200	12000	3-5	5.8	13.1	6-11	13.31
Φ1.5×12	1500	12000	3-5	4.8	22.3	6-15	21.20
Φ2.2×14	2200	14000	3-5	3.2	52.8	30	53.22
Φ2.4×18	2400	18000	3-5	3	73.3	37	81.43
Φ2.8×24	2800	24000	3-5	2.59	97	75	147.80

Fuente: (Shanghai Daiwo Machinery Tehnology)

2.5.1. Conclusiones acerca de los diferentes hornos secadores de arena

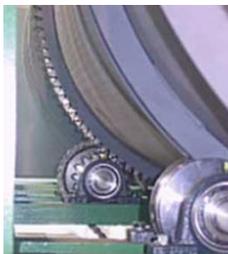
Después de analizar las especificaciones técnicas de los equipos secadores presentados podemos concluir que el horno secador de arena que se quiere construir es de baja capacidad. Las dimensiones de los hornos secadores de arena pequeños son de dimensiones similares a las del horno que de este proyecto, por lo cual se usará como guía los otros parámetros presentes en estos secadores como temperatura de secado, velocidad de rotación potencia del motor, capacidad e inclinación de la cámara de secado.

Muchos de estos equipos utilizan capas aislantes en el exterior que ayudan a retener el calor en el interior del horno como ladrillo refractario o fibra de vidrio, la posibilidad de utilizar estos elementos se analizará en el capítulo 4 durante el diseño térmico del horno considerando las pérdidas energéticas presentes en el sistema.

2.6. SISTEMAS DE TRANSMISIÓN EN HORNOS ROTATORIOS

Existe una gran variedad de sistemas de transmisión de movimiento presentes en los diferentes equipos secadores de los cuales se analizará las ventajas y desventajas de cada uno de ellos como se puede ver en la tabla 4.

Tabla 4.
Tipos de transmisión de movimiento de hornos secadores de arena

Sistema	Funcionamiento	Ventajas	Desventajas
Banda con Poleas 	<p>El movimiento se trasmite desde un motor hacia una polea acoplada a la flecha del motor y mediante una banda elástica el movimiento es transmitido a otra polea de mayor diámetro (etapa de potencia) la cual está acoplada a la cámara de secado.</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Es un sistema de bajo costo de manufactura. - Requiere poco mantenimiento. - No es ruidoso. 	<ul style="list-style-type: none"> - Es un sistema poco robusto. - La instalación en la cámara de secado es complicada y requiere modificar el diseño.
Cadena con Piñones 	<p>El movimiento se trasmite desde un motor hacia un piñón acoplado a la flecha del motor y mediante una cadena el movimiento es transmitido a otro piñón de mayor diámetro el cual está acoplado alrededor de la cámara de secado.</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Es un sistema con alta eficiencia en su transmisión. - Es un sistema robusto. - Fácil instalación. 	<ul style="list-style-type: none"> - Es un sistema costoso. - Requiere de bastante mantenimiento. - Es un sistema ruidoso.
Directa 	<p>El movimiento se trasmite directamente desde el motor hacia la cámara de secado utilizando la fricción entre la cámara de secado y los rodillos sobre los que se asienta. Se suele usar una caja reductora para no sobre cargar el motor y reducir su velocidad.</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Es un sistema de bajo costo de manufactura. - Fácil instalación. - No es ruidoso. - Requiere poco mantenimiento. 	<ul style="list-style-type: none"> - Baja eficiencia en la transmisión. - Se utiliza principalmente con hornos de gran tamaño.
Engranajes 	<p>El movimiento se trasmite desde un motor hacia un engrane acoplado a la flecha del motor el cual se conecta a otro engrane de mayor diámetro la cual está acoplado alrededor de la cámara de secado.</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Es un sistema con alta eficiencia en su transmisión. - Es un sistema robusto. - Fácil instalación. - Mantenimiento 	<ul style="list-style-type: none"> - Es un sistema costoso. - Es un sistema ruidoso.

Después de comparar las ventajas y desventajas de los tipos de transmisión de movimiento más comunes en la construcción de hornos secadores de arena, se puede concluir que el sistema apropiado para la construcción del equipo secador es el sistema a través de engranajes por su versatilidad y robustez. Además se implementara un sistema de banda y poleas para la transmisión desde el motor a una caja reductora, estos sistemas son ampliamente usados en la industria por su bajo costo y confiabilidad, además de una fácil instalación y mínimo mantenimiento.

2.6.1. Engranés

El engrane es un medio de transmisión de potencia fundamental el cual posee un dentado “labrado” empleado para transmitir un movimiento giratorio o alternativo desde una parte de una máquina a otra. Los engranajes se utilizan en su mayoría para la transmisión de movimiento giratorio, pero usando engranajes apropiados y piezas dentadas planas pueden transformar movimiento alternativo en giratorio y viceversa.

La principal clasificación de los engranajes se efectúa según la disposición de sus ejes de rotación y según su tipo de dentado, los de dientes rectos (figura 9) son los más comunes en la industria por lo que suelen ser los más usados por su fácil construcción y mantenimiento, por esa razón se usará este tipo de engranes en la transmisión del horno secador de arena.



Figura 9. Engrane de dientes rectos.

Fuente: (Vásquez)

Los engranajes cilíndricos rectos son el tipo de engranaje más simple y corriente que existe. Se utilizan generalmente para velocidades pequeñas y medias que representan velocidades comúnmente usadas en los hornos rotatorios; para su correcto funcionamiento suelen ser rectificadas para evitar ruido cuyo nivel depende de la velocidad de giro.

2.6.2. Poleas y bandas

La polea es un mecanismo que sirve para transmitir movimiento de un eje a otro a través de una banda bajo un principio de tracción como se ve en la figura 10.

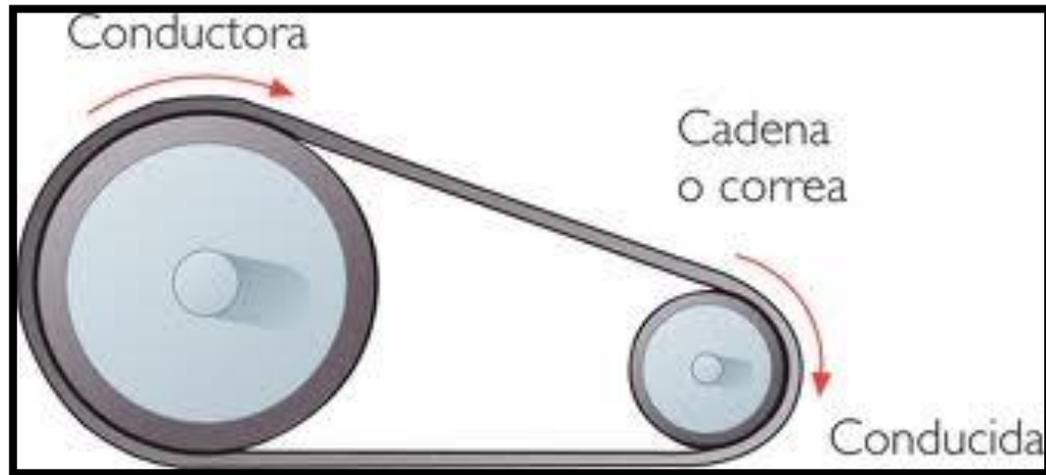


Figura 10. Banda y poleas.

Fuente: (Documentos Google)

2.7. TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor es un tipo de energía transitoria debido a una diferencia de temperatura (gradiente) entre dos o más cuerpos. Siempre que se tenga una diferencia de temperatura esta energía es transportada de la que tenga mayor temperatura a la que tenga menor temperatura, buscando un equilibrio térmico.

Para realizar un análisis de la transferencia de calor que sufre un cuerpo se toma en consideración tres mecanismos diferentes de transmisión de calor, conducción, convección y radiación. Se explicará la conducción y la convección forzada ya que son los mecanismos de transferencia de calor presentes dentro de un horno.

2.7.1. Conducción

Este es el único mecanismo de transferencia de calor que se da en los sólidos, es decir cuando existe una diferencia de temperatura a la cual llamaremos gradiente de temperatura el calor se transmite de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura, debido al movimiento cinético o el impacto directo las moléculas como en

el caso de los fluidos en reposo o por el arrastre de los electrones como sucede en los metales.

La ley básica de la conducción de calor (Joseph Fourier), establece que “La tasa de transferencia de calor por conducción en una dirección dada es proporcional al área normal a la dirección del flujo de calor y al gradiente de temperatura en esa dirección” como se ilustra en la figura 11.

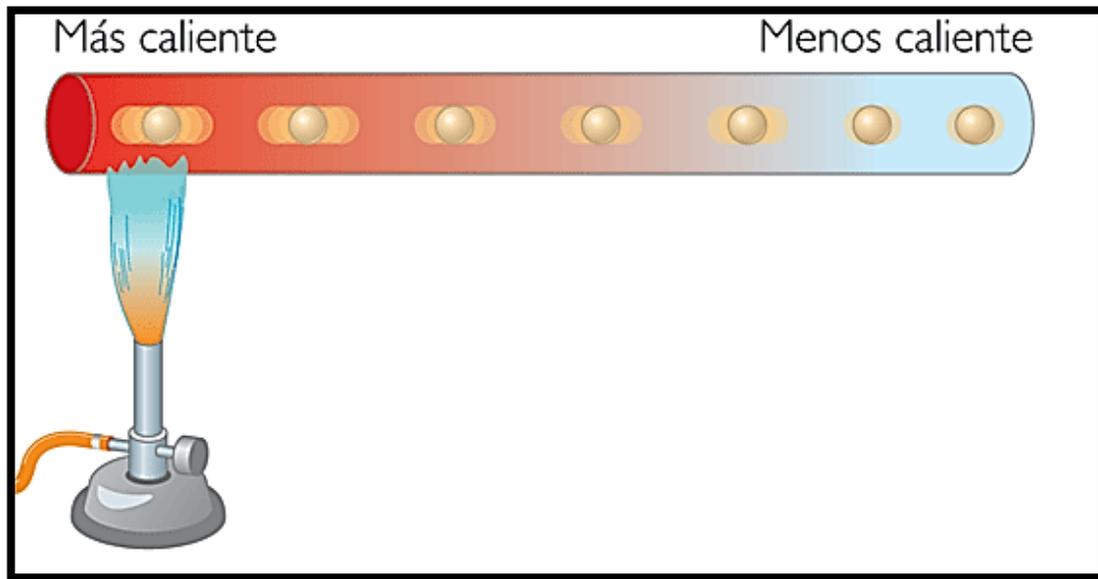


Figura 11. Conducción de calor.

Fuente: (Tuesta, 2007)

2.7.2. Convección forzada

Tiene lugar cuando una fuerza motriz exterior mueve un fluido sobre una superficie que se encuentra a diferente temperatura que la del fluido, en la figura 12 se puede apreciar un ejemplo de este fenómeno.

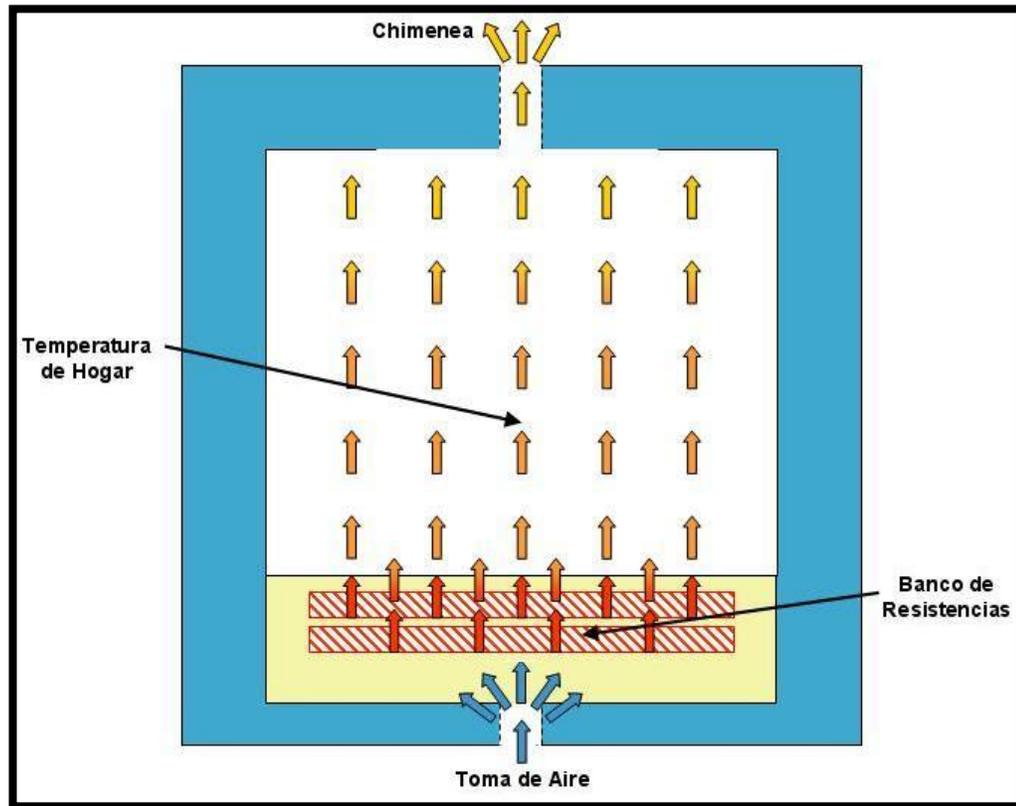


Figura 12. Convección forzada.

Fuente: (Impalab)

2.7.3. Modelo de transferencia de calor en hornos rotatorios

El modelo matemático para describir la transferencia de calor dentro de un horno rotatorio es sumamente complejo, pero se puede tener un modelo matemático aproximado utilizando las leyes básicas de la transferencia de calor y el estado transitorio de temperaturas.

La convección que podemos encontrar en esta clase de horno es de naturaleza forzada y se puede deducir que fluye por una superficie limitada por la cámara de secado. Dentro de un horno la transferencia de calor por convección depende de las propiedades del fluido, de la superficie en contacto con el fluido y del tipo de flujo. Entre las propiedades principales del fluido podemos encontrar las siguientes:

- La viscosidad dinámica (μ)

- El coeficiente de conductividad térmica (k)
- La densidad (r)

También se podría considerar que depende de la viscosidad cinemática n , puesto que su valor depende de la viscosidad dinámica y su densidad como se puede ver en la ecuación 1.

$$n = \frac{m}{r} \quad (1)$$

Además se considerará si el flujo de dicho fluido es laminar o turbulento (número de Reynolds) y su velocidad de transferencia de calor por convección. Tomando esto en cuenta, la velocidad de transferencia de calor por convección siempre es proporcional a la diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido. Este hecho puede ser modelado matemáticamente mediante la Ley de Enfriamiento de Newton ecuación 2.

$$\frac{dT}{dt} = -k(T - T_m) \quad (2)$$

Dónde:

- T = Temperatura de la superficie en contacto con el fluido
- t = Tiempo
- T_m = Temperatura del fluido lo suficientemente lejos de dicha superficie

Resolviendo la ecuación diferencial se puede obtener la ecuación 3.

$$T = T_m + C e^{-kt} \quad (3)$$

Donde el valor de la constante de integración C puede interpretarse como las condiciones iniciales del horno secador de arena.

2.7.4. Pérdidas de calor por paredes

La transferencia de calor por las paredes de un sistema indica que el calor fluye en dirección perpendicular a la superficie y que la conductividad es uniforme, la ecuación de dicha transferencia queda expresada por la ecuación 4.

$$q_K = -\frac{KA}{L}(T_2 - T_1) = \frac{KA}{L}(T_1 - T_2) \quad (4)$$

Donde se tiene como referencia de la figura 13, aquí se tiene en color rojo la temperatura mayor (T_1), la temperatura menor (T_2), la longitud de la pared (L) y el área de contacto (A).

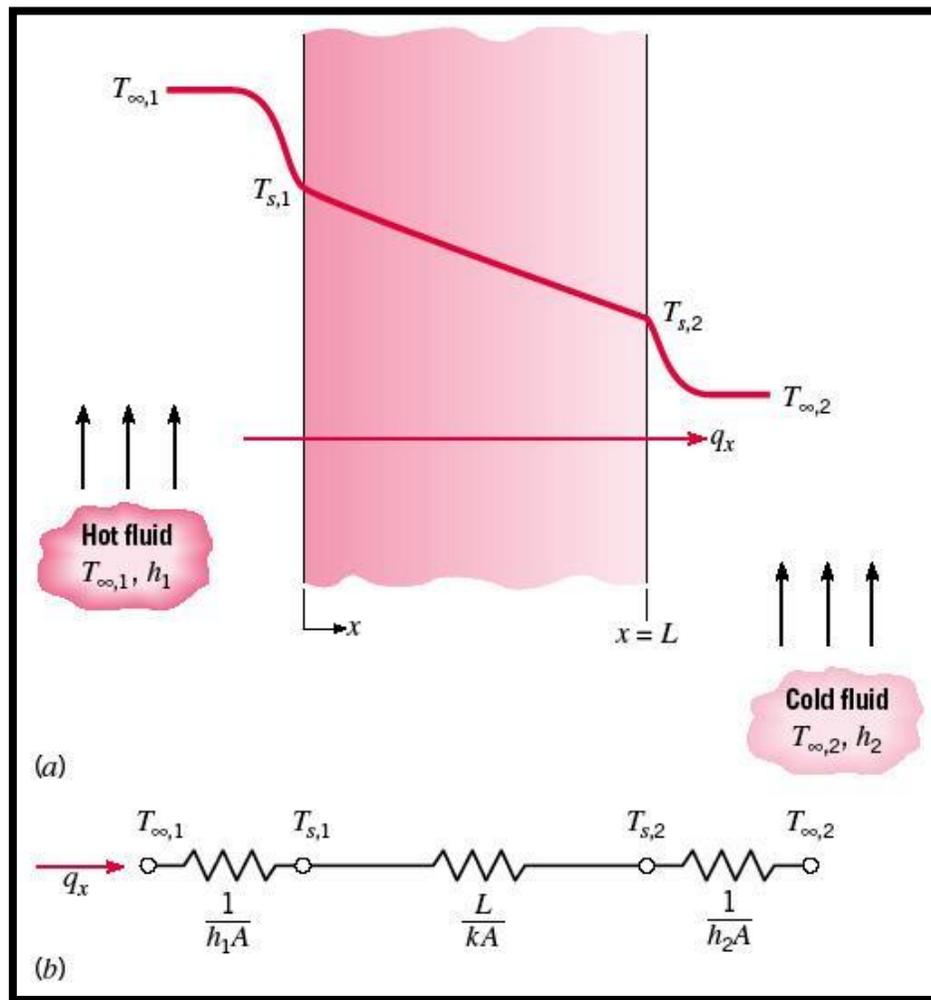


Figura 13. Disminución de temperatura durante la transferencia de calor.

Fuente: (Çengel, 2007)

2.7.5. Analogía entre la conducción de calor y la energía eléctrica

El flujo de calor puede ser representado como un flujo de corriente eléctrica y las paredes como resistencias u oposiciones de paso, a manera de una válvula reguladora de caudal, dicha relación es llamada como analogía entre el flujo de calor y electricidad. La ecuación puede escribirse en una forma semejante a la ley de Ohm véase la ecuación 5.

$$q_x = \frac{\Delta T}{R_K} \quad (5)$$

Dónde:

$$\Delta T = T_1 - T_2 \quad (6)$$

$$R_k = \frac{L}{KA} \quad (7)$$

El potencial térmico ΔT es una analogía de potencial eléctrico o voltaje y R_k equivale a una resistencia. Estas resistencias pueden sumarse en serie o paralelo haciendo la analogía a Ohm. Estas analogías resultan en la figura 14.

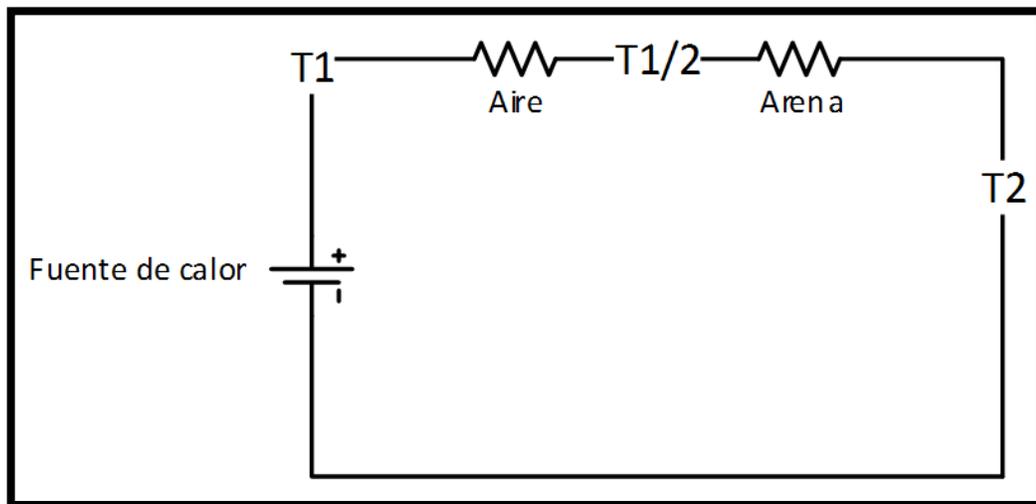


Figura 14. Analogía eléctrica.

Es necesario identificar las secciones presentes dentro de la cámara de secado y los tipos de transferencia de calor en cada sección, como se puede ver en la figura 15 existen 4 secciones en las cuales existe las siguientes transferencias de calor:

- n_1 = Convección - Interior de la cámara de secado.
- n_2 = Conducción - Cámara de secado.
- n_3 = Conducción - Ladrillo refractario.
- n_4 = Conducción - Chapa metálica.
- n_5 = Convección - Exterior.

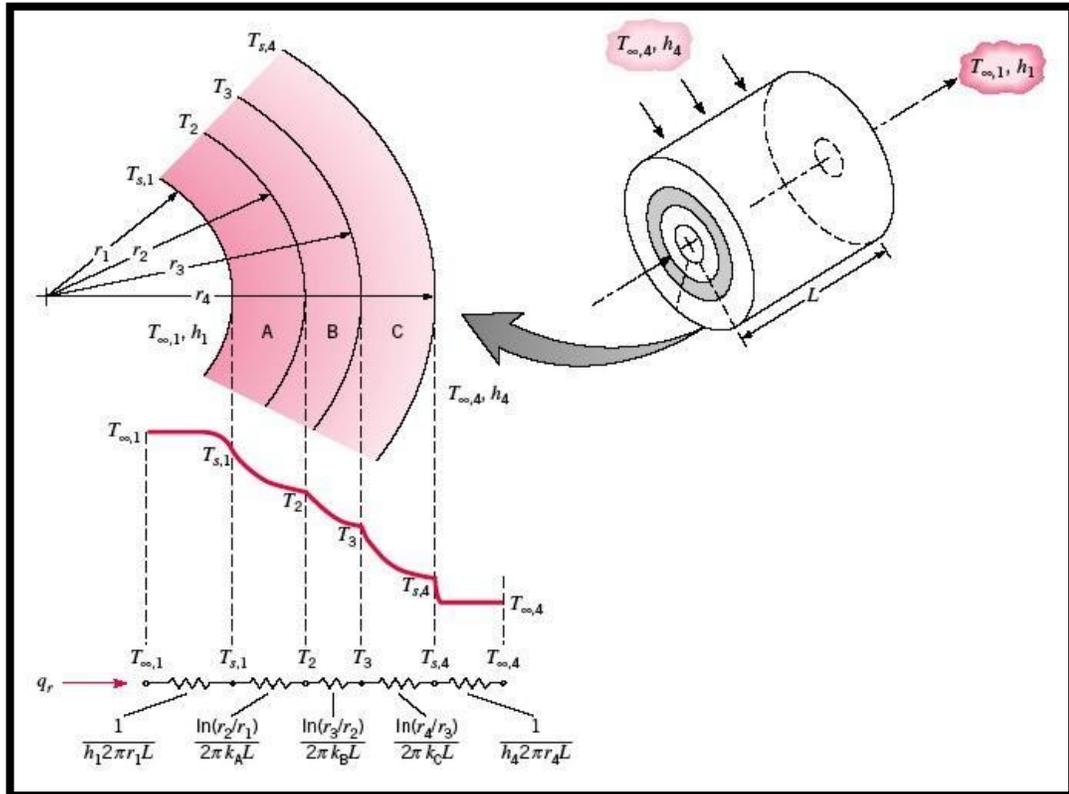


Figura 15. Secciones de la cámara de secado.

Fuente: (Çengel, 2007)

Dónde:

$$n_1 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot L \cdot h_1}$$

$$n_2 = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_a \cdot L}$$

$$n_3 = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_b \cdot L}$$

$$n_4 = \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_c \cdot L}$$

$$\blacksquare n_5 = \frac{1}{2 * \pi * h_4 * r_4 * L}$$

Considerando el sistema de la figura 15 donde n_1 , n_2 , n_3 , n_4 y n_5 son resistencias la transferencia de calor se puede expresar como:

$$Q_p = \frac{T_1 - T_2}{n_1 + n_2 + n_3 + n_4 + n_5} \quad (8)$$

2.7.6. Modelado de pérdidas por transferencia de calor

Haciendo referencia a las ecuaciones de transferencia de calor se modela las pérdidas como se observa en la figura 16.



Figura 16. Flujo de calor entre acero y aislante.

En las figuras se observa como por medio de la transferencia de calor se puede modelar las pérdidas que existen por el flujo de calor a través de cada material por su coeficiente de conductividad térmica K , las cuales se pueden observar en la tablas.

2.7.7. Evaporización de agua en el horno

Para la evaporización por convección dentro del horno se debe obtener una potencia necesaria del lanzallamas, el cual hará que la arena se caliente y provoque que el agua se evapore por la transferencia de calor, tal como se ve en la figura 17:

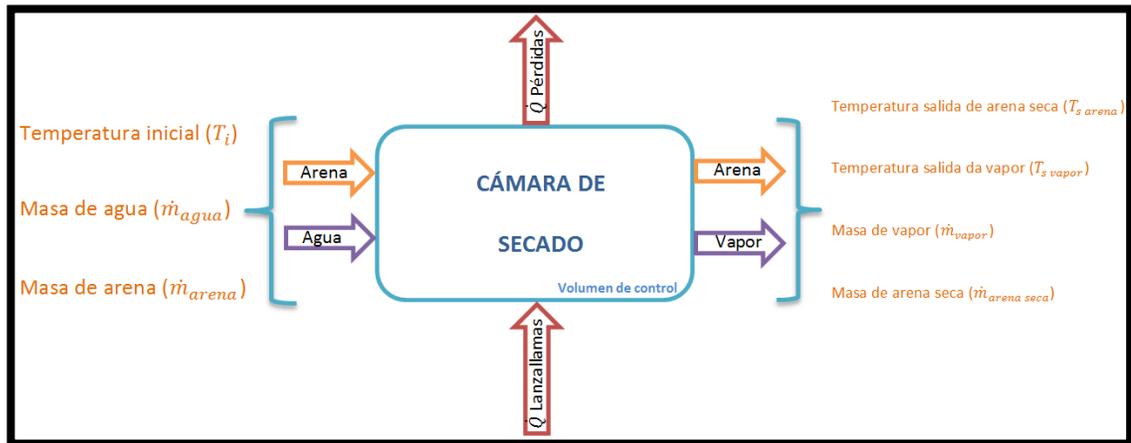


Figura 17. Sistema de evaporación de agua.

En este caso se puede aplicar la ecuación de transferencia de calor que determina cuanto calor se transfiere durante una variación de temperatura, ecuación 9.

$$\Delta Q_1 = m * c(100 - T_a) \quad (9)$$

Así mismo se tiene una expresión conocida como la ecuación de evaporización, que determina el calor necesario para evaporar una masa m de agua, véase la ecuación 10.

$$\Delta Q_2 = m * L_v \quad (10)$$

De las anteriores expresiones identificamos:

- m = masa de agua en gramos en el recipiente.
- ΔQ = Variación de calor.
- c = Calor específico.
- T_a = Temperatura inicial del agua.
- L_v = Calor de vaporización del agua que trataremos de determinar.

Donde se obtiene la variación de calor necesaria para que una masa de agua determinada a presión constante cambie tanto de temperatura como de estado, esta variación puede ser tomada como la variación de entalpia de dicho proceso de cambio.

2.7.8. Conducción de calor en estado estable de cilindros huecos

La conducción de calor en un cilindro hueco en estado estable tiene dos direcciones, la primera es radial, es decir, desde el interior del cilindro hacia el exterior, pasando por cada una de sus paredes. La otra dirección es longitudinal, es decir, desde la fuente de calor hacia el extremo opuesto del cilindro.

En sistemas radiales de cilindros huecos, para condiciones de estado estable y sin considerar la conducción angular y axial, de acuerdo con el sistema mostrado en la figura 18, la distribución de temperatura se puede observar en la ecuación 11.

$$T(r) = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_{s,2} \quad (11)$$

Dónde:

- $T_{s,1}$ = Temperatura de la superficie interior del cilindro (°C)
- $T_{s,2}$ = Temperatura de la superficie exterior del cilindro (°C)
- r_1 = Radio interior del cilindro hueco (m)
- r_2 = Radio exterior del cilindro hueco (m)

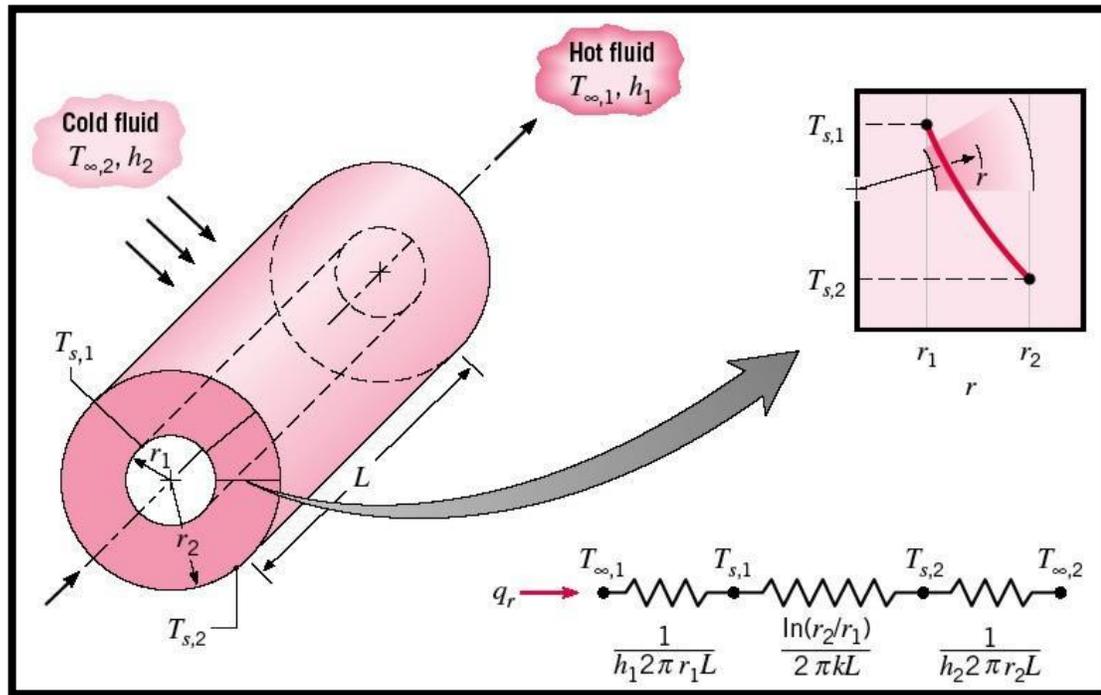


Figura 18. Esquema de un cilindro hueco.

Fuente: (Çengel, 2007)

Si la distribución de temperaturas en la ecuación 11 considera ahora la conducción longitudinal a lo largo del cilindro (figura 19) aplicando la ley de Fourier se obtiene así una ecuación para el flujo de calor para todas las direcciones del cilindro:

$$q_r = \frac{2\pi L k (T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln(r_2/r_1)} \quad (12)$$

- L = indica la longitud del cilindro en metros.

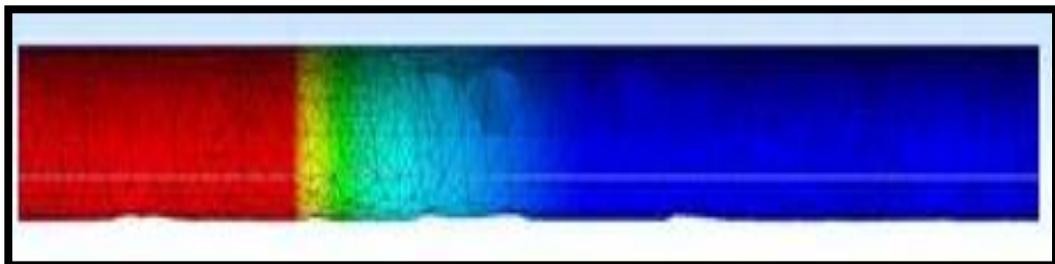


Figura 19. Conducción de calor longitudinal en un cilindro

2.7.9. Modelos matemáticos para el análisis de estado transitorio

Las variaciones ambientales y el constante movimiento en el interior de la cámara de secado provocan que el horno casi nunca este en equilibrio, es decir, que se encuentra bajo condiciones de variación de temperatura con acumulación o disminución de calor, debido a la propiedad física de la masa denominada calor específico (Cp). Por esta razón se calcula el tiempo de estabilización, para ello se realiza un balance energético en estado transitorio en el cual se introduce el término de la variación de la temperatura en función del tiempo.

Al tratarse de un problema de conducción transitoria sin generación interna de energía y con la suposición de conductividad térmica constante, la forma general del requerimiento de la conservación de la energía se puede expresar mediante la ecuación 13, la misma que se puede representar con la figura 20:

$$\dot{E}_e - \dot{E}_s = \dot{E}_t \quad (13)$$

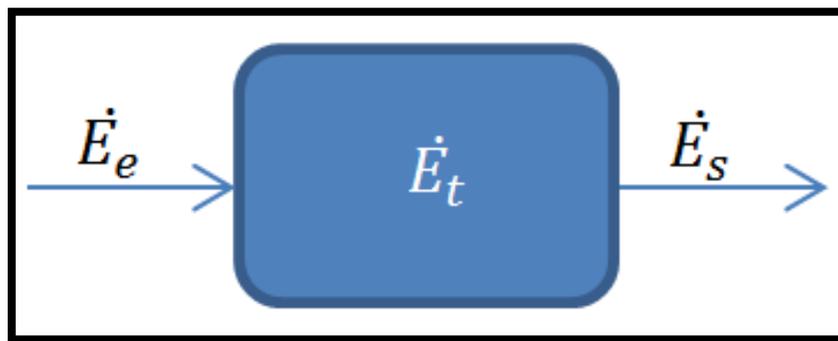


Figura 20. Conservación de la energía

Dónde:

- \dot{E}_e = energía que entra
- \dot{E}_s = energía que sale
- \dot{E}_t = energía que se transferida

La energía que entra es igual a la energía entregada por el lanzallamas seleccionado, la energía transferida corresponde a la energía que produce el cambio de temperatura en

función del tiempo y los cambios de energía se deben solo a cambios en la energía térmica interna.

2.7.10. Conducción de calor en el interior de cilindros largos

En general la temperatura dentro de un cuerpo cambia de punto a punto, la ecuación 14 considera la variación de la temperatura en función del tiempo y la posición en problemas unidimensionales, los coeficientes presentes en esta ecuación son el número de Biot y el número de Fourier.

Número de Biot: Relaciona la transferencia de calor por conducción dentro de un cuerpo y la transferencia de calor por convección en la superficie de dicho cuerpo.

$$Bi = \frac{hr}{K_s} \quad (14)$$

Dónde:

- h = Coeficiente de convección (W/m² K)
- r = Radio (m)
- K_s = Conductividad térmica (W/ m K)

Número de Fourier: Es la relación entre la velocidad de la conducción de calor y la velocidad del almacenamiento de la energía.

$$\tau = \frac{\alpha t}{r^2} \quad (15)$$

Dónde:

- α = Difusividad térmica (m²/s)
- t = Tiempo (s)
- r = Radio (m)

El problema de conducción de calor unidimensional en régimen transitorio para el punto interior de un cilindro es:

$$\theta_{r,cil} = \frac{T_0 - T_\infty}{T_i - T_\infty} = A_1 e^{-\lambda_1^2 \tau} * J_0 \frac{\lambda_1 * r}{r_0} \quad \tau > 0.2 \quad (16)$$

Conocido el número de Biot, se determina las constantes A_1 , J_0 y J_1 λ_1 , valores generalmente tabulados. Generalmente para $\tau > 0,2$ la solución converge con rapidez al crecer el tiempo.

2.7.11. Superficies con flujo de calor constante

Si el espesor de la capa frontera o límite no es muy grande comparado con el diámetro del cilindro la transferencia de calor se calcula con las mismas relaciones para placas verticales. Cuando el flujo de calor es constante, los resultados se presentan en términos del número de Grashof modificado (Gr^*). El número de Grashof sirve para determinar el coeficiente de conectividad en la convección, es decir, la facilidad para que exista convección.

$$Gr_x^* = Gr_x Nu_x = \frac{g\beta q_w x^4}{k_f \nu^2} \quad (17)$$

Dónde:

- Gr^* = Numero de Grashof modificado
- g = Gravedad (9.81 m/s^2)
- β = Coeficiente de expansión en volumen ($\beta = 1/T$)
- x = Longitud del cilindro (m)
- k_f = Conductividad térmica del fluido ($\text{W/m}^*\text{K}$)
- ν = viscosidad cinemática (kg/ms)

El número de Nusselt (Nu) es la relación de la transferencia de calor por convección y la transferencia de calor por conducción de una superficie. El número de Nusselt depende del intervalo que tenga la transferencia de calor, ya sea este laminar o turbulento como se ve en las ecuaciones 18 y 19.

Intervalo laminar:

$$Nu_{xf} = \frac{h_x}{k_f} = 0,60(Gr_x^* Pr_f)^{1/5} \quad (10^5 < Gr_x^* < 10^{11}) \quad (18)$$

$q_w = \text{constante}$

Intervalo turbulento:

$$Nu_{xf} = \frac{h_x}{k_f} = 0,17(Gr_x^* Pr_f)^{1/4} \quad (2 * 10^{11} < Gr_x^* Pr < 10^{16}) \quad (19)$$

$q_w = \text{constante}$

El valor de h_x es el coeficiente de calor por convección total en el interior del horno.

2.7.12. Resolución del modelo transitorio

Para el análisis transitorio se deben analizar dos eventos importantes que ocurren dentro del horno, el primero es determinar en qué tiempo la arena húmeda alcanza una temperatura de 100 °C (Ley de enfriamiento de Newton), y la otra es determinar en cuanto tiempo el agua contenida en la arena se evapora (Calor latente de evaporización).

Por lo tanto si se conoce la potencia del lanzallamas, se puede plantear la siguiente ecuación diferencial que relaciona la temperatura en función del tiempo.

$$P = \frac{\partial Q}{\partial t} = mc \frac{\partial T}{\partial t} + R(T - T_0)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{P}{mc} - \frac{R}{mc}(T - T_0)$$

Integrando la ecuación diferencial con las siguientes condiciones iniciales, en el instante $t = 0$ y la temperatura de la arena húmeda es la temperatura ambiente T_0 , se tiene:

$$\int_{T_0}^T \frac{\partial T}{\frac{P}{mc} - \frac{R}{mc}(T - T_0)} = \int_0^t \partial t$$

$$-\frac{mc}{R} \ln \left(\frac{P}{mc} - \frac{R}{mc}(T - T_0) \right) + \frac{mc}{R} \ln \left(\frac{P}{mc} \right) = t$$

Despejando T:

$$T = T_0 + \frac{P}{R} (1 - e^{-\frac{R}{mc}t}) \quad (20)$$

Despejando t:

$$t = -\frac{mc}{R} \ln\left(1 - \frac{R}{P}(T - T_0)\right) \quad (21)$$

Dónde:

- P = Potencia del lanzallamas
- m = Masa
- c = Calor específico
- R= Coeficiente de pérdidas (inverso de la conductividad h_x)
- t = Tiempo
- T = Temperatura
- T_0 = Temperatura del ambiente

Estos modelos matemáticos son similares:

- Carga de un capacitor
- Corriente de un circuito RL
- Velocidad final de un cuerpo en un fluido viscoso

De ahora en adelante, se asume que la temperatura de la arena húmeda se mantiene constante a 100 °C, por lo tanto, el calor suministrado por el horno se invierte en evaporar una masa m de agua presente en la arena, para lo cual se puede plantear una ecuación diferencial que relacione el tiempo y la masa de agua evaporada partiendo de la ecuación de calor latente de evaporización. (O'Connell, 1999)

$$P\partial t = L_v\partial m + R(100 - T_0)$$

Resolviendo la ecuación diferencial para el instante $t_1 = \text{tiempo invertido en calentar la arena húmeda a } 100^\circ\text{C}$ la masa de agua evaporada m_e se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$m_e = \frac{1}{L_v} (P - R(100 - T_0))(t - t_1)$$

Despejando t:

$$t = \frac{m_e L_v}{P - R(100 - T_0)} + t_1 \quad (22)$$

Dónde:

- P = Potencia del lanzallamas
- m_e = Masa
- L_v = Calor latente de evaporización
- R = Coeficiente de pérdidas
- t = Tiempo
- t_1 = Tiempo invertido hasta llegar a 100°C
- T_0 = Temperatura del ambiente

2.7.13. Balance térmico de un horno secador

La totalidad del calor suministrado a los hornos secadores (100%) se distribuye, aproximadamente, según los parámetros siguientes. (Duda, 1977)

Consumo de calor para la evaporación de la humedad (Trabajo útil).	5%
Calor para la calefacción del vapor de agua hasta la temperatura de salida de los gases.	12%
Calor perdido con los gases de salida.	15%
Calor transportado con el material seco.	18%
Perdidas de calor por radiación en el horno.	50%
Total:	100%

2.7.14. Selección del combustible

Se seleccionó como combustible al gas licuado de petróleo (LP) sobre otros combustibles como el diésel o el carbón por su bajo costo y fácil instalación, además, otros equipos secadores de arena funcionan correctamente con el uso de gas LP. Las propiedades físicas y químicas del gas LP se pueden ver en la tabla 5.

Tabla 5.

Propiedades físicas y químicas del gas licuado de petróleo

Familia	Nombre del Gas	Componente Principal	Observación	Densidad	PCS en volumen kWh/m ³	PCS en masa kWh/kg	Índice de Wobbe MJ/m ³ (n)	Límites de inflamabilidad	Odorizante
1ra. Familia	Gas manufacturado	Metano+ H ₂ +CO	Tóxico, en desuso	< 1	5, 23	-----	19, 13 a 27, 64	6 a 45	
2da. Familia	Gas Natural	Metano	No tóxico	< 1	12, 2	-----	39, 1 a 54, 7	5 a 15	Tetrahi-Drotiofeno
			Inodoro						
			Incoloro						
3ra. Familia	GLP	Propano	No tóxico	> 1	27, 29	14, 0	72, 9 a 87, 3	2, 4 a 9, 5	Mercaptano
			Inodoro						
			Incoloro						
		Butano	No tóxico	> 1	36, 0	13, 95		1,8 a 8,4	Mercaptano
			Inodoro						
			Incoloro						

Fuente: (Medina, 1981)

Como un proyecto futuro la empresa planea cambiar el tipo de combustible a diésel, ya que es más seguro para los trabajadores y el costo a largo plazo será más conveniente que usar gas LP.

CAPÍTULO 3

DISEÑO MECÁNICO Y ELECTRÓNICO

En el presente capítulo se plantean alternativas de diseño para los elementos mecánicos del horno secador de arena, para lo cual se considerará los requerimientos propuestos por el cliente y los aspectos teóricos analizados en el capítulo anterior. Posteriormente se elegirán los componentes y materiales adecuados para su construcción con fundamentación teórica y modelamiento matemático, de manera que se obtenga un diseño mecánico óptimo.

Posteriormente se evaluará el desempeño de los resultados haciendo el uso de herramientas informáticas como softwares específicos para el diseño mecánico. Finalmente cuando se ha dimensionado los elementos mecánicos del horno es posible seleccionar un motor capaz de generar el movimiento de la cámara de secado.

3.1. REQUERIMIENTOS DE FUNCIONAMIENTO

Para el diseño se debe considerar los requerimientos y restricciones presentes con la finalidad de cumplir las especificaciones propuestas por el cliente, las consideraciones más importantes son:

- El porcentaje de humedad presente en la arena seca debe ser inferior al 5% para que cumpla con las normativas ASTM C 778 20-30 SAND y ASTM C 778 GRADED SAND.
- El equipo debe ser capaz de secar diariamente una tonelada de arena como mínimo.
- El equipo debe ser fácil de manipular, de esta manera evitar que los trabajadores de la planta tengan problemas al utilizarlo.
- Debe contar con la seguridad apropiada para evitar quemaduras y accidentes graves.

- El equipo debe ser robusto y resistente a la corrosión generada por la arena y la humedad de la misma y del entorno.
- El proceso de secado debe ser continuo a una velocidad constante controlada por un variador de frecuencia.
- Debe ser un equipo compacto para que alcance en el espacio provisto por la planta para el área de secado de arena.
- El horno debe presentar una interfaz sencilla, donde indique la temperatura y las revoluciones del horno, además de las horas de trabajo y si es necesario un mantenimiento.

Se requiere que el horno no supere un espacio mayor a $20 m^2$ ya que ese es el espacio provisto por la planta de producción para la instalación del equipo, además que su altura no supere los 2 metros ya que la arena será cargada manualmente por trabajadores de la planta. También se busca que sea capaz de secar alrededor de una tonelada de arena por día como mínimo y que la arena no se calcine y altere sus propiedades.

3.1.1. Parámetros de diseño

Entre los parámetros de diseño de cámaras de secado para hornos rotatorios se recomienda una relación Longitud/Diámetro entre 8 y 10, además de un espesor de 10 mm a 20 mm. También establece que las revoluciones deben ser entre 2 a 5 vueltas/minuto y la pendiente debe ser de 3° a 6° . Estos parámetros son similares a los vistos en los hornos secadores de arena comerciales. (Duda, 1977)

Para nuestro diseño se adquirirá un tubo de acero, que por estándar viene con un diámetro de 20 pulgadas (51 cm) y un centímetro de espesor, por lo tanto la longitud del tubo debe ser de 5 metros para mantener una relación Longitud/Diámetro de 10.

3.1.2. Especificaciones para el diseño

Con la información de la sección anterior se muestra a continuación en la tabla 6 con las especificaciones objetivo que se desea alcanzar:

Tabla 6.
Especificaciones objetivo aproximadas para el horno secador de arena

Capacidad (Kg/h)	500
Temperatura de trabajo (°C)	300
Altura (mm)	1500
Longitud (mm)	5000
Diámetro (mm)	510
Espesor (mm)	10
Humedad objetivo (%)	< 5
Peso (Kg)	1000
Pendiente (%)	5
Espacio (m^2)	10
Potencia (HP)	2
Revoluciones (rev/min)	5*
Consumo de combustible (Kg/h)	1*

*Estos valores dependen de la humedad inicial de la arena por lo que pueden variar.

3.2. DISEÑO MECÁNICO

El diseño mecánico consiste en el análisis en los elementos pertenecientes a un sistema al cual se le aplica uno o varios esfuerzos, con la finalidad de determinar el comportamiento de dichos elementos y las dimensiones mínimas necesarias para poder trabajar bajo estos esfuerzos sin fallar manteniendo sus propiedades mecánicas. Se analizará los elementos críticos para el diseño, es decir, aquellos elementos que pueden fallar por los esfuerzos ejercidos por el sistema.

3.2.1. Diseño geométrico preliminar

Tomando en cuenta las consideraciones realizadas en este capítulo y los diseños de hornos secadores de similar tamaño presentados en el capítulo anterior, se llegó al diseño preliminar presente en la figura 21.

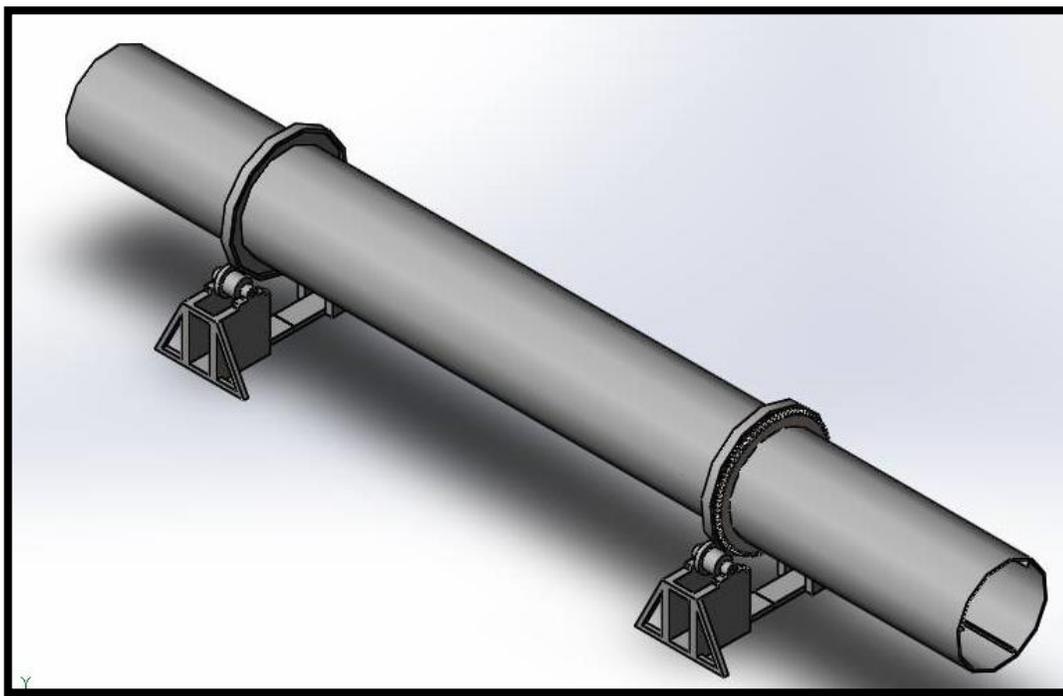


Figura 21. Diseño geométrico preliminar.

Las dimensiones del horno secador cumplen con los parámetros de diseño establecidos, finalmente se incluye el diámetro que tienen los anillos de apoyo que están alrededor del horno (figura 22) donde $D1=670$ mm.

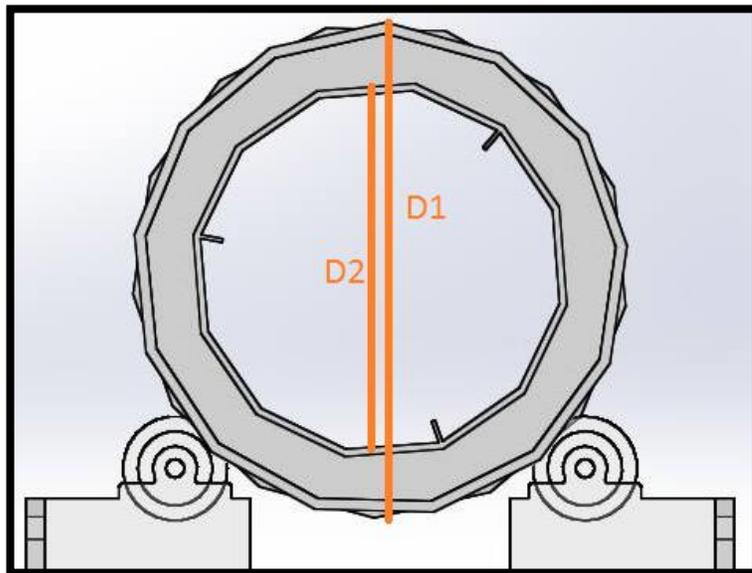


Figura 22. Anillos de apoyo.

3.2.2. Cálculo de cargas sobre los rodillos

Los rodillos de apoyo (figura 23) son los elementos más críticos en el análisis de cargas estáticas, ya que estos elementos serán los encargados de soportar el peso de la cámara de secado, además de facilitar su rotación.

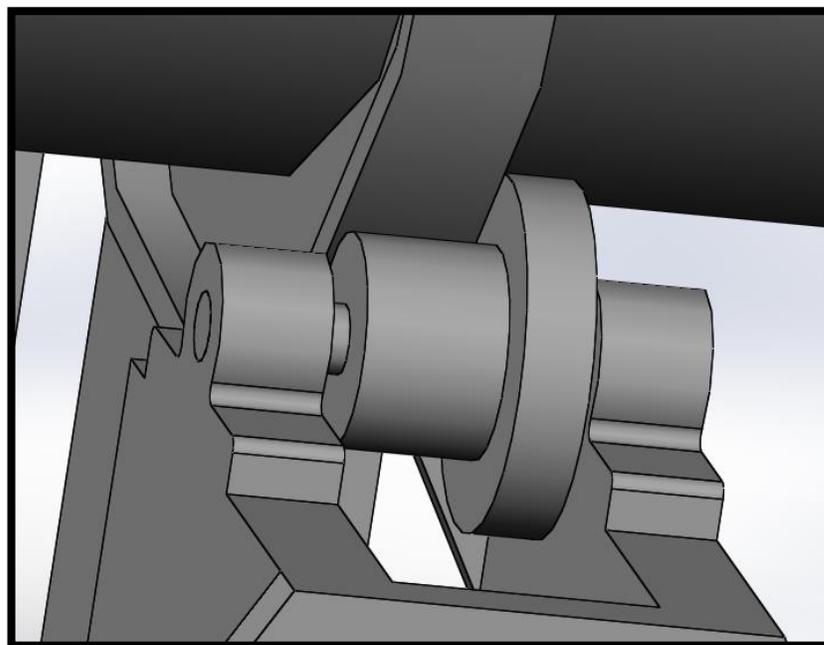


Figura 23. Rodillos de apoyo.

Para determinar la carga sobre los rodillos es necesario calcular la masa de la cámara de secado, para lo cual, se debe determinar su volumen haciendo uso de la ecuación 23.

$$m = \rho * V \quad (23)$$

$$V_1 = \left(\frac{0.51}{2}\right)^2 * 5 * \pi = 1.02 \text{ m}^3$$

$$V_2 = \left(\frac{0.49}{2}\right)^2 * 5 * \pi = 0.94 \text{ m}^3$$

$$V_t = 1.02 - 0.94 = 0.08 \text{ m}^3$$

La densidad del acero al carbono que es de 7850 Kg/m^3 , por lo tanto su masa es:

$$m = 0.08 * 7850 = 628 \text{ Kg}.$$

A este valor se suma los pesos de los anillos de apoyo y del engrane para lo que necesitamos los diámetros siguientes:

$$\text{Diametro exterior} = 0.67 \text{ m}$$

$$\text{Diametro interior} = 0.51 \text{ m}$$

Además de tomar en cuenta el peso del recubrimiento de ladrillo refractario y la chapa metálica, donde se necesita sus volúmenes con sus respectivas densidades:

$$V_{\text{refractario}} = 0.21 \text{ m}^3, \rho = 490 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$V_{\text{chapa metálica}} = 0.021 \text{ m}^3, \rho = 2700 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Después de calcular el volumen se obtiene su masa del ladrillo refractario y de la chapa metálica:

$$m_{\text{refractario}} = 490 * 0.21 = 102.9 \text{ Kg}$$

$$m_{\text{chapa metálica}} = 2700 * 0.021 = 56.7 \text{ Kg}$$

Después de calcular el volumen de los elementos externos de la cámara de secado se puede obtener la masa:

$$m = 7850 * 0.018 = 141 \text{ Kg}$$

Sumando las masas de todos los elementos tenemos la masa completa de la cámara:

$$m_T = 628 + 141 + 102.9 + 56.7 = 928.6 \text{ Kg}$$

Finalmente se debe considerar la masa de la materia prima que se encontrará internamente en la cámara de secado. En la sección 2.3.1 se indica que el porcentaje de volumen de arena debe ser el 15% del volumen total del horno:

$$V_2 = \left(\frac{0.49}{2}\right)^2 * 5 * \pi = 0.094 \text{ m}^3$$

$$V_A = 0.094 * 0.15 = 0.014 \text{ m}^3$$

La densidad de la arena fina y húmeda es de 1990 Kg/m^3 , por lo tanto la masa de la arena dentro del horno es:

$$m = 1990 * 0.014 = 27.9 \text{ Kg}$$

La carga total es:

$$m_T = 928.6 + 27.9 = 956.5 \text{ Kg}$$

$$\text{Carga} = 956.5 * 9.81 = \mathbf{9383.26 \text{ N}}$$

3.2.3. Cálculo de reacciones en la cámara de secado

La cámara de secado se analizará a manera de una viga sobre apoyos fijos, por motivos de análisis se asume que está completamente horizontal, para obtener de esta manera el valor de las reacciones en los rodillos (apoyos), la viga soporta una carga distribuida la cual representa al peso de la cámara de secado. El diagrama de cuerpo libre se puede ver en la figura 24.

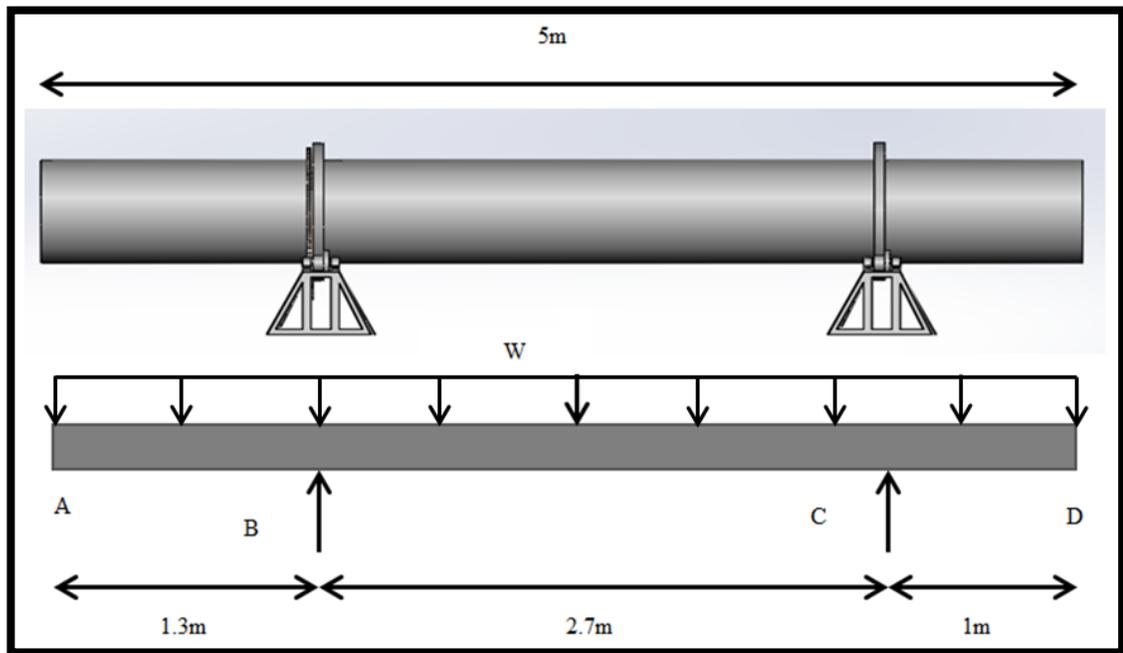


Figura 24. Diagrama de cuerpo libre de la cámara de secado.

Dónde:

A = Extremo inicial

B = Reacción del apoyo 1

C = Reacción del apoyo 2

D = Extremo final

W = Peso de la cámara de secado

Del diagrama de cuerpo libre presentado en la figura 24 se puede obtener las siguientes ecuaciones, además la figura 25 indica los momentos y esfuerzos cortantes correspondientes a dichas ecuaciones:

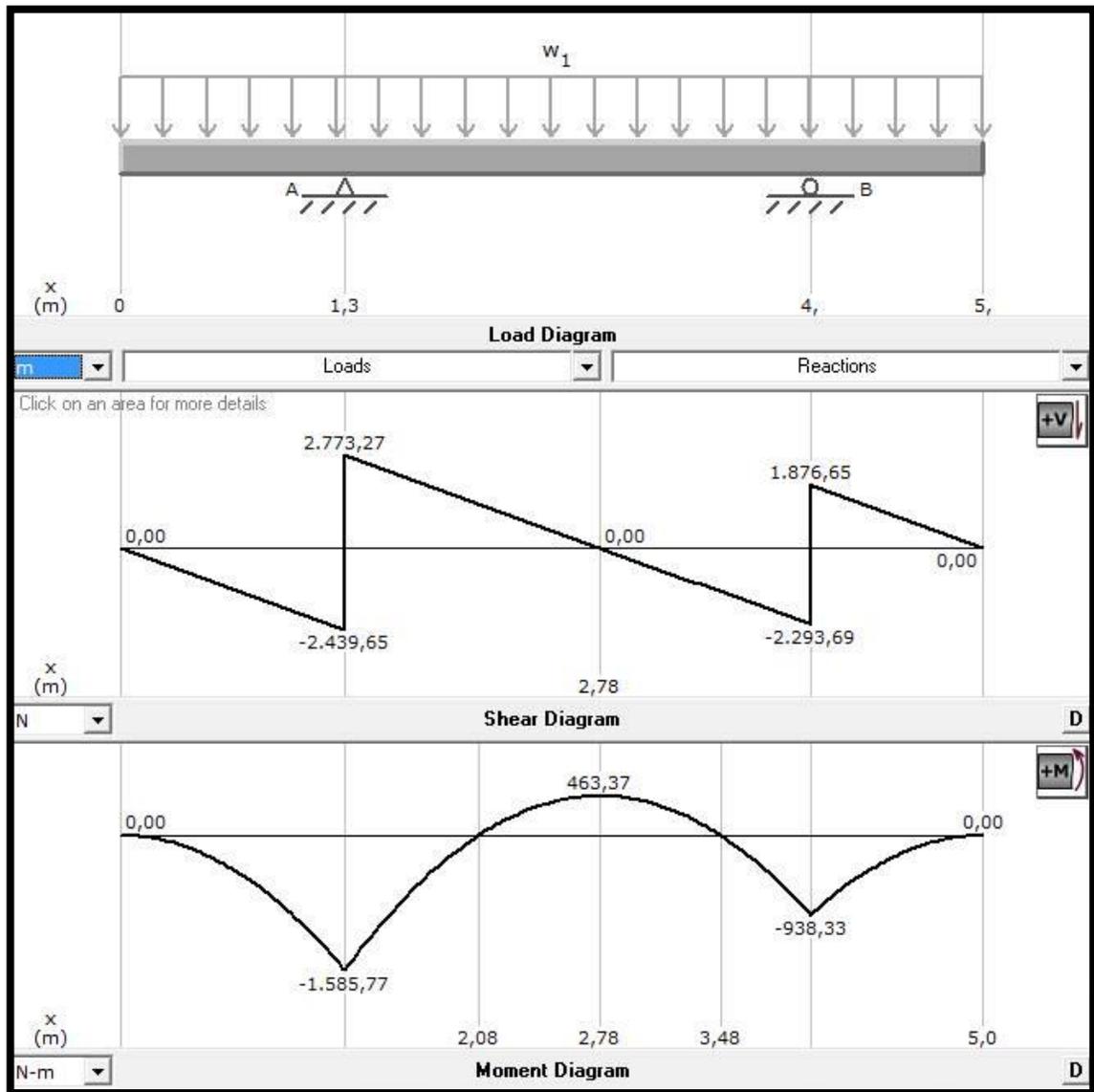


Figura 25. Diagrama de momentos y esfuerzos cortantes.

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{YB} + F_{YC} = W * L$$

$$F_{YB} = 5\left(\frac{9383.26}{5}\right) - F_{YC}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$d1 * F_{YB} + d3 * F_{YC} = d2 * W * L$$

$$1.3 * (9383.26 - F_{YC}) + 4 * F_{YC} = 2.5 * \left(\frac{9383.26}{5}\right) * 5$$

$$2,7 * (F_{YC}) = 11259.912$$

$$\mathbf{F_{YC} = 4170.33 N}$$

$$\mathbf{F_{YB} = 5212.93 N}$$

Para los siguientes cálculos se usará la reacción de $F_{YB} = 5212.93 N$ ya que es la mayor, lo que indica que esa zona va a estar sometida a un esfuerzo mayor.

3.2.4. Deflexión de la cámara de secado

Para determinar la deflexión existente en la cámara de secado se utilizó un software de simulación, donde se obtuvo los resultados presentes en la figura 26.

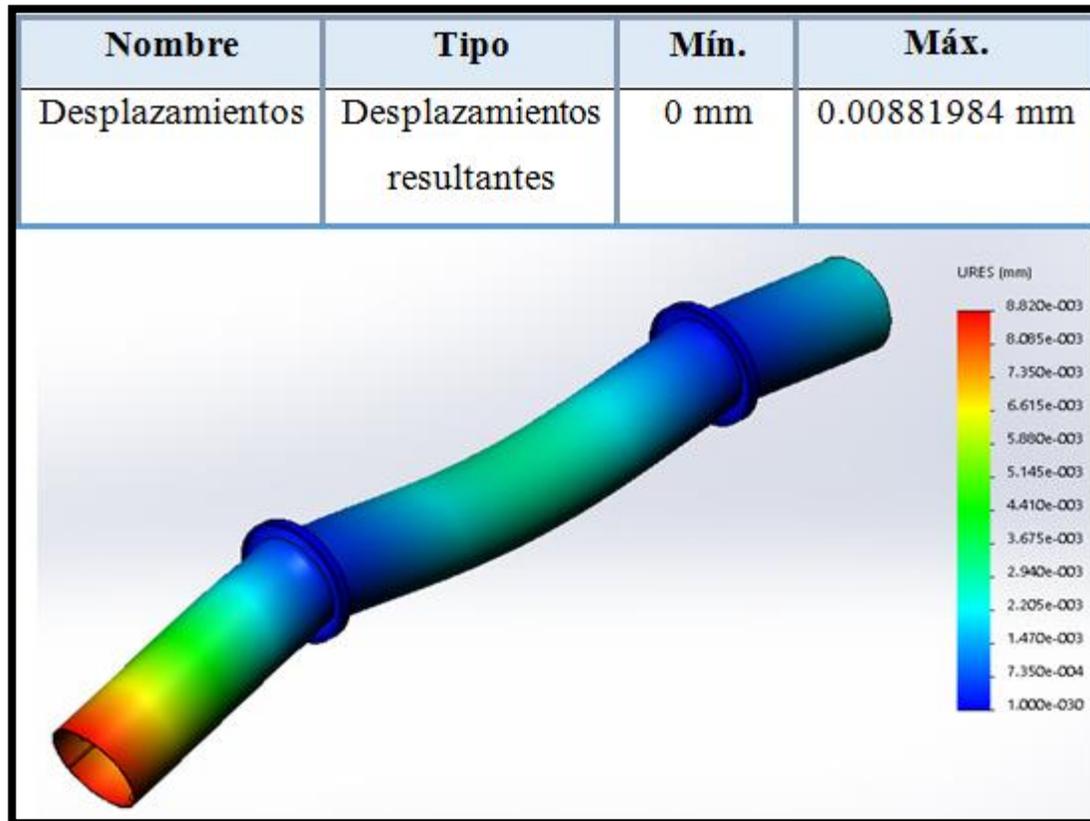


Figura 26. Deflexiones de la cámara de secado.

Los resultados indican que la deflexión es mínima teniendo un valor de 0.009mm por lo tanto no se considera este valor como uno crítico para el diseño de la cámara de secado.

3.2.5. Cálculo de reacciones en los rodillos

La ubicación de los rodillos se muestra en la figura 27, donde se puede observar que la carga ejercida por la cámara de secado sobre los rodillos se divide para 2, por lo que existen 2 rodillos por sección. A su vez la carga de la cámara de secado se multiplica por $\sin(45^\circ)$ para obtener la componente sobre el eje “Y”, y se desprecia el efecto del rozamiento en el análisis estático ya que las chumaceras reducen el rozamiento significativamente.

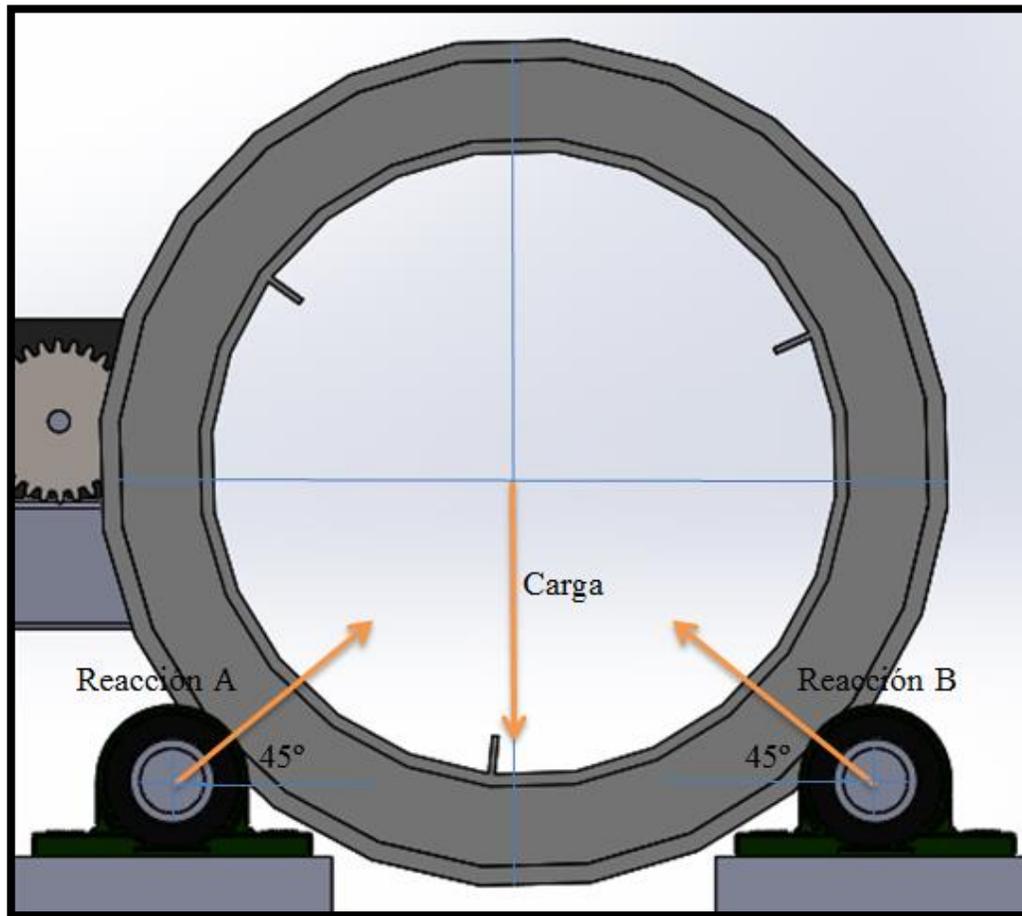


Figura 27. Ubicación de los rodillos de apoyo.

Los rodillos se analizarán a manera de una viga sobre apoyos fijos para obtener de esta manera el valor de las reacciones en las chumaceras (apoyos), el diagrama de cuerpo libre se puede ver en la figura 28. La masa de cada rodillo es de 6kg aproximadamente, la cual es insignificante comparada con la carga que los rodillos deben soportar (peso de la cámara de secado), por lo que el peso de los rodillos se despreciará en los siguientes cálculos.

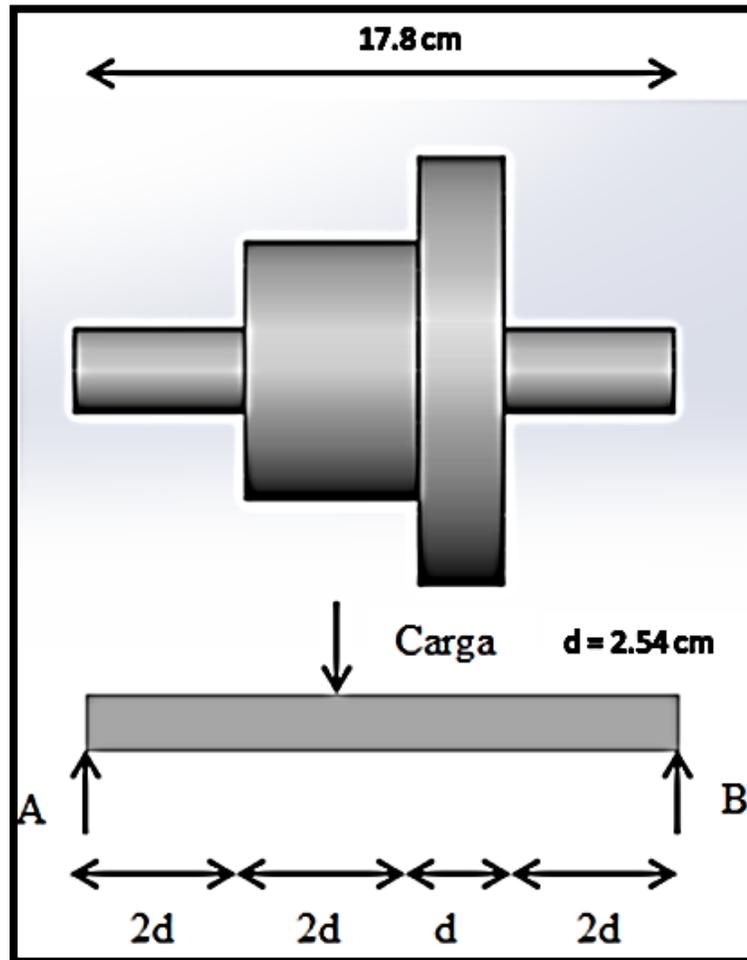


Figura 28. Diagrama de cuerpo libre de los rodillos de apoyo.

Dónde:

$A = \text{Reacción del apoyo 1}$

$B = \text{Reacción del apoyo 2}$

$\text{Carga} = \text{Reacción debido al peso de la cámara de secado}$

Del diagrama de cuerpo libre presentado en la figura 28 se puede obtener las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B = Carga$$

$$R_A + R_B = (\text{sen } 45) \left(\frac{5212.93}{2} \right)$$

$$\sum M_B = 0$$

$$7d * R_A = 4d * Carga$$

$$7 * R_A = 4 * (\text{sen } 45) \left(\frac{5212.93}{2} \right)$$

$$R_A = 1053.17 \text{ N}$$

$$R_B = 789.87 \text{ N}$$

Además se puede determinar si la cámara de secado desliza sobre los rodillos o si estos elementos giran al mismo tiempo, para lo cual el sistema debe cumplir que $F_r \leq \mu_s * N$, donde:

- F_r = Fuerza de rozamiento
- μ_s = Coeficiente de fricción estática
- N = Fuerza normal a la superficie de contacto

Para el cálculo de la fuerza de fricción se puede demostrar que existe una igualdad con la componente del peso (Reacción A) de la cámara de secado, como se puede ver en el diagrama de cuerpo libre de la figura 29.

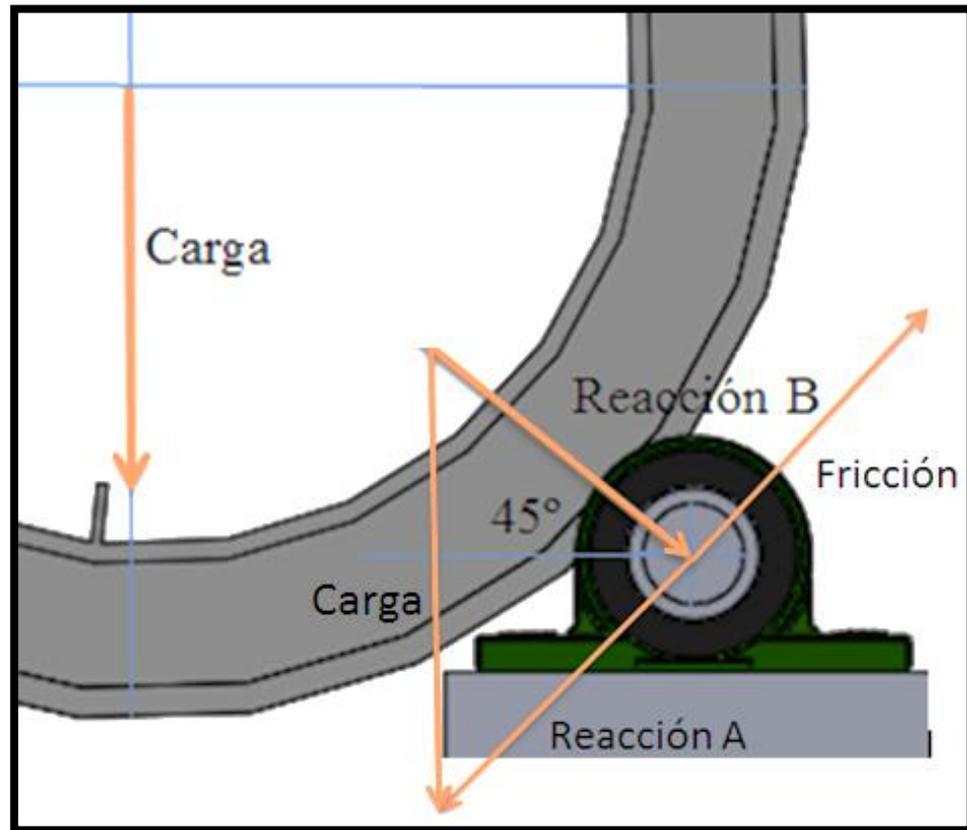


Figura 29. Reacciones sobre los rodillos

Por lo tanto:

$$F_r = R_A = 1053.17 \text{ N}$$

El coeficiente de fricción estática entre dos superficies de acero es de 0.74.

$$F_r \leq \mu_s * N$$

$$1053.17 \leq 0.74 * \frac{5212.93}{2} * \text{sen}(45)$$

$$1053.17 \leq 2727.71$$

Por lo tanto no existe deslizamiento entre la cámara de secado y los rodillos ya que la desigualdad se cumple.

3.2.6. Diseño mecánico de los rodillos

El primer paso para el diseño de los rodillos es la selección de un material apropiado para el mismo, se ha considerado el acero AISI 4340 (aleación de CrNiMo6) el cual es un acero bonificado para maquinaria, aleado al molibdeno más cromo y níquel con una buena resistencia y una alta tenacidad, las aplicaciones más comunes de este acero son:

- Ejes
- Cardanes
- Cigüeñales
- Mandriles

Otra característica que se debe recalcar de este acero es que gracias a sus componentes químicos es un acero apropiado para ser sometido a un tratamiento térmico, los tratamientos térmicos se realizan con la finalidad de aumentar la resistencia de los aceros y de esta manera su vida útil, los tratamientos seleccionados para este caso son el templeado y posteriormente un revenido, los cuales se detallan en el anexo 3. La resistencia a la tensión del acero AISI 4340 después del tratamiento térmico es:

$$S_{ut} = 745 \text{ MPa}$$

$$S_y = 470 \text{ MPa}$$

El segundo paso en el diseño es seleccionar que técnica para el diseño de elementos de máquinas es óptima para realizar el estudio bajo las condiciones presentadas. Existen varias teorías de falla como Soderberg, Goodman modificada o Gerber, todas estas teorías se realizan con un criterio de fatiga y presentan resultados similares pero comúnmente se utiliza la teoría de Goodman modificada por ser la más conservadora. La ecuación para esta teoría de falla es:

$$d = \left(\frac{16 n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_t M_a)^2 + 3(K_{ts} T_a)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_t M_m)^2 + 3(K_{ts} T_m)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (24)$$

Es importante considerar que los rodillos a diseñar pueden ser tratados como ejes de sección variable (figura 30), por lo tanto en las partes que existe un cambio de sección existirán concentradores de esfuerzos, es decir, que la posibilidad que exista una falla en estas secciones aumenta.

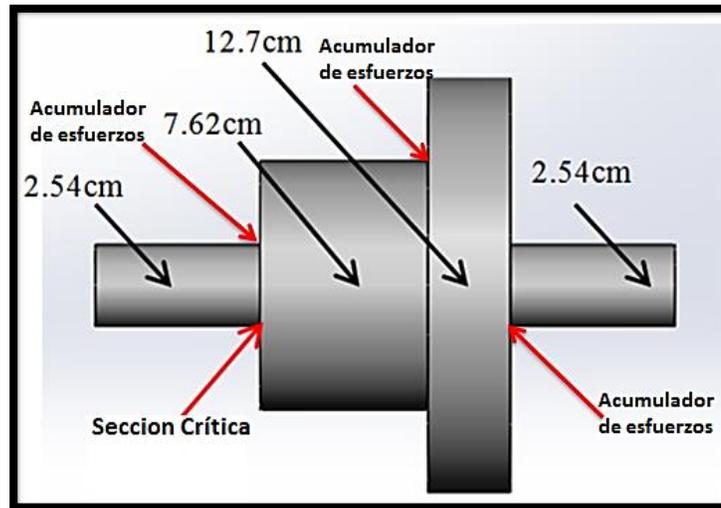


Figura 30. Secciones del rodillo.

Para disminuir los efectos generados por los acumuladores de esfuerzo se realizan redondeos en los cambios de sección como se pudo observar en la figura 30. Para el análisis se usará un redondeo con un radio (r) de 5mm.

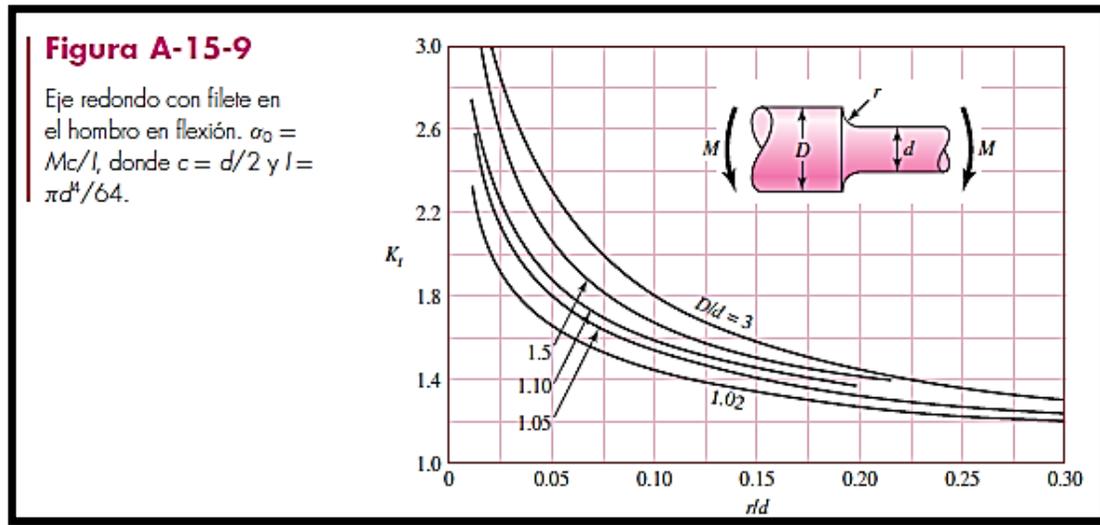


Figura 31. Recomendaciones para el redondeo.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

En la figura 31 se obtiene un valor K_t a partir de la relación entre los diámetros de dos secciones continuas, el valor de K_t será utilizado en la ecuación 31 el momento de calcular el diámetro mínimo para evitar la falla del rodillo.

$$\frac{D}{d} = \frac{7,62}{2,54} = 3$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,5}{2,54} = 0,2$$

$$K_t = 1,42$$

Otro término importante a considerar en la ecuación de Ed Goodman es el factor S_e el cual indica el límite de resistencia a la fatiga en una zona crítica de un elemento de acuerdo a su geometría o por su condición de uso. El término S_e fue estudiado por Joseph Marin realizando un extenso análisis estático del acero AISI 4340 donde identificó los factores que cuantifican los efectos de la condición superficial como tamaño, carga, temperatura y otros puntos. De este estudio nace la ecuación de Marín (ecuación 25):

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S'_e \quad (25)$$

Dónde:

- K_a = factor de modificación de la condición superficial
- K_b = factor de modificación del tamaño
- K_c = factor de modificación de la carga
- K_d = factor de modificación de la temperatura
- K_e =factor de confiabilidad
- S'_e =límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
- S_e =límite de resistencia a la fatiga

3.2.7. Cálculo de los factores de Marín

El primer factor es K_a el cual depende de la condición superficial del elemento a analizar, los rodillos serán maquinados en torno por lo tanto los valores de a y b se los puede obtener de la tabla 7. Estos valores son necesarios para el cálculo de K_a en la ecuación 26.

$$K_a = a * S_{ut}^b \quad (26)$$

Tabla 7.
Parámetros en el factor superficial de Marín

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

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

Dónde:

$$K_a = a * S_{ut}^b = 4.51(745)^{-0.265} = 0.7817$$

El factor de tamaño K_b de los determina a partir de la dimensión del eje como se puede ver en la tabla 8.

Tabla 8.
Parámetro K_b de acuerdo al diámetro

$k_b =$	{	$(d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107}$	$0.11 \leq d \leq 2$ pulg
		$0.91d^{-0.157}$	$2 < d \leq 10$ pulg
		$(d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107}$	$2.79 \leq d \leq 51$ mm
		$1.51d^{-0.157}$	$51 < d \leq 254$ mm

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

Por lo tanto el valor de K_b es:

$$K_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = \left(\frac{1}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.88$$

Factor de carga K_c se lo escoge de acuerdo al tipo de carga a la cual está sometido un elemento como se indica en la tabla 9.

Tabla 9.
Parámetro K_c de acuerdo a la carga

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

Por lo tanto el valor de K_c es:

$$K_c = 1$$

Factor de temperatura K_d se lo obtiene de la tabla 10.

Tabla 10.
Parámetro K_d de acuerdo a la temperatura

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

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

El valor de $\frac{S_T}{S_{TR}}$ es equivalente a K_d , por lo tanto para una temperatura de 50°C que se asume por su cercanía al horno su valor es:

$$K_d = 1.01$$

El factor de confiabilidad K_e se puede obtener de la tabla 11.

Tabla 11.
Parámetro K_e de acuerdo a la confiabilidad

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_e
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

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

Por lo general se elige un factor de confiabilidad del 99% el cual mejora con el factor de seguridad.

$$K_e = 0.814$$

El límite de resistencia a la fatiga se calcula utilizando la ecuación 27.

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \quad (27)$$

Por lo tanto:

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} = 0.5(745) = 372.5 \text{ MPa}$$

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación de Marín:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e$$

$$S_e = 0.7817 * (0.88) * (1) * (1.01) * (0.814) * (372.5) = \mathbf{210.67MPa}$$

3.2.8. Análisis de momentos en los rodillos

Al analizar los momentos existentes en el rodillo se obtuvo los resultados presentes en la tabla 12, los cuales se obtuvieron utilizando un software especializado en el análisis estático.

Tabla 12. Resultados del momento en los rodillos

Momento alternante M_a	Momento medio M_m	Torsión alternante T_a	Torsión medio T_m
276.67 Nm	0	0	0

Estos resultados se pueden observar de mejor manera en la figura 32, aquí se obtiene el valor del momento alternante presente en la zona crítica antes mencionada ubicada en el cambio de sección, este resultado es necesario en el cálculo del diámetro mínimo de acuerdo a la teoría de Ed Goodman.

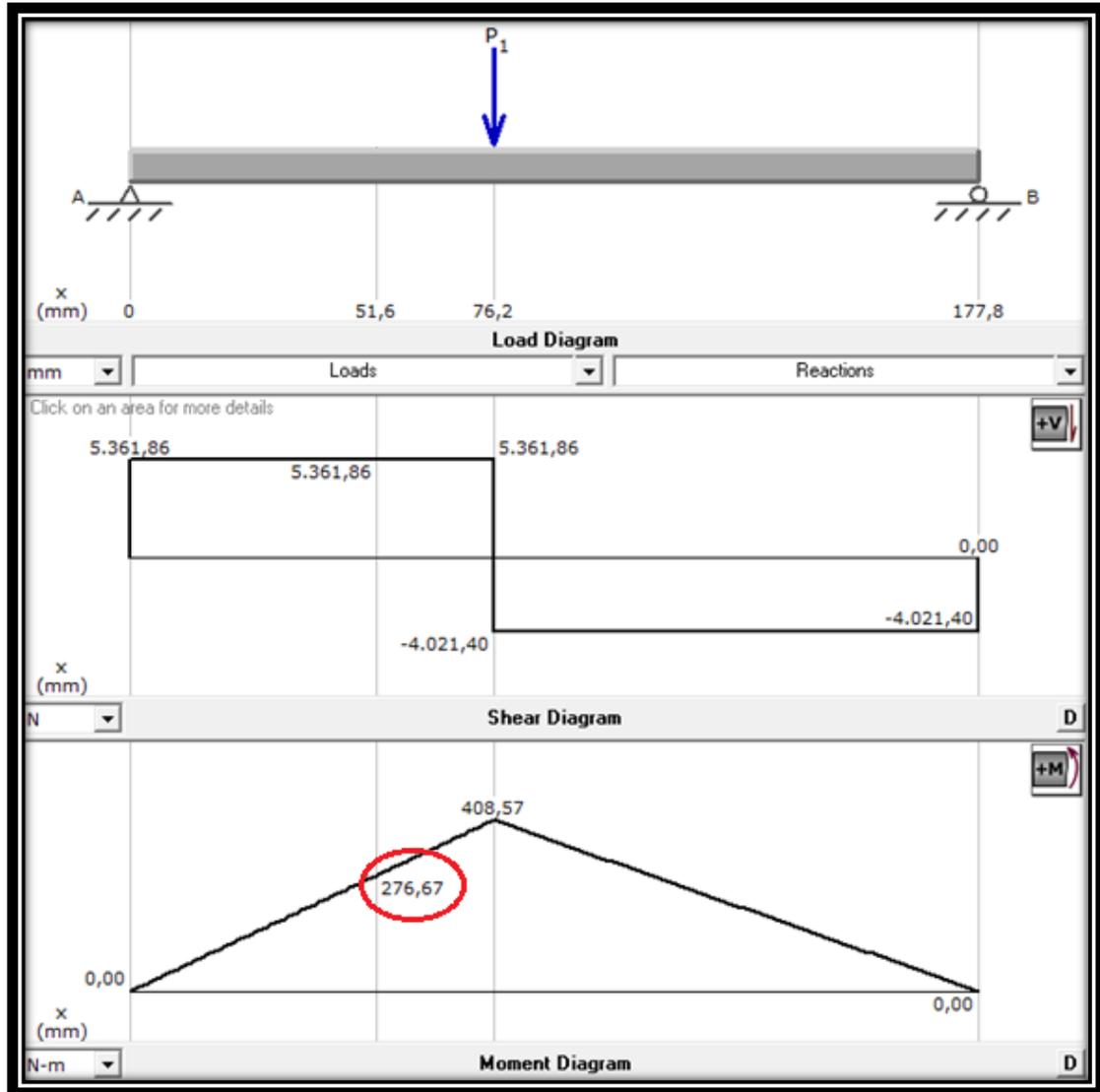


Figura 32. Análisis de momentos.

Finalmente se realiza el remplazo de los valores en la ecuación de Ed Goodman utilizando un factor de seguridad $n=2$.

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_t M_a)^2 + 3(K_{ts} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_t M_m)^2 + 3(K_{ts} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$\phi = \left\{ \frac{16 * 2}{3.1416} * \frac{1}{210670000} * \left[4 * ((1.42)(276.67))^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$\varnothing = 3.36 \text{ cm}$$

El diámetro mínimo para el diseño del rodillo es de 3.36cm, por los tanto, se debe escoger para su construcción un diámetro superior a ese valor. Por convención se usará un diámetro de 2 pulgadas (5.08cm) ya que las chumaceras se comercializan en su mayoría en pulgadas, es decir, se debe elegir chumaceras de 2 pulgadas las cuales son comunes en este tipo de aplicaciones con cargas elevadas. Para comprobar su desempeño se utilizó un software de simulación apropiado como se puede observar en la figura 33.

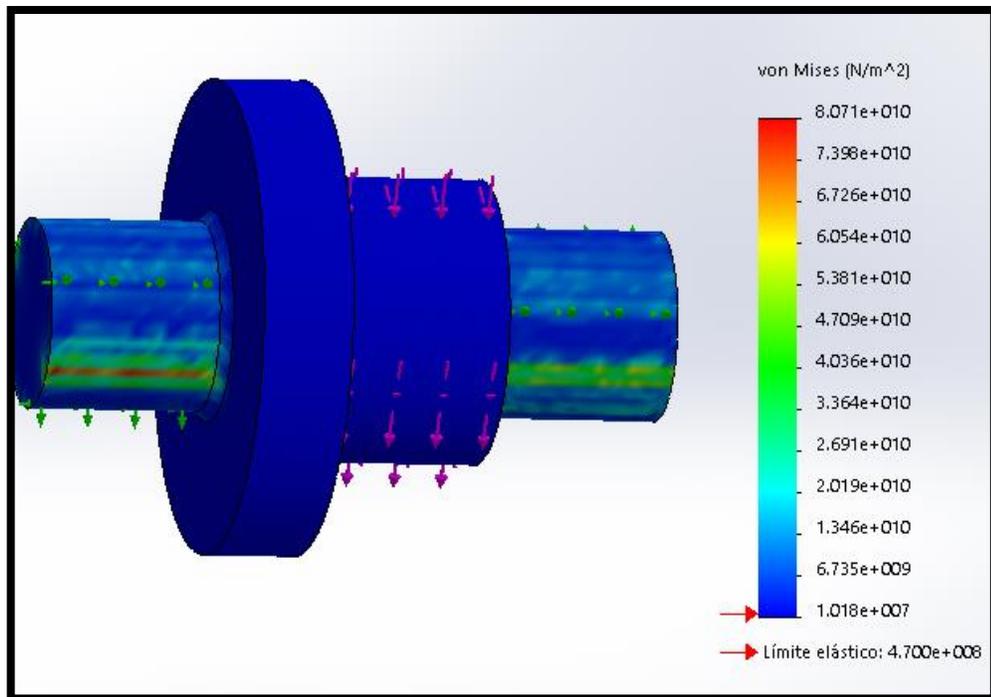


Figura 33. Simulación del rodillo sometido a esfuerzos.

En la simulación se puede apreciar que no existen esfuerzos altos y mucho menos fallas para la carga calculada, por lo tanto, el desempeño del rodillo es apropiado para esta aplicación.

Con un nuevo diámetro se recalculan los factores de Marín y se itera el factor de seguridad:

$$\frac{D}{d} = \frac{7.62}{5.08} = 1.5$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0.5}{2.54} = 0.2$$

$$K_t = 1.4$$

$$K_a = 0.7817$$

$$K_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = \left(\frac{2}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.81$$

$$K_c = 1$$

$$K_d = 1.01$$

$$K_e = 0.814$$

$$S_e = 0.7817 * (0.81) * (1) * (1.01) * (0.814) * (372.5) = \mathbf{193.90MPa}$$

$$\phi^3 = \frac{16 * n}{3.1416} * \frac{1}{193900000} * \left[4 * ((1.4)(276.67))^2\right]^{1/2}$$

$$\mathbf{n = 6.44}$$

3.2.9. Selección de chumaceras

Las chumaceras son los elementos que permiten a los rodillos girar libremente ya que internamente cuentan con rodamientos (figura 34), estos elementos reducen la fricción casi en su totalidad disminuyendo así la fuerza necesaria para hacer girar la cámara de secado. Para la selección de la chumacera se debe considerar 4 aspectos a manera general que son:

- La carga a soportar
- Las revoluciones a girar
- El mantenimiento
- Costo

Las chumaceras que presentan un costo superior generalmente están diseñadas para soportar mayores revoluciones, como se indicó previamente las revoluciones necesarias

para la cámara de secado son bajas, por lo tanto se puede optar por chumaceras más económicas. Se seleccionó chumaceras FK P211 las cuales presentan poco mantenimiento y soportan cargas hasta de 4.3 toneladas.



Figura 34. Chumacera FK P205.

Fuente: (FK-Bearing)

Mediante un software se puede determinar la duración de las chumaceras, tomando en cuenta la carga y la velocidad de operación (figura 35). La carga es igual a la mitad de la reacción sobre uno de los rodillos, es decir 526.6 N.

Carga sobre la chumacera		
Loadcase		
Designation	Bez	Carga sobre la chumacera
Time portion	q	30.000 %
Axial load	Fa	0.0 N
Radial load	Fr	526.6 N
Type of movement		rotating ▼
Speed	n_l	5.00 1/min
Mean operating temperature	T	21 °C
Bearing behavior UC211-32:		
Static load safety factor	S0_min	55.070
Total rating life in hours (nominal)	Lh10	> 1000000 h
Maximum equivalent static load	P0_max	526.60 N
Equivalent speed	n	1.5 1/min
Equivalent dynamic load	P	526.60 N
Lower guide value for relubrication interval	tfR_min	69400 h
Upper guide value for relubrication interval	tfR_max	107000 h

Figura 35. Resultados sobre las chumaceras

3.2.10. Cálculo de los pernos para sujetar las chumaceras

Para el cálculo de sujeciones de las chumaceras es necesario calcular el esfuerzo cortante en los pernos que provocará una falla. La condición que se debe cumplir es $F_{aplicada} \leq F_{calculada}$ que es la resistencia a cortante de un tornillo. El valor de $F_{calculada}$ se puede obtener a partir de la ecuación 28 y usando los valores presentes en la tabla 13.

$$F_{calculada} = n * \frac{1}{Np} * F_{ub} * \frac{A}{\gamma_{m2}} \quad (28)$$

Dónde:

- n = Numero de planos de corte, en la figura 36 se puede ver para 1 y 2 cortes.
- F_{ub} = Tensión última del acero del que los tornillos están fabricados.
- A = Área del tornillo, en este caso será de un diámetro de 14mm.

- γ_m2 = Coeficiente de minoración del acero estructural para uniones. En el caso de los tornillos solicitados a cortante, su valor es 1.25 (anexo 5).

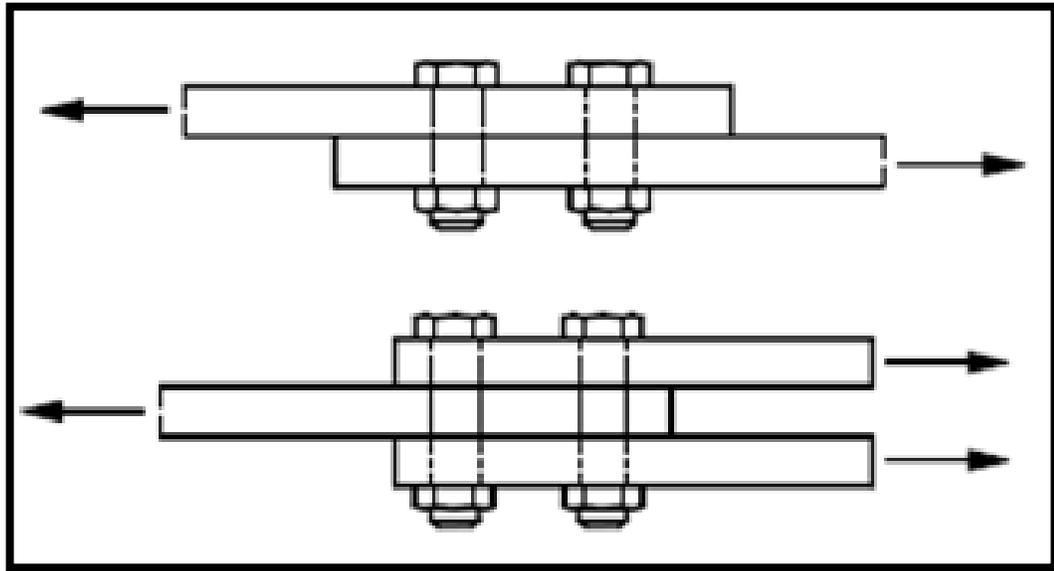


Figura 36. Planos de corte.

Tabla 13. Esfuerzos cortantes máximos para pernos de construcción

Grado	ASTM	f_y min (kg/cm ²)	f_y max (kg/cm ²)	f_u min (kg/cm ²)	f_u/f_y (mín)
40	A 615	2,800	--	4,200	--
60	A 615	4,200	--	6,300	--
75	A 615	5,300	--	7,000	--
60	A 706	4,200	5,500	5,600	1.25

Fuente: (ASTM)

El acero ASTM-A706 es el usado en pernos usados sobre concreto, por lo tanto se selecciona ese material con un diámetro de 14mm. Para realizar el cálculo es necesario ver la sollicitación de fuerzas y descomponerla para el cortante al que los pernos estarán sometidos, véase la figura 37.

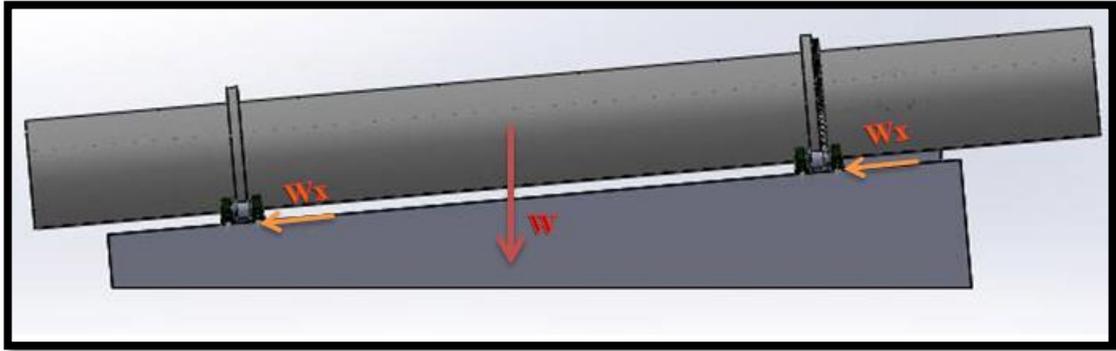


Figura 37. Esfuerzo sobre los pernos.

Donde $W = 9383.26 \text{ N}$, por lo tanto el valor de la componente del peso para un ángulo de 5° es $W_x = 9383.26(\sin(5)) = 817.80$. W_x es el valor de la fuerza en los pernos o en el caso del cálculo el valor de $F_{aplicada}$ utilizando la ecuación 28.

$$F_{calculada} = 1 * 0.5 * (56 * 10^6) * (153.9 * \frac{10^{-6}}{1.25}) = 3447.4 \text{ N.}$$

Lo que es aceptable para nuestro caso con un factor de seguridad:

$$n = \frac{F_{calculada}}{F_{aplicada}} = \frac{3447.4}{817.80} = 4.21$$

3.2.11. Selección de los engranes

Como se indicó en el capítulo 2 los engranes son los elementos destinados a transmitir potencia y en su diseño existen varios elementos que modifican sus características como el ancho de cara, paso diametral, módulo, entre otros. La selección de los engranes apropiados para el horno secador se realizó en función a los engranes proporcionados por el software de diseño utilizado, los cuales cumplen con la normativa ANSI como se puede ver en las figuras 38 y 39.

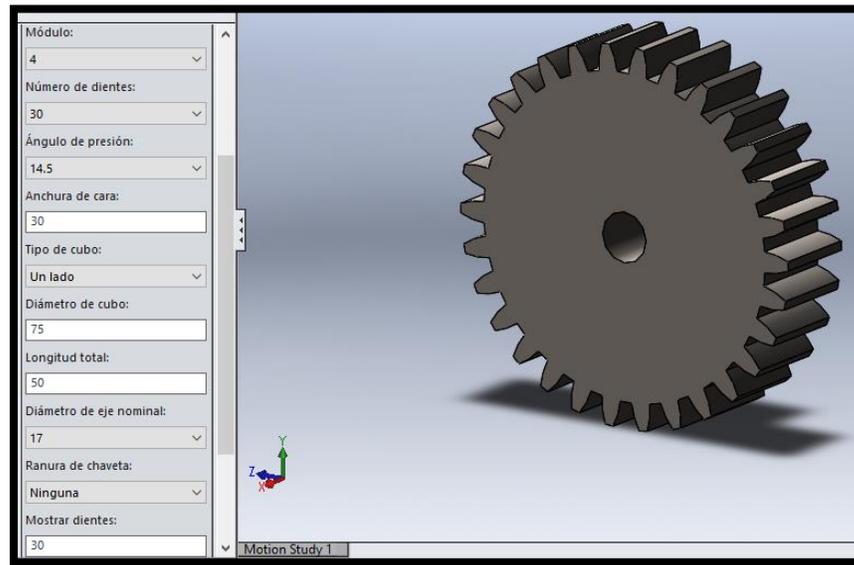


Figura 38. Piñón

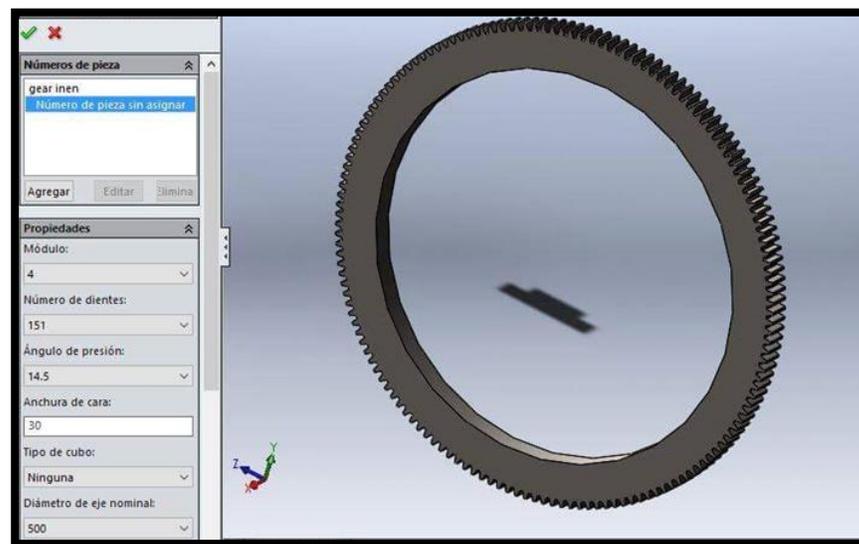


Figura 39. Corona

Esta normativa sugiere el uso de aceros al carbono, bonificados o al níquel, a pesar que tienen una dureza moderada y su resistencia al desgaste es pequeña, son utilizados porque su construcción es fácil y relativamente económica. Se seleccionó engranes con las características presentes en la tabla 14, los cuales fueron obtenidos por medio de software.

Tabla 14.
Parámetros de construcción para los engranes

Parámetro	Corona	Piñón
Módulo	4	4
Ancho de cara	3 cm	3 cm
Ángulo de presión	14.5°	14.5°
Número de dientes	151	30
Diámetro nominal	65cm	13cm

Los diámetros nominales fueron seleccionados en función de las medidas del horno, es decir, los 65cm le permiten al engrane estar alrededor de la cámara de secado. Se escogió tener una relación de 5:1 por lo tanto se optó por un diámetro de 13cm para el engrane conductor como se puede ver en la figura 40.

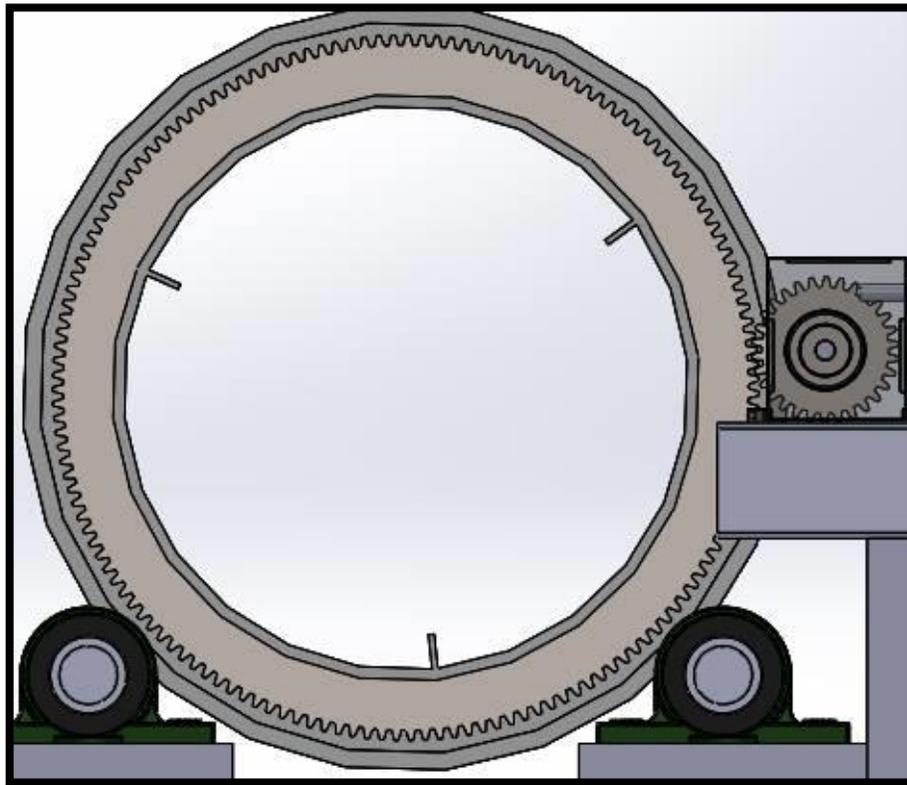


Figura 40. Relación de engranes.

3.3. DISEÑO ELECTRÓNICO

Para el diseño electrónico se debe dimensionar el motor eléctrico apropiado para transmitir movimiento a la cámara de secado para que esta pueda girar.

3.3.1. Dimensionamiento del motor eléctrico

Se seleccionó un motor eléctrico por su facilidad de instalación y fácil control de velocidad, para lo que se utilizará un variador de frecuencia (VDF). Para el dimensionamiento de dichos elementos se debe determinar la potencia mínima que debe tener el motor, para este cálculo se considera dos elementos:

- La fuerza para vencer el rozamiento.
- La fuerza para sostener el movimiento de la carga.

La fórmula para el rozamiento calculada en Horse Power (HP) está dada en la ecuación 29. (Duda, 1977)

$$HP = \frac{W * bd * td * N * F * 0.0000092}{rd} \quad (29)$$

- W = Carga total sobre los cojinetes de los rodillos de rodadura en libras.
- bd = Diámetro de los ejes de los rodillos, en pulgadas.
- rd = Diámetro de los rodillos, en pulgadas.
- td = Diámetro de los aros de rodadura, en pulgadas.
- N = Número de vueltas del tubo del horno en R.P.M.
- F = Coeficiente de rozamiento de los cojinetes de los rodillos 0.018 para lubricación con aceite y 0,06 para lubricación con grasa.

Por lo tanto:

$$HP = \frac{34519.63 * 2 * 24 * 5 * 0.06 * 0.0000092}{3} = 0.7621HP$$

La potencia necesaria para sostener el movimiento de la carga en HP es:

$$HP = (Dxsen H)^3 * N * L * K \quad (30)$$

- D = Diámetro del horno entre paredes del revestimiento refractario, en pies.
- Sen(H) = Se determina según la figura 41.
- N = Vueltas por minuto.
- L = Largo del horno en pies.
- K = Constante para la arena para secado de vía seca con talud natural de aprox. $35^\circ = 0.00076$.

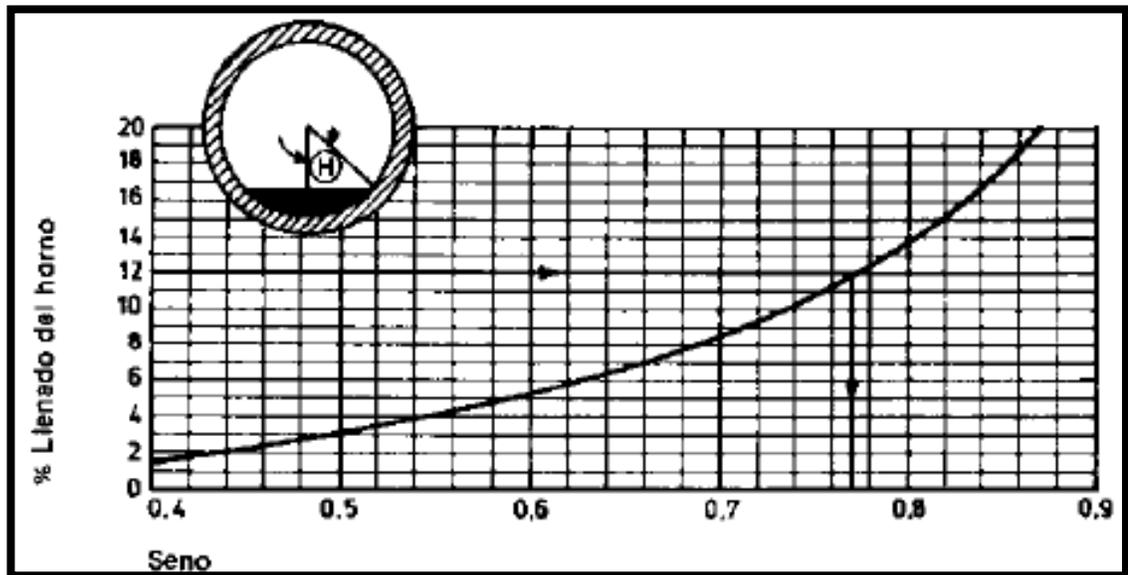


Figura 41. Diagrama para la determinar el seno del ángulo H .

Fuente: (Duda, 1977)

$$HP = (1.67 * 0.82)^3 * 5 * 16.4042 * 0.00076 = 0.16 HP$$

Al sumar estas dos potencias se obtiene un valor total de 0.92 HP, en este análisis no se consideran algunas pérdidas, por lo tanto, es necesario considerar un motor con una potencia superior a 0.92 HP. Se seleccionará un motor de 2HP.

3.3.2. Selección y programación del variador de frecuencia

Los variadores de frecuencia (VDF) son elementos empleados en la regulación de la velocidad de un motor eléctrico trifásico, los cuales permiten un control fácil y preciso de la velocidad.



Figura 42. Variadores de frecuencia CFW 10.

Fuente: (WEG)

Otra ventaja del VDF (figura 42) es que permite un arranque suave para el motor, por lo tanto, ya no es necesario hacer un cambio de “estrella” a “delta” en las conexiones del motor durante el momento del arranque. Se seleccionó un variador de 2HP marca WEG.

Para programar el VDF se debe alterar algunos parámetros que nos permiten establecer las condiciones bajo las cual queremos controlar al motor, es decir, velocidad mínima y máxima, corriente de sobre carga y el tipo de control. Además, este VDF

cuenta con entradas y salidas digitales y analógicas a manera de un PLC las cuales usaremos para el encendido del motor y para el control de su velocidad a través de un potenciómetro, el ajuste de estos parámetros se puede ver en la tabla 15, los cuales fueron seleccionados de acuerdo al anexo 1.

Tabla 15
Parámetros para la configuración de un VDF

P	Función	Rango de valores	Ajuste de fábrica	Ajuste a usar	Descripción
P000	Parámetro de acceso	[0-999]	0	1	Activa una seguridad con contraseña para que los parámetros no sean accesibles a cualquier usuario.
P133	Frecuencia Mínima	0.0 a P134	3	3	Define el valor mínimo de la frecuencia, el fabricante pone este valor por defecto para el uso de motores WEG.
P134	Frecuencia Máxima	P133 a 300	66	66	Define el valor máximo de la frecuencia, se puede duplicar la velocidad del motor pero por motivos de uso no es necesario y el valor será de 66

Hz .					
P156	Corriente de Sobrecarga del Motor	0.3*Inom a 1.3*Inom	1.2 x P295	4	Valor dado por el motor para su protección en caso de sobrecarga.
P169	Corriente Máxima de Salida	0.2*Inom a 2.0*Inom	1.5xP295	4	Busca evitar que el motor no se trabe durante las sobrecargas.
P202	Tipo de control	0 = Control V/F Linear 1 = Control V/F Cuadrático	0	1	Control en el cual el flujo en el entrehierro del motor es proporcional a la frecuencia de salida hasta el punto de debilitamiento de campo.
P222	Selección de la referencia - Situación Remoto	1 = AI1 2 = E.P. 3 = Perilla 4 & 5 = N/A 6 = Multispeed 7 = Entrada de frecuencia	1	1 = AI1	El término de AI1 es el valor de la entrada analógica después de aplicada la ganancia y Offset.
P230	Selección de	0 = Teclas	1	-	Selecciona el uso

	Comandos - Situación Remoto	HMI 1 = Terminales			para los terminales digitales del VDF.
P263	Función de la entrada digital DI1	4 = Gira/ Para	1	4	Inicio o paro de emergencia
P264	Función de la entrada digital DI2	6 = Local/ Remoto	5	6	Activa el uso remoto o local del VDF.

La selección de los parámetros incluye un control de velocidad analógico, para lo cual se usará un potenciómetro acoplado a una perilla en el panel de control, las velocidades que el motor alcance son limitadas por las frecuencias máximas y mínimas establecidas en los parámetros P133 y P134.

3.4. SENSOR E INDICADOR DE TEMPERATURA

Durante el proceso de secado de arena nace la necesidad de conocer la temperatura dentro del horno por dos motivos, primeramente es necesario precalentar el horno, para lo cual se enciende el lanzallamas y se espera hasta que el horno alcance una temperatura adecuada para iniciar el proceso de secado. La otra ocurre cuando el nivel de gas LP disminuye considerablemente provocando que el lanzallamas disminuya su potencia, esto indica que es necesario hacer un cambio del cilindro de gas.

Dentro de las maneras más recomendables para medir la temperatura dentro de los hornos están las termocuplas, las cuales están conformadas por dos alambres de distinto material unidos en un extremo y que al aplicar temperatura en la unión de los metales se genera un voltaje muy pequeño, a este fenómeno se lo conoce como efecto de Seebeck (figura 43).

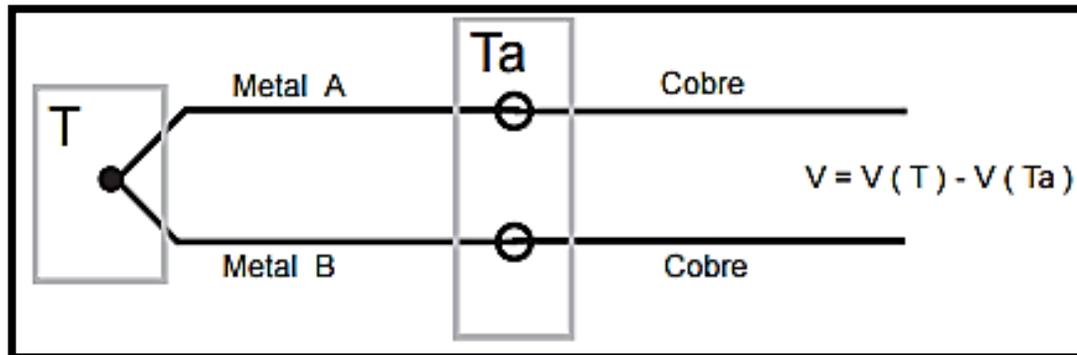


Figura 43. Termocupla.

Fuente: (Bausá)

Existen varios tipos de termocuplas como se puede ver en la tabla 16, donde se indica los rangos de temperatura y de voltaje con los que funciona cada una de ellas., estos valores depende de los materiales del cual este construida la termocupla.

*Tabla 16.
Tipos de termocuplas*

Tc	Cable + Aleación	Cable - Aleación	°C	Rango (Min, Max) mV
J	Hierro	cobre/nickel	(-180, 750)	42.2
K	Nickel/cromo	Nickel/alumnio	(-180, 1372)	54.8
T	Cobre	cobre/nickel	(-250, 400)	20.8
R	87% Platino 13% Rhodio	100% Platino	(0, 1767)	21.09
S	90% Platino 10% Rhodio	100% Platino	(0, 1767)	18.68
B	70% Platino 30% Rhodio	94% Platino 6% Rhodio	(0, 1820)	13.814

Fuente: (Bausá)

La termocupla del tipo K es más común en el mercado por su excelente rango de temperaturas, además presenta una gran facilidad de acondicionamiento gracias al módulo Adafruit max6675. Este módulo es un circuito integrado destinado a la amplificación de señales y su uso es apropiado en la mayoría de sensores que tienen un rango de funcionamiento de milivoltios.

3.4.1. Termocupla tipo K

La termocupla tipo K posee las características indicadas en la tabla 17:

Tabla 17.
Características de la termocupla tipo K

Supply Voltage	3.3. to 5 VDC
Operating Current	about 50mA
Measurement Range	0 to 1024 deg C (32 deg F to 1875 F)
Measurement Resolution	+/- 0.25 Deg C (+/- 0.45 Deg F)
Output	Uses a SPI Interface
Required SENSOR	K Thermocouple

Fuente: (Adafruit)

3.4.2. Módulo MAX6675

Este módulo internamente presenta un circuito como se indica en la figura 44, el cual esta acondicionado específicamente para termocuplas.

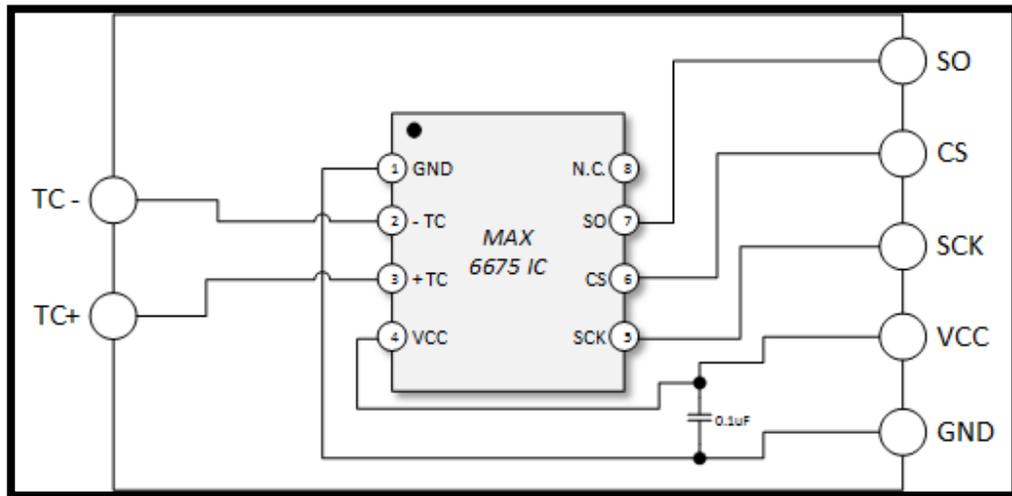


Figura 44. Configuración del módulo Max 6675.

Fuente: (Adafruit)

Físicamente el modulo tiene los siguientes pines de entrada y salida como se indica a continuación en la figura 45.

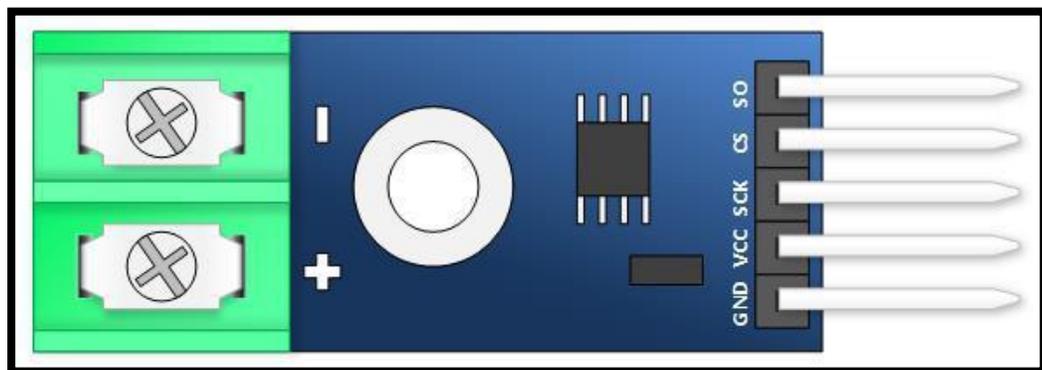


Figura 45. Pines del módulo Max 6675.

Fuente: (Adafruit)

- SO: Siendo la salida serial del módulo y que será leída por el Arduino.
- CS: Selector de chip, con 0V, le dice al módulo que para suministrar una salida de debe sincronizar con un reloj.
- SCK: El reloj serial, una entrada desde el Arduino.

- VCC: Entrada a 5V.
- GND: Tierra.
- -(O menos): El negativo de la termocupla.
- +(O más): El positivo de la termocupla.

3.4.3. Programación del microcontrolador

Los microcontroladores Arduino son una poderosa plataforma de controladores con código libre de programación en C que facilita la mayoría de proyectos gracias a su versatilidad, consisten en una tarjeta que filtra y acondiciona las señales, un microcontrolador Atmega y varias librerías que facilitan la programación. En este proyecto utilizará un Arduino UNO como el de la figura 46.

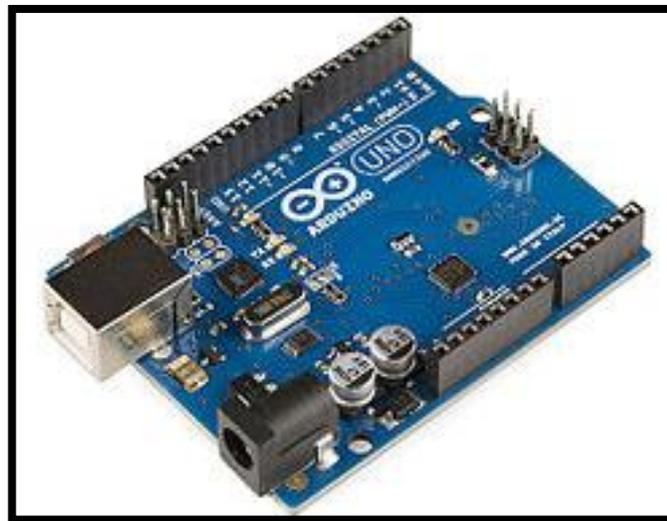


Figura 46. Arduino.

Fuente: (Arduino)

Para poder realizar la lectura de la temperatura es necesario conectar la termocupla al módulo Max6675, el cual posteriormente será conectado al Arduino como se indica en la figura 47.

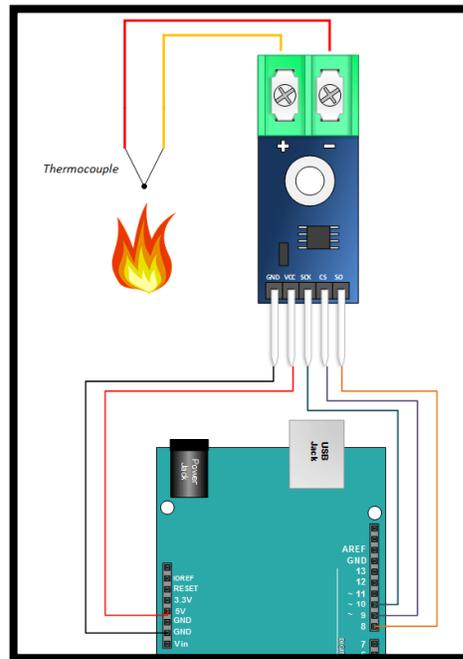


Figura 47. Conexión de Arduino y Max6675.

Fuente: (Adafruit)

Una vez realizada la conexión se procede a cargar el código de programación, este código permite obtener la señal desde el módulo max6675 y transformarla a grados centígrados, el código se presenta en las figuras 48 y 49.

```
// declaro las librerias a usar, tanto del max6675 y de la pantalla
#include "U8glib.h"
#include "max6675.h"
// declaro los pines a los que la termocupla funcionara
int ktcS0 = 4;
int ktcCS = 5;
int ktcCLK = 6;

// declaro una variable para igualarla a una temperatura
int a=0;

//declaro los pines
MAX6675 ktc(ktcCLK, ktcCS, ktcS0);

//declaro el chip que usa el oled
U8GLIB_SH1106_128X64 u8g(U8G_I2C_OPT_NO_ACK);

//declaro los comandos de la pantalla
void draw(void) {
// declaro el tipo de fuente de letray su posicion
  u8g.setFont(u8g_font_gdr25);
  u8g.setPrintPos(30, 60);

// imprimo el valor adquirido del sensor
  u8g.print(a);
  u8g.setPrintPos(90,60);
  u8g.print("C");
}
```

Figura 48. Programación A.

```

    u8g.setPrintPos(20,25);
    u8g.print("Temp:");
}

void setup(void) {
    // declaro la alimentacion del sensor
    pinMode(2,OUTPUT);
    pinMode(3,OUTPUT);
    delay(100);
    digitalWrite(2,LOW);
    digitalWrite(3,HIGH);
    delay(100);
}

void loop(void) {

    // valor adquirido multiplicado por un factor de correccion
    a=ktc.readCelsius()*9.58;
    u8g.firstPage();
    do {
        draw();
    } while( u8g.nextPage() );

    // reconstruir despues de un tiempo
    delay(500);
}

```

Figura 49. Programación B.

Con las pruebas se determinó ubicar el sensor fuera de la cámara de secado por la facilidad de instalación y surgió la necesidad de determinar un factor de corrección para establecer la temperatura en el interior del horno. Posteriormente los datos se muestran en una pantalla OLED LCD de color azul.

Todos estos elementos se ubicaran dentro de una caja de conexiones JB (Junction Box) a la cual solo tendrá acceso el personal autorizado por la empresa.

CAPÍTULO 4

DISEÑO TÉRMICO

En el presente capítulo se realizan los cálculos necesarios para diseñar un lanzallamas a base de gas licuado de petróleo, capaz de producir la suficiente energía para eliminar la humedad presente en la arena y transformarla en vapor de agua, obteniendo así arena seca. Además se presenta los cálculos del estado transitorio con la finalidad de establecer en cuánto tiempo la arena se seca.

De igual manera, se presenta un estudio de las condiciones físicas que tiene la arena utilizada en la planta de producción de mortero, para determinar la cantidad de humedad presente en la misma.

4.1. ANÁLISIS TÉRMICO EN ESTADO ESTABLE

Para el correcto dimensionamiento de la fuente de calor es necesario estimar un consumo de calor por parte del horno, para lo cual, se considera el calor necesario para convertir el agua presente en la arena en vapor de agua y las pérdidas de calor que sufre el sistema en estado estable como se ilustra en la figura 50.

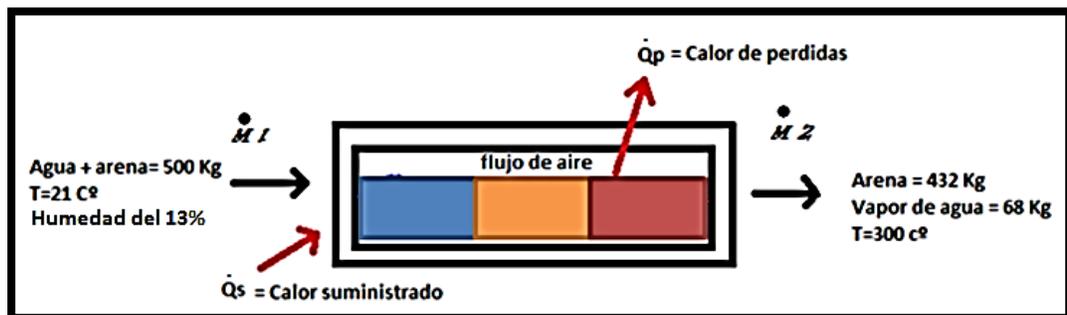


Figura 50. Consumo de calor en estado estable.

Donde se asumirá las siguientes temperaturas:

- La temperatura interior será la temperatura promedio, considerando la temperatura al inicio del horno como la del lanzallamas $T_i = 300\text{ }^\circ\text{C}$ o $573.15\text{ }^\circ\text{K}$. Con esta temperatura se espera un secado óptimo de la arena sin alterar sus propiedades.
- Temperatura de los alrededores T_∞ o $T_{alrededores}$ o temperatura ambiente $T_a = 20\text{ }^\circ\text{C}$ o $293.15\text{ }^\circ\text{K}$.
- Por cuestiones de diseño y facilidad de cálculo se asume que la temperatura de los gases es la misma que la pared interior del horno. En realidad estas dos temperaturas difieren en su valor puesto que existe movimiento de aire en el interior del horno, este movimiento de aire se debe al aumento de temperatura y como consecuencia disminuye su densidad, reemplazándose así por un fluido ambiental de menor temperatura.

Para determinar una temperatura promedio en el interior de la cámara de secado, por medio de un software de simulación se ingresaron los parámetros de funcionamiento para obtener las temperaturas en las diferentes regiones del horno, véase la figura 51.

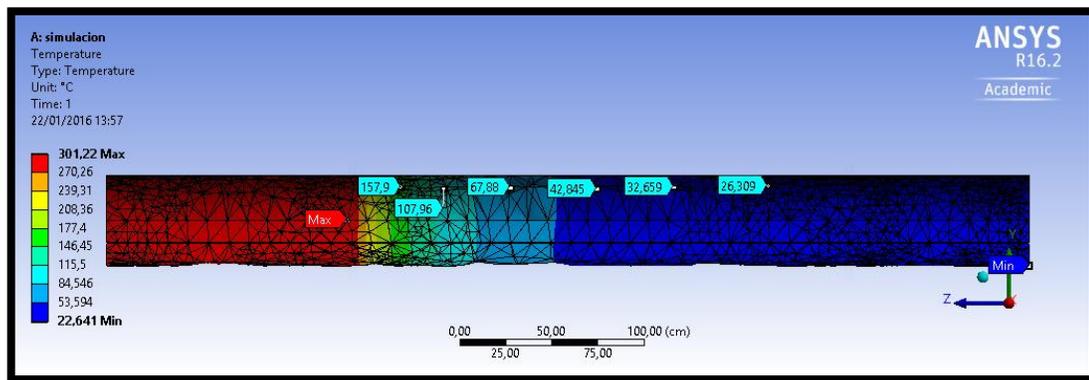


Figura 51. Secciones de acuerdo a la temperatura.

De las temperaturas obtenidas en la figura 51 se puede determinar la temperatura promedio:

$$T_p = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6 + T_7 + T_8 + T_9 + T_{10}}{10}$$

$$T_p = \frac{300 + 270.2 + 239.3 + 208.4 + 177.4 + 146.5 + 115.5 + 84.6 + 53.6 + 22.6}{10}$$

$$T_p = 161.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Haciendo uso de la ecuación 8 se puede determinar la energía necesaria para elevar la temperatura del horno hasta 161.8 °C.

$$Q_p = \frac{T_1 - T_2}{n_1 + n_2 + n_3 + n_4 + n_5}$$

$$Q_p = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{2 * \pi * r_1 * L * h_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 * \pi * k_a * L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 * \pi * k_b * L} + \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2 * \pi * k_c * L} + \frac{1}{2 * \pi * h_4 * r_4 * L}}$$

Dónde:

- $r_1 = 0,245 \text{ m}$; $h_1 =$ coeficiente de convección del aire a $161.8 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $r_2 = 0.255 \text{ m}$; $k_a =$ coeficiente de conducción del acero $= 47\left(\frac{W}{m K}\right)$.
- $r_3 = 0,275 \text{ m}$; $k_b =$ coeficiente de conducción del ladrillo refractario
- $r_4 = 0,277 \text{ m}$; $k_c =$ coeficiente de conducción del acero $= 47\left(\frac{W}{m K}\right)$.
- $r_5 = 0,277 \text{ m}$; $h_4 =$ coeficiente de convección del aire a $20 \text{ } ^\circ\text{C}$

Para el coeficiente de transferencia de calor por convección para el aire a $161.8 \text{ } ^\circ\text{C}$ ($434.95 \text{ } ^\circ\text{K}$) se tiene rangos como se puede ver en la tabla 18. Un valor más exacto para este coeficiente es $h = 22\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$ el cual se utiliza comúnmente para este tipo de sistemas, para $20 \text{ } ^\circ\text{C}$ se usará $h = 5\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$. (Morán, 2014)

Tabla 18.
Coefficientes de transferencia de calor

Medio	Coefficiente de transferencia de calor h (W/m ² · K)
Aire (convección natural)	5-25
Aire/vapor supercalentado (convección forzada)	20-300

Fuente: (Incropera, 1999)

Por lo tanto:

$$Q_p = \frac{434.95 - 293.15}{\frac{1}{2 * \pi * 0.245 * 5 * 22} + \frac{\ln\left(\frac{0.255}{0.245}\right)}{2 * \pi * 47 * 5} + \frac{\ln\left(\frac{0.275}{0.255}\right)}{2 * \pi * 0.37 * 5} + \frac{\ln\left(\frac{0.277}{0.255}\right)}{2 * \pi * 47 * 5} + \frac{1}{2 * \pi * 5 * 0.277 * 5}}$$

$$Q_p = 3998.05 \text{ Joules}$$

4.1.1. Dimensionamiento del lanzallamas

Para poder dimensionar un lanzallamas apropiado para el horno secador de arena es necesario conocer las propiedades físicas de la arena, en este caso se realizó un estudio en los laboratorios de la Pontificia Universidad Católica del Ecuador donde se determinó el porcentaje de humedad retenida en la arena utilizada en la planta, para lo cual se comparó el peso de una muestra de arena antes y después de secarla, donde se obtuvo los resultados presentes en la tabla 19.

Tabla 19.
Obtención de la humedad de la materia prima

Contenido de humedad				
Materia Prima	Arena rosada		Arena azul	
Peso muestra húmeda + tarro (gr)	41,52	42,70	43,75	30,66
Peso muestra seca + tarro (gr)	38,78	39,79	40,74	29,22
Peso muestra seca (gr)	21,01	21,07	21,78	10,51
Contenido de Humedad (%)	13,04%	13,81%	13,82%	13,70%
Contenido Promedio de Humedad (%)	13,43%		13,6%	

El porcentaje de humedad de la arena es del 13.6%, según las normas ASTM C 778 20-30 SAND y ASTM C 778 GRADED SAND el porcentaje de humedad presente en la arena usada en la producción de mortero debe ser menor al 5%, por lo que la arena en estas condiciones no es apta para el uso en la mezcla de mortero.

El objetivo principal del horno es eliminar la humedad de la arena, para esto se debe determinar la cantidad de agua que se debe evaporar, por lo tanto, considerando la masa de arena que se encuentra en el interior del horno calculada en la sección 3.2.2 y un porcentaje de humedad del 13.6% como se indicó en la tabla 17, se puede determinar la masa de agua presente en la arena.

$$masa\ de\ agua = \frac{27.9\ Kg * 13.6\%}{100\%} = 3.8\ kg$$

De acuerdo a la normativa la cantidad de agua no debe superar al 5%, es decir que la cantidad de agua a evaporar es:

$$masa\ de\ agua\ a\ evaporar = \frac{3.8\ Kg * 95\%}{100} = 3.6Kg$$

Con la cantidad de agua que se necesita evaporar se puede determinar la cantidad de energía necesaria para convertir esta agua en vapor de agua, para lo cual primeramente

se deberá elevar la temperatura del agua a los 100°C. Para determinar la energía necesaria para este proceso se puede utilizar la ecuación 9.

$$Q = c * m * \Delta T$$

Dónde:

- c = Calor específico
Para el agua $c = 4180 \text{ (J/ Kg}^{\circ}\text{K)}$
Para la arena $c = 795 \text{ (J/ Kg}^{\circ}\text{K)}$
- ΔT = variación de temperatura

Por lo tanto:

$$Q_1 = m * \text{calor específico} * \Delta T$$

$$Q_1 = 3.6 * 4180 * (373,15 - 293,15)$$

$$Q_1 = 1203840 \text{ Joules}$$

Posteriormente se debe calcular la energía necesaria para transformar esa cantidad de agua a 100°C en vapor de agua, para lo cual se puede utilizar la ecuación 10.

$$Q = m * L_v$$

$$L_v = \text{Calor latente de evaporación de agua } (2260 * 10^3)$$

Por lo tanto:

$$Q_2 = 3.6 * (2260 * 10^3) = 8136000 \text{ Joules}$$

Se puede determinar la variación de la entalpía a través de la siguiente fórmula:

$$\begin{aligned}\Delta h &= Q_1 + Q_2 \\ \Delta h &= 1203840 + 8136000 \\ \Delta h &= 9339840 \text{ Joules}\end{aligned}$$

Finalmente se debe calcular la cantidad de calor que absorbe la arena durante este proceso en el cual la arena, al igual que el agua, llega a una temperatura de 100 °C:

$$\begin{aligned}Q_1 &= m * \text{calor específico} * \Delta T \\ Q_1 &= (27.9 - 3.8) * 795 * (373,15 - 293,15) \\ Q_1 &= 1532760 \text{ Joules}\end{aligned}$$

Considerando el sistema dentro de un volumen de control como se indicó en la figura 51 donde no hay acumulación y salida de masa se tiene:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$$

Es decir que el flujo másico es constante por lo tanto para determinar el valor de la fuente de calor se debe sumar el calor de pérdidas más la variación de entalpía:

$$\begin{aligned}W_{fuente} &= \text{calor de pérdidas} + \text{variación de entalpía del agua para evaporarse} \\ &\quad + \text{calor absorbido por la arena}\end{aligned}$$

$$W_{fuente} = 3998.05 + 9339840 + 1532760 = 10876598.05 \text{ Joules}$$

Durante el cálculo del estado transitorio se determina que la arena permanece dentro del horno durante 8.5 minutos (sección 4.2.5), es decir 510 segundos. Transformamos a Watts para determinar la potencia necesaria:

$$P = \frac{10876598.05 \text{ Joules}}{510 \text{ seg}} = \mathbf{21326.7 \text{ Watts}}$$

Es decir que 21.3 KW son suficientes para secar 27.9 Kg de arena en 8.5 minutos. En la tabla 4 se indicó que el poder calorífico del gas LP es de 36 KW, por lo tanto es un combustible capaz de abastecer la suficiente energía calórica a la cámara de secado.

4.2. BALANCE ENERGÉTICO EN ESTADO TRANSITORIO

Es importante estimar el tiempo en que el equipo se estabiliza. Para el cálculo del tiempo de estabilización, es necesario considerar varios parámetros y variables que intervienen en el modelo matemático del estado transitorio, los cuales son:

Temperatura inicial de la arena: La temperatura inicial de la arena a la cual ingresa al horno para iniciar el proceso de secado es 20°C.

Temperatura de los alrededores: La temperatura de los alrededores es la misma de los gases a 100°C. Las propiedades del aire a 100°C se obtuvieron del anexo 2 y son:

$$\rho = 0.946 \left(\frac{Kg}{m^3} \right)$$

$$C_p = 1.009 \left(\frac{KJ}{Kg K^\circ} \right)$$

$$\mu = 21.81 * 10^{-6} \left(\frac{Ns}{m^2} \right)$$

$$v = 23.05 * 10^{-6} \left(\frac{m^2}{s} \right)$$

$$kf = 30.95 * 10^{-3} \left(\frac{W}{m * K} \right)$$

$$\alpha = 32.42 \left(\frac{m^2}{s} \right)$$

$$Pr = \text{Número de Prandtl} = 0.7111$$

Dimensiones de la arena: Se considerará la geometría de la arena como la de un cilindro ya que adopta la forma de la cámara de secado, la masa promedio de arena dentro del horno es de 27.9Kg (sección 3.2.2).

Propiedades de la arena: Las propiedades de la arena son las siguientes:

$$\rho = 1990 \frac{Kg}{m^3}$$

$$Cp = 290 \frac{J}{Kg K}$$

$$Ks = 1.13 \frac{W}{m * K}$$

$$v = 89.2 * 10^{-6} \left(\frac{m^2}{s} \right)$$

El valor de viscosidad cinemática fue tomada en referencia al sílice que es el principal compuesto de la arena.

4.2.1. Cálculo del flujo de calor

Es importante calcular el flujo de calor en un sistema para poder determinar la cantidad de energía que se está entregando al mismo. En muchos problemas prácticos el flujo de calor se considera como constante, bajo estas condiciones los resultados se presentan de acuerdo al número Grashof el cual se determina mediante la ecuación 17.

$$Gr_x^* = Gr_x Nu_x = \frac{g \beta q_w x^4}{K_f v^2}$$

Dónde:

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$\beta = \frac{1}{T} \quad T = 100 C^\circ = 373.15 K^\circ$$

$$q_w = \text{Calor entregado por la fuente} = 36000 W/m^2$$

$x = \text{Longitud de transporte de la arena} = 5 \text{ m}$

$$kf = 30.95 * 10^{-3} \left(\frac{W}{m * K} \right)$$

$$v = 23.05 * 10^{-6} \left(\frac{m^2}{s} \right)$$

Por lo tanto el número de Grashof es:

$$Gr_x^* = 8.30 * 10^{11}$$

4.2.2. Cálculo del número de Nusselt

Este parámetro es igual al gradiente de temperatura adimensional en la superficie y proporciona una medida de la transferencia de calor por convección que ocurre en la superficie. Considerando el número de Grashof y el número de Prandtl:

$$Gr_x^* = 8.30 * 10^{11}$$

$$Pr_f = 0.7111$$

$$Gr_x^* Pr_f = 5.9 * 10^{11}$$

El término $Gr_x^* Pr_f$ está dentro del intervalo turbulento (sección 2.7.11) para un flujo de calor constante, entonces Nusselt se calcula mediante la ecuación 19:

$$Nu_{xf} = \frac{hx}{kf} = 0.17 (Gr_x^* Pr_f)^{\frac{1}{4}} \quad (2 * 10^{11} < Gr_x^* Pr_f < 10^{16})$$

$$qw = \text{constante}$$

$$Nu_{xf} = 148.96$$

El valor del coeficiente de transferencia de calor por convección para el horno de acuerdo a las condiciones establecidas es:

$$Nu_{xf} = \frac{hx}{kf} \quad \rightarrow \quad h = \frac{Nu_{xf} * kf}{x}$$

$$Nu_{xf} = 148.96$$

$$kf = 30.95 * 10^{-3} \left(\frac{W}{m * K} \right)$$

$$x = 5 \text{ m}$$

$$hx = 0.92 \frac{\text{Watts}}{m^2 * K}$$

4.2.3. Cálculo del tiempo invertido en elevar la temperatura a 100 °C

Aplicando la ecuación 21 se puede determinar una aproximación del tiempo necesario para que la arena húmeda alcance una temperatura de 100 °C. Para lo cual se puede considerar como dos sistemas diferentes el agua y la arena, para determinar cuál de los dos demora más tiempo en llegar a los 100 °C, por lo tanto:

Para el agua:

$$t = -\frac{mc}{R} \ln\left(1 - \frac{R}{P}(T - T_0)\right)$$

El valor de del coeficiente de perdidas es igual al área expuesta multiplicado por el coeficiente de transferencia hx . Sabiendo que el volumen de arena dentro del horno es del 15% se puede determinar mediante trigonometría el área de arena expuesta al lanzallamas, que sería el producto de la longitud del tubo por el largo de la sección de arena (ver figura 52), por lo tanto. (O'Connell, 1999)

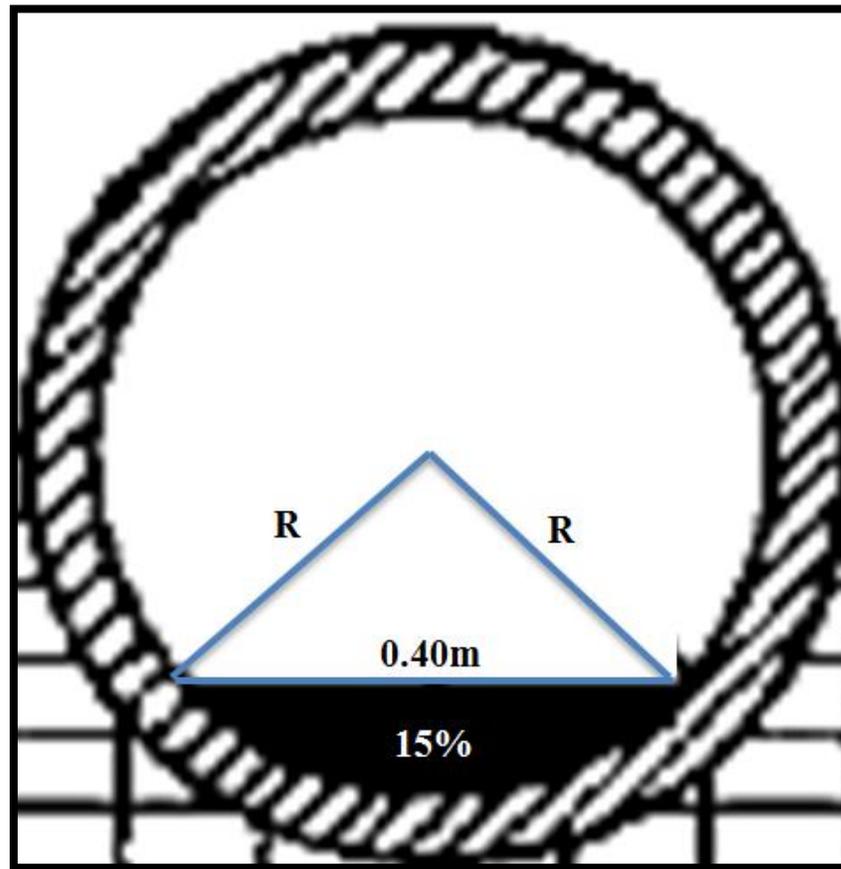


Figura 52. Nivel de llenado de arena

$$R = Area * hx$$

$$R = (0.40 * 5) * 0.92$$

$$R = 1.84 \frac{Watts}{K}$$

Por lo tanto:

$$t = -\frac{3.6 * 4180}{1.84} \ln\left(1 - \frac{1.84}{36000} (373.15 - 293.15)\right)$$

$$t = 33.5 \text{ s}$$

Para la arena:

$$t = -\frac{mc}{R} \ln\left(1 - \frac{R}{P}(T - T_0)\right)$$

$$t = -\frac{(27.9 - 3.8) * 795}{1.84} \ln\left(1 - \frac{1.84}{36000}(373.15 - 293.15)\right)$$

$$t = 42.7 \text{ s}$$

Se puede considerar que la mezcla de arena húmeda llega a una temperatura de 100 °C en aproximadamente 43 segundos, ver figura 53:

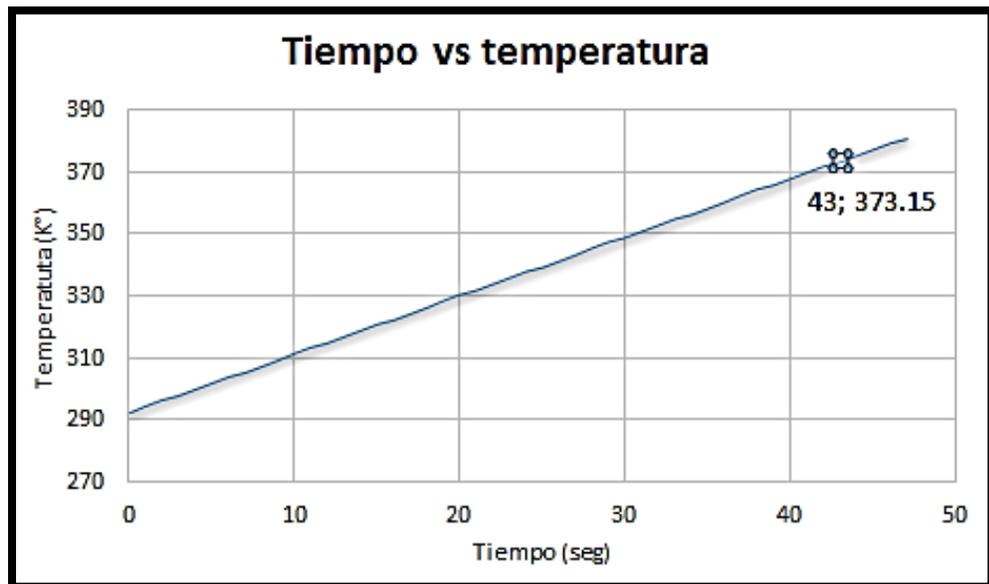


Figura 53. Tiempo vs. Temperatura

4.2.4. Cálculo del tiempo invertido en evaporar el agua presente en la arena

Aplicando la ecuación 22 se puede determinar el tiempo que demora el agua en evaporarse después de haber alcanzado los 100 °C en un tiempo t_1 .

$$t = \frac{m_e L_v}{P - R(373.15 - T_0)} + t_1$$

$$t = \frac{3.6 * (2260 * 10^3)}{36000 - 1.1(373.15 - 293.15)} + 42.7$$

$$t = 269.3$$

Por lo tanto el agua presente en la arena se evapora después de 4.5 minutos.

4.2.5. Transporte del material en los hornos secadores

La fórmula de Bureau of Mines de los Estados Unidos para el tiempo de paso de las partículas de material a lo largo de un horno cilíndrico para arena es:

$$t = \frac{1.77 * l * \sqrt{\emptyset}}{p * d * n} * F \quad (31)$$

En la cual:

- t = tiempo de paso, en minutos.
- l = largo del horno, en metros.
- p = pendiente del horno, en grados.
- d = diámetro del secadero, en metros.
- n = vueltas por minuto.
- \emptyset = talud natural del material seco, en grados.
- El talud natural para materiales áridos es, aproximadamente, 36° , lo que es suficiente para fines prácticos.
- F = factor que tiene en cuenta las estrangulaciones en el cilindro, es decir los dispositivos de elevación (palas) o las celdas, los cuales duplican aproximadamente el tiempo de paso a lo largo del cilindro, por tanto se asume que $F = 2$. (Duda, 1977)

Para las dimensiones de diseño del horno y una pendiente de 5° , el tiempo para transportar la arena utilizando la ecuación 35 es:

$$t = \frac{1.77 * 5 * \sqrt{36}}{5 * 0.5 * 5} * 2$$

$t = 8.5$ minutos

Ese es el tiempo aproximado que las partículas de arena permanecerán dentro de la cámara de secado. Es necesario conocer este tiempo para comparar con el tiempo que la arena demorará en secarse, en caso que la arena se seque en un tiempo superior a 8.5 minutos se deberá redimensionar el lanzallamas o disminuir las revoluciones a las que gira el horno.

4.2.6. Análisis de resultados en estado transitorio

Con los resultados obtenidos se pudo demostrar que el agua presente en la arena se evapora durante los primeros 4.5 minutos aproximadamente, el resto del tiempo (4 minutos aprox.) que la arena permanece dentro del horno absorbe calor proporcionado por el lanzallamas y a su vez calienta el vapor que se eliminó. El sistema no llega a estabilizarse puesto que la temperatura del lanzallamas es de aproximadamente 300 °C y durante los 8.5 minutos que la arena permanece dentro del horno no llega a esta temperatura.

Tomando en cuenta los resultados obtenidos en la sección 4.1.1 el gas licuado de petróleo es un combustible apropiado para la aplicación de secado de arena, por lo tanto, una opción viable para la construcción de la fuente de calor es un quemador de pre mezcla (figura 54), por ser muy económico y de construcción sencilla.

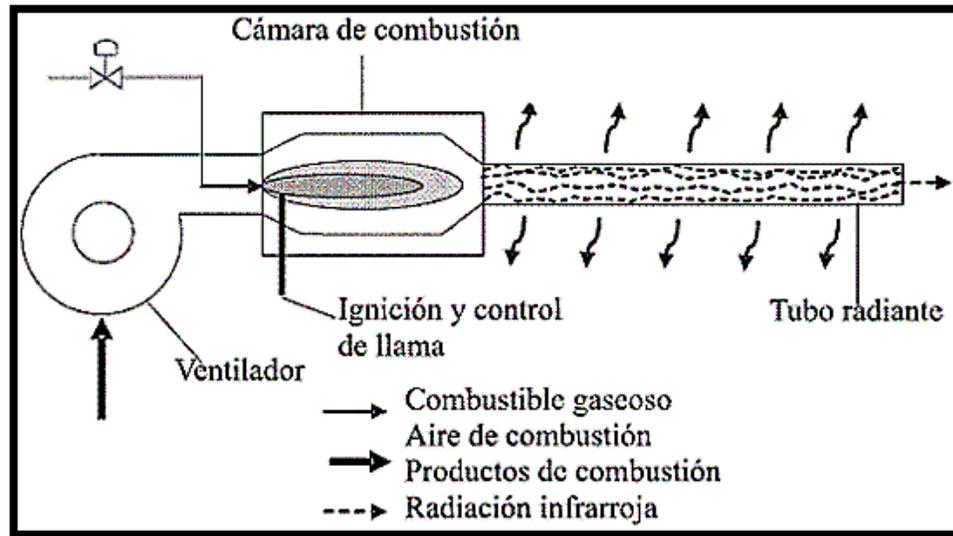


Figura 54. (Arreita, 2005)

Además, como cuenta con una cámara de pre mezclado las partículas de gas que se mezclan de manera íntima con el aire, lo que permite una excelente combustión con una baja cantidad de combustible. Tiene una capacidad que va desde los 50.000BTU/H hasta los 250.000 BTU/H (anexo 4).

La llama característica de este tipo de quemador presenta 3 zonas (figura 55), un cono interior que es donde se precalienta la mezcla, en el frente de la llama ocurre una oxidación parcial del combustible y en el cono exterior se oxida el combustible por la diseminación de oxígeno. (Silva, 2016)



Figura 55. Zonas de combustión de una llama.

Es importante obtener la mayor cantidad de llama de color azul (cono inferior), ya que esto indica que la combustión se está realizando correctamente, por lo tanto el consumo de gas LP será inferior. Para lograr esto se debe regular las válvulas de paso de gas LP y de aire hasta llegar a una combustión apropiada.

CAPÍTULO 5

CONSTRUCCIÓN, ENSAMBLAJE Y FUNCIONAMIENTO

En el presente capítulo se describe de manera general los procedimientos empleados en la construcción y ensamblaje de los elementos pertenecientes al horno rotatorio para secar arena. Además, se explica los parámetros utilizados en el maquinado de las piezas y las razones por las cuales se seleccionaron los elementos del horno.

5.1. CONSTRUCCIÓN

5.1.1. Maquinado de rodillos

El proceso de manufactura apropiado para la construcción de los rodillos es el torneado, técnica general para la construcción de piezas cilíndricas y redondeadas usando una herramienta de un solo filo. La pieza gira a varias revoluciones mientras que la herramienta se mantiene estacionaria. Para que la herramienta sea capaz de devastar a la pieza es necesario que su dureza sea superior, por lo tanto se seleccionó una herramienta con un inserto de carburo de tungsteno. Para realizar un torneado correctamente se debe considerar los siguientes parámetros:

- Velocidad del husillo (n): Es la velocidad a la que gira la pieza, se mide rpm.
- Velocidad de corte (v_c): Velocidad a la que el filo de corte mecaniza la superficie de la pieza, se mide en metros por minuto.
- Velocidad de avance (v_f): Es el desplazamiento de la herramienta en varias direcciones.
- Avance por revolución (f): Es el desplazamiento de la herramienta en una vuelta de la pieza, se mide en metros por revolución.
- Profundidad de corte (a_p): Es la mitad de la diferencia entre el diámetro previo a mecanizar y el obtenido con la mecanización.
- Angulo de posición (k): Ángulo entre el filo de corte y la dirección de avance.

- Sección de viruta: Son las dimensiones que tiene la viruta.

Todos estos parámetros dependen del material de la pieza, es decir con un material blando puedo tener una velocidad de corte mayor que con un material duro. Por lo tanto estos parámetros pueden ser calculados para aumentar la vida útil de la herramienta y optimizar el torneado. Para el acero AISI 4340 existen parámetros establecidos presentes en la tabla 20.

Tabla 20.
Parámetros de corte para el acero AISI 4340

Parámetros de corte	Torneado con metal duro		Torneado con acero rápido
	Torneado de desbaste	Torneado fino	Torneado fino
Velocidad de corte (vc) m/min.	90 - 160	100 - 160	12 - 20
Avance (f) mm/r	0,3 - 0,6	0,1 - 0,2	0,05 - 0,1
Profundidad de corte (ap) mm.	2 - 6	2	2
Mecanizado grupo ISO	P40 recubierto con TiAlN	P25	-

Fuente: (Bronces, 2015)

Establecidos los parámetros de corte se procedió al maquinado de los rodillos como se puede ver en la figura 56.

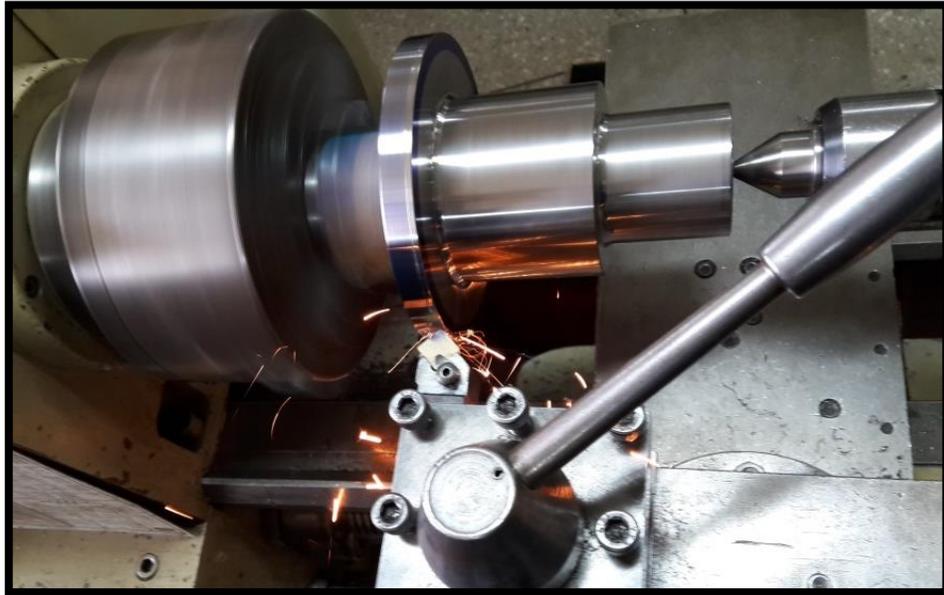


Figura 56. Maquinado de los rodillos.

Al finalizar el torneado de los rodillos se obtuvo las cuatro piezas mostradas en la figura 57.



Figura 57. Rodillos finalizados.

5.1.2. Tratamiento térmico de los rodillos

El acero 4340 a pesar que presenta una buena combinación de dureza y tenacidad es recomendable someterlo a un tratamiento térmico para incrementar su resistencia. Las normas técnicas indican que el temple para el acero AISI 4340 se lo debe realizar entre los 830°C y los 850°C, con enfriamiento en aceite (anexo 3).

El tiempo que la pieza debe permanecer dentro del horno en minutos es igual al diámetro de mayor tamaño en milímetros multiplicado por 0.7, para los rodillos este tiempo es de 90 minutos aproximadamente. Este tiempo empieza el momento que la superficie de los rodillos llega a los 850°C, por lo tanto, se decidió dejar los rodillos dentro del horno durante 3 horas antes de ser enfriados en aceite como se puede ver en la figura 58.



Figura 58. Temple de los rodillos.

Posteriormente para el alivio de tensiones se realizó un revenido a una temperatura de 500°C durante 8 horas (se recomienda 1-2 horas por pulgada). Después de estos

procesos la dureza de los rodillos debe llegar aproximadamente entre los 50 y 53 HRC como se puede ver en la figura 59.

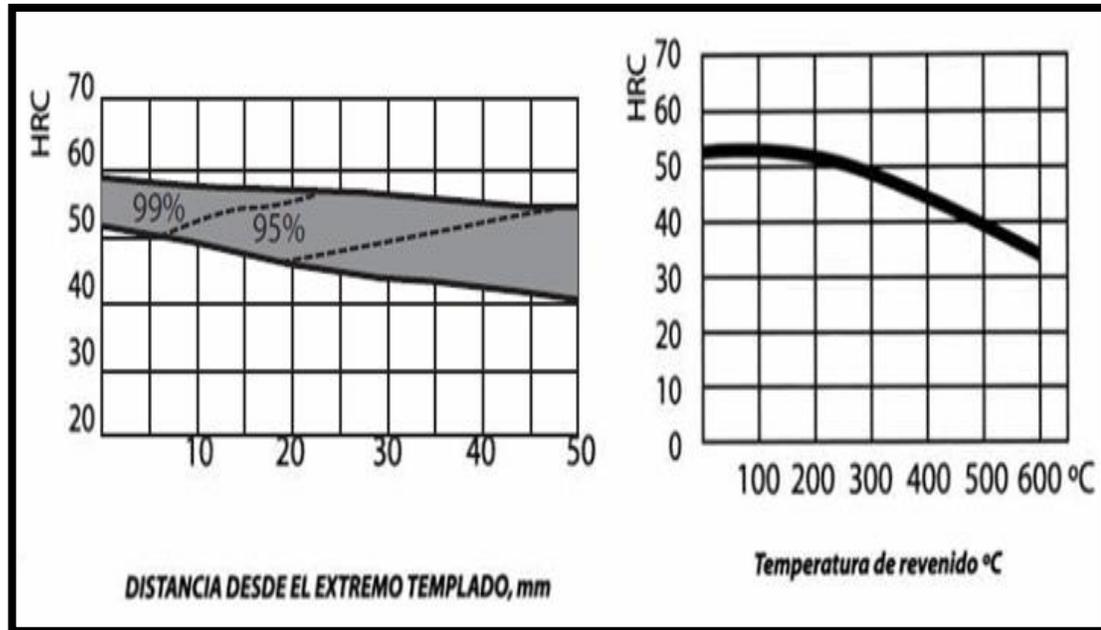


Figura 59. Curvas de temple y revenido para el acero AISI 4340.

Fuente: (Bronces, 2015)

5.1.3. Comprobación del aumento de dureza

Para comprobar el aumento de dureza se realiza una prueba no destructiva que nos permite saber el grado de dureza que tiene un acero. El grado de dureza se puede medir en varias escalas, las más comunes son la dureza Rockwell y la dureza Brinell, la diferencia entre estas escalas es simplemente el origen y método de medición. La escala Rockwell utiliza una punta diamante en forma de cono que penetra en el material y determina su dureza, Brinell utiliza una bola de acero que impacta el material y deja una huella, el tamaño de la huella determina la dureza.

Para el ensayo realizado en el acero AISI 4340 utilizado en la fabricación de los rodillos se utilizó una prueba de dureza Rockwell, donde primero se prepara la superficie de la muestra como se puede observar en la figura 60.



Figura 60. Preparación de la muestra de acero.

Posteriormente se lleva la probeta a la máquina de ensayos de dureza como se puede ver en la figura 61, la máquina de ensayos utilizo una punta de diamante, una carga de 150Kg y una precarga de 10Kg lo que corresponde a un ensayo para una dureza Rockwell C.



Figura 61. Ensayo de dureza.

Este proceso se repite para la probeta tratada térmicamente, donde se obtuvo los resultados presentes en la tabla 21.

Tabla 21.
Resultados de los ensayos de dureza

Probeta	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3	Resultado
Sin Tratamiento	27.8	30	28.8	28.9
Con Tratamiento	48.7	48.6	50.8	49.4

Los resultados obtenidos son cercanos a la dureza presente en las hojas técnicas del acero AISI 4340, es decir que el tratamiento térmico fue realizado con éxito.

5.1.4. Construcción del bastidor

El bastidor se decidió construirlo con concreto y varillas de acero por facilidad de la empresa ya que se dedican a la rama de la construcción, por lo tanto se diseñó un bastidor como el de la figura 62.

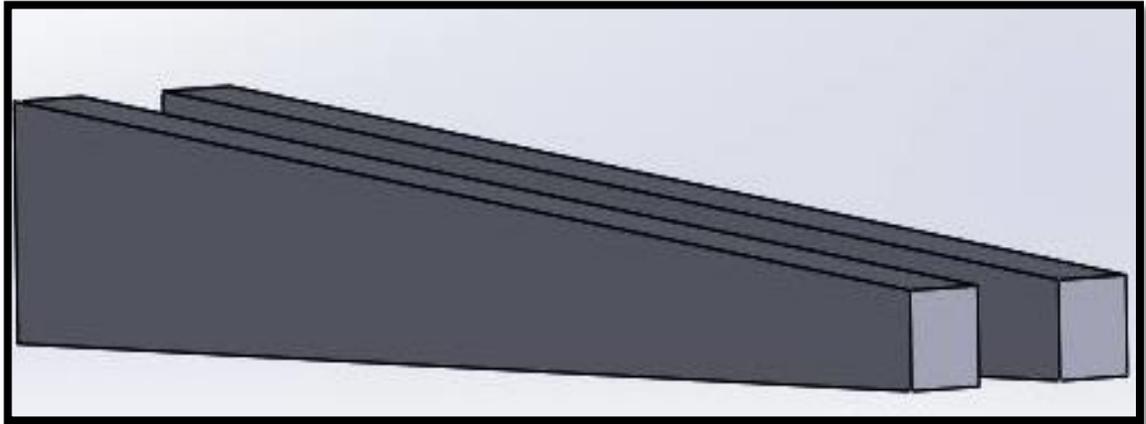


Figura 62. Diseño del bastidor.

Se inició cortando el piso para poder plantar cimientos robustos que permitan soportar la carga del horno como se puede ver en la figura 63.



Figura 63. Bases del bastidor.

Se hizo la fundición de una losa con varillas incrustadas como se puede ver en la figura 64.



Figura 64. Fundición de la losa.

Además se soldó los pernos (Figura 65) calculados en el capítulo 3 para ubicarlos en losa fundida.



Figura 65. Pernos soldados para las chumaceras.

Finalmente se obtuvo un bastidor como el de la figura 66.



Figura 66. Bastidor del horno secador de arena.

5.1.5. Construcción de la cámara de secado

La construcción de la cámara de secado estuvo a cargo de la empresa quienes cotizaron el servicio con terceros por ser un trabajo complejo por las dimensiones de la misma, los cálculos para el diseño se realizaron en el capítulo 3. La cámara de secado se puede observar en la figura 67.



Figura 67. Cámara de secado.

La cámara de secado está construida principalmente en acero negro (acero de tubería de oleoducto) y aceros bonificados para la construcción del engrane y las coronas.

5.1.6. Construcción de la tolva

Se decidió implementar una tolva de ladrillo refractario como se ve en la figura 68 para facilitar el ingreso de la arena a la cámara de secado, además se implementó una reja para evitar que ingrese basura o piedras al horno y una tapa que ayude a la retención de calor dentro de la cámara de secado y evitar que los trabajadores que se encuentran alimentando al horno con arena, no estén expuestos directamente al calor que escapa de la cámara de secado.



Figura 68. Tolva.

5.1.7. Construcción del tamiz

Se implementó un tamiz (figura 69) para completar la automatización del proceso de secado, el tamaño de grano determina el tipo de mortero que se puede producir, por lo tanto, es importante separar granos finos de gruesos.



Figura 69. Tamiz separador de granos.

5.1.8. Construcción de la base del motor

La base del motor se construyó con bloques de hormigón y vigas en “C” para la correcta instalación del motor y la caja reductora, lo cual es necesario para poder tensar correctamente la banda de transmisión que conduce las poleas del motor y de la caja reductora como se ve en la figura 70.



Figura 70. Construcción de la base del motor.

5.1.9. Construcción del lanzallamas

Para el diseño del lanzallamas se eligió realizar un quemador de pre mezcla al cual se lo mejoró con una entrada de aire potenciada con un soplador como en la figura 71.



Figura 71. Quemador de pre mezcla.

Fuente: (Arreita, 2005)

Se utilizó tubería de cobre de acuerdo a la normativa NTE INEN 2260 del cuerpo de bomberos, y se procedió a soldar con plata, se instalaron válvulas de gas y aire. Además se acopló un soplador de 2 pulgadas como se ve en la figura 72.



Figura 72. Lanzallamas de tipo Venturi artesanal.

5.2. INSTALACIÓN Y ENSAMBLAJE

5.2.1. Instalación de la cámara de secado

Para la instalación de la cámara de secado se utilizó un tecla de 4 toneladas para ubicar la cámara de secado sobre el bastidor, para obtener una instalación como la de la figura 73.



Figura 73. Instalación de la cámara de secado.

5.2.2. Selección de los sistemas de transmisión

La transmisión desde el motor a la cámara de secado es a través de bandas y engranes, además de una caja reductora. La implementación de una caja reductora surge por la necesidad de aumentar la vida útil del motor ya que no es recomendable usar un motor eléctrico a bajas revoluciones, además que las cajas reductoras mejoran el torque y facilitan la instalación. La caja reductora seleccionada es de 1HP y con una relación 40:1, como la de la figura 74.

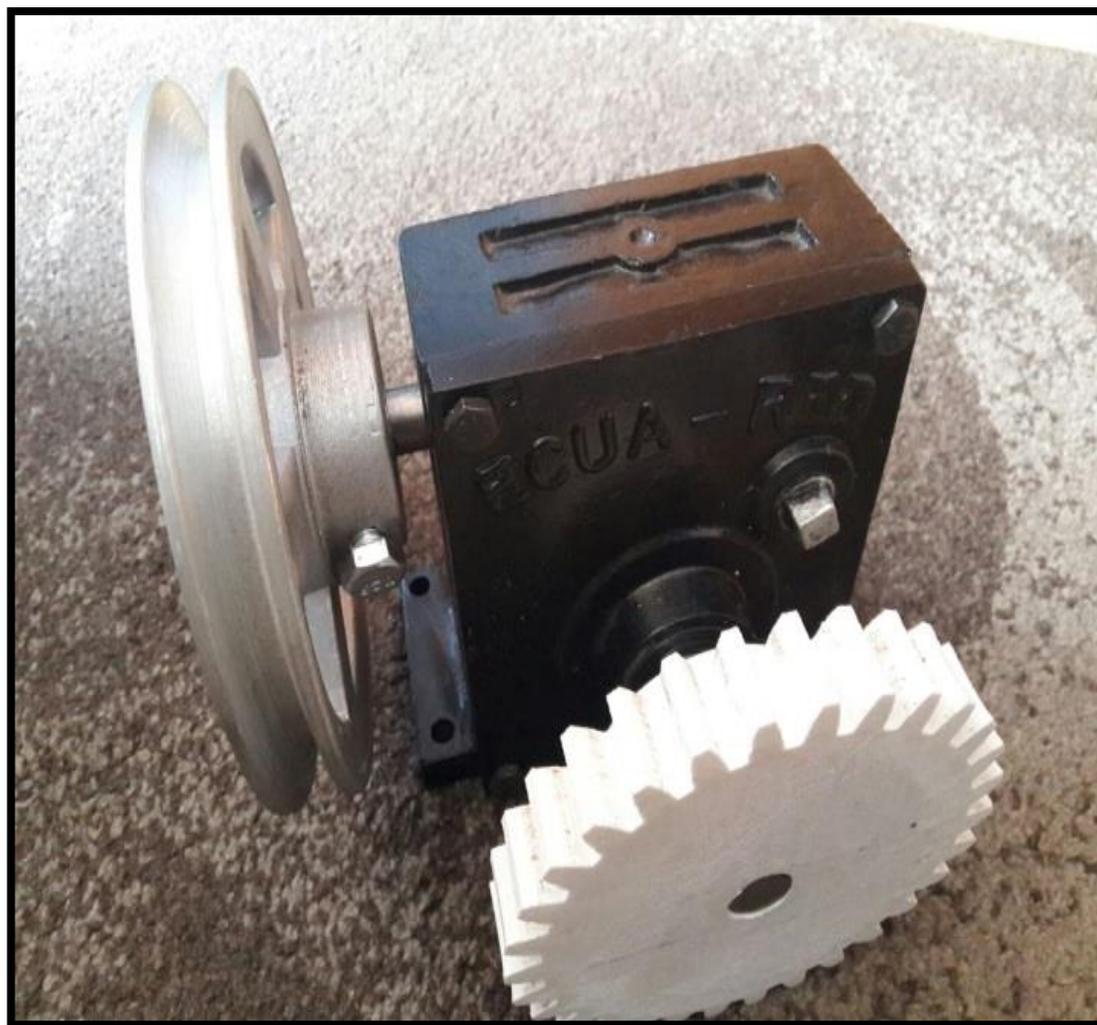


Figura 74. Caja reductora.

5.2.3. Selección de banda y poleas

Se seleccionó una polea de 4 pulgadas de diámetro para el eje del motor, ya que es un diámetro con las dimensiones apropiadas para la instalación, además que es de dimensiones similares a la polea de la caja reductora, de esta manera se obtiene un sistema como el de la figura 75.

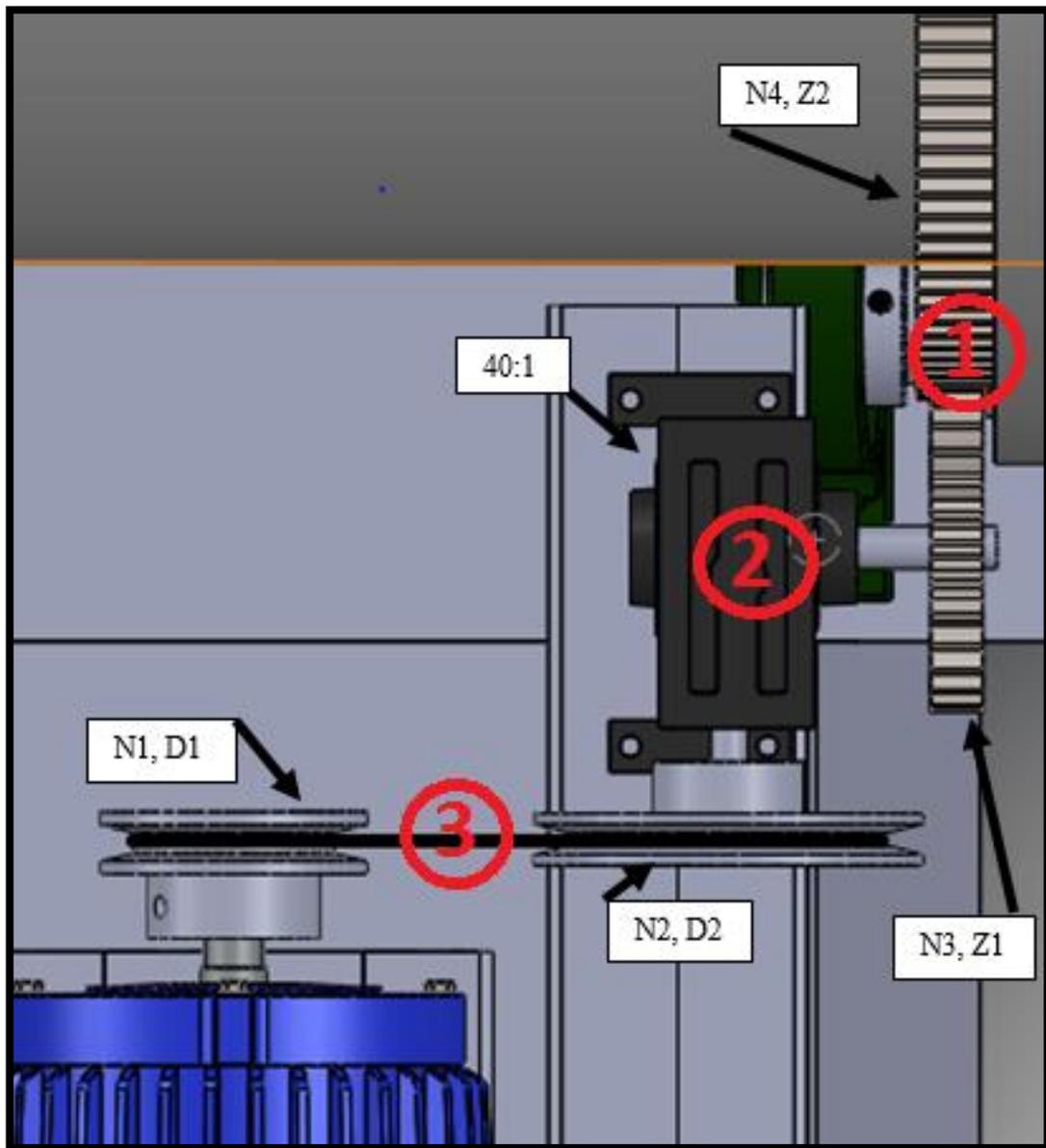


Figura 75. Transmisión mecánica.

Para calcular la velocidad que se obtiene a la salida de un sistema de transmisión es necesario definir 2 ecuaciones de transmisión de movimiento:

$$N1 * D1 = N2 * D2$$

Dónde:

- N1 = Número de RPM a la entrada del sistema.
- D1 = Diámetro de la polea conductora.
- N2 = Número de RPM transmitidas por la correa.
- D2 = Diámetro de la polea conducida.

$$N1 * Z1 = N2 * Z2$$

Dónde:

- N1 = Número de RPM a la entrada del engranaje.
- Z1 = Número de dientes del engranaje y de modulo igual al conducido.
- N2 = Número de RPM del engranaje conducido.
- Z2 = Número de dientes del engranaje conducido y de modulo igual al conductor.

Con estas ecuaciones definidas calculamos las velocidades requeridas con los siguientes datos:

- N4 = 5 RPM.
- Z1 = Módulo 4, 30 dientes.
- Z2 = Módulo 4, 151 dientes.
- D1 = 7,70 cm.
- D2 = 12,30 cm.

Reemplazando estos valores en la ecuación para el caso 1:

$$N3 * Z1 = N4 * Z2$$

$$N3 * 30 = 5 * 151$$

$$N3 = \frac{5 * 151}{30} = 25,167 \text{ RPM.}$$

Con una relación de transmisión 1:40 de la caja reductora se multiplica el valor de las RPM por 40:

$$25,167 * 40 = 1006,66 \text{ RPM.}$$

Por lo tanto para el caso 2:

$$N2 = 1006,66 \text{ RPM.}$$

Reemplazando finalmente en el caso 3:

$$N1 * D1 = N2 * D2$$

$$N1 * 7,70 = 1006,66 * 12,30$$

$$\mathbf{N1 = 1608,05 \text{ RPM.}}$$

Lo que nos indica que el motor debe girar a 1608 RPM para que la cámara de secado tenga 5 RPM. Posteriormente, para la selección de la banda que conecta a las poleas se necesita los siguientes valores: Velocidad en RPM del motor: 1610 y la potencia que usa el motor para mover el horno: 1HP. Con estos datos podemos recurrir a una tabla del fabricante de correas donde podremos seleccionar el tipo de banda, véase la figura 76.

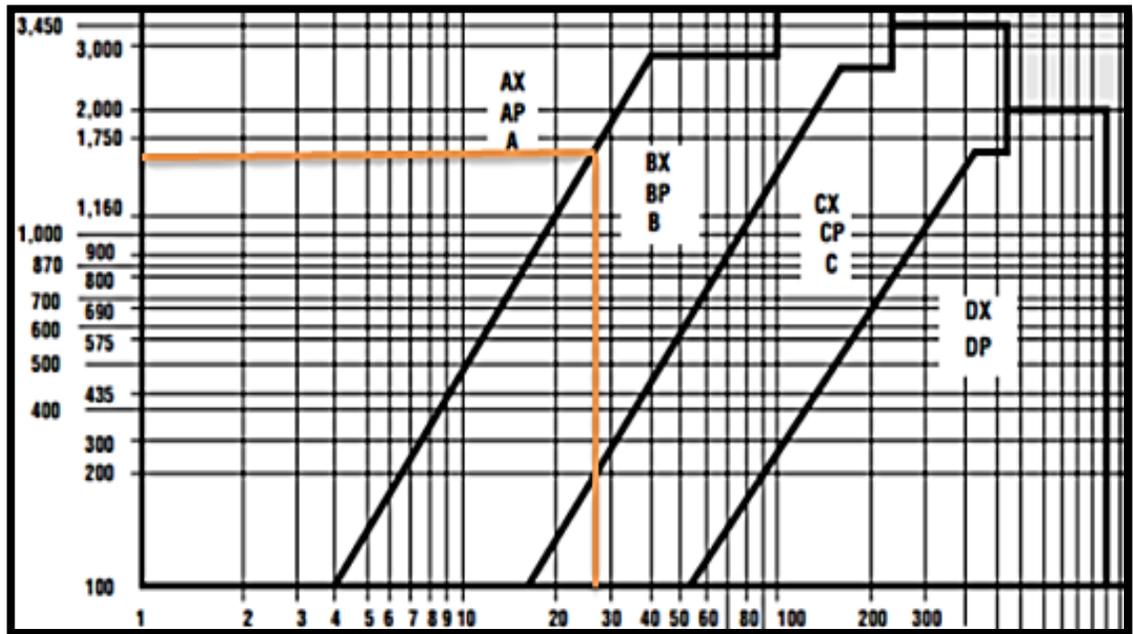


Figura 76. Selección de la polea.

Fuente: (Carlslile, 2015)

Donde podemos ubicar que la banda que se debe usar es una de clase AP y con una longitud de 29 cm ya que opera a los rangos solicitados por el sistema, la polea se muestra a continuación:



Figura 77. Banda AP29.

Una vez instalados los elementos de transmisión se debe tensar la banda, la tensión de la banda se determinó aplicando una fuerza moderada sobre la banda, la banda debe combarse hacia abajo 16mm por metro de ramal, este es un método empírico pero utilizado con frecuencia en la instalación de bandas. Finalmente la instalación de todo el sistema de movimiento se puede observar en la figura 78.



Figura 78. Sistema de transmisión de movimiento.

5.2.4. Instalación eléctrica

Para la instalación eléctrica se conectó las fases del motor al variador de frecuencia ubicado en la caja de conexiones. La conexión se realizó con cable eléctrico multifilar AWG 14 de 7 metros de largo. Además se instaló un disyuntor para la protección del variador de frecuencia como se puede ver en la figura 79.



Figura 79. Instalación eléctrica.

Se instaló la termocupla y los circuitos electrónicos necesarios para el acondicionamiento de su señal, todo con la finalidad de mostrar la temperatura del horno como se ve en la figura 80.

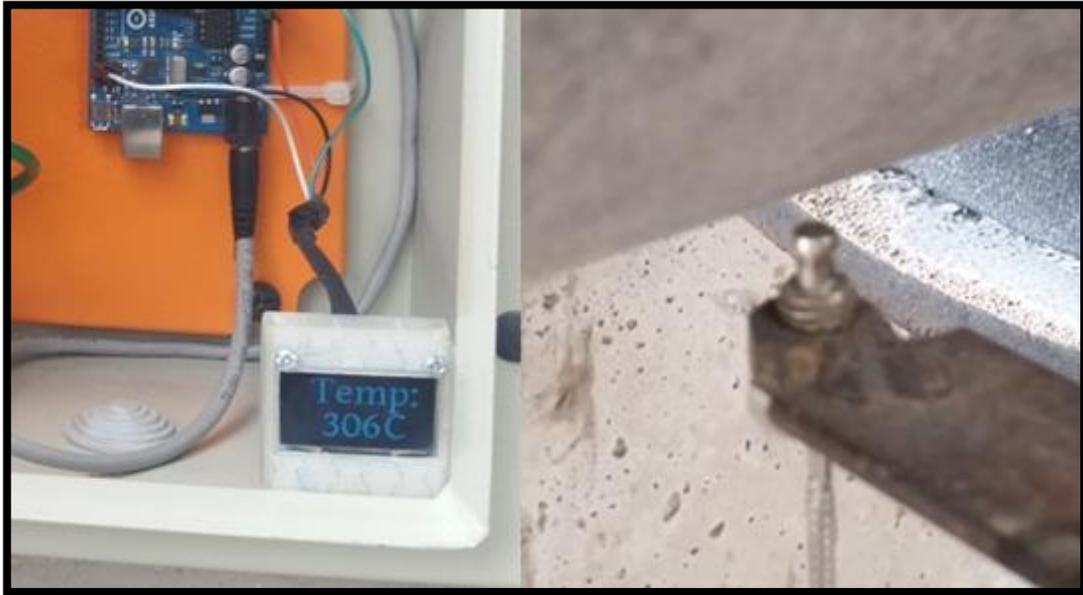


Figura 80. Instalación y funcionamiento de la termocupla.

5.2.5. Instalación de la línea de combustible

Para la instalación de gas se usó manguera para gas del tipo industrial que conecta el lanzallamas con los tanques de gas, los cuales se ubicaron en un espacio adecuado. El lanzallamas se puede ver en la figura 81 gracias a la alimentación de combustible.



Figura 81. Lanzallamas encendido.

5.2.6. Horno secador de arena

Finalizada la instalación de todos los componentes se obtuvo un conjunto como el que se indica en la figura 82.



Figura 82. Horno secador de arena.

5.3. FUNCIONAMIENTO

5.3.1. Pruebas de funcionamiento y resultados

Para las pruebas de funcionamiento se realizaron las siguientes pruebas con diferentes humedades en la arena:

- Arena no muy húmeda
- Arena húmeda
- Arena muy húmeda

Se realizaron pruebas similares a las realizadas en el capítulo 4 con las que se pudo determinar el porcentaje de humedad presente en las diferentes muestras de arena a partir de su peso antes y después de ser secada obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 22.
Resultados de las pruebas de funcionamiento

Contenido de humedad						
Materia Prima	Prueba 1		Prueba 2		Prueba 3	
Peso muestra húmeda + tarro (gr)	41,13	41,37	44,75	44,06	48,75	48,66
Peso muestra seca + tarro (gr)	39,88	39,89	39,78	39,22	39,74	39,52
Peso muestra seca (gr)	20,73	20,74	20,63	20,07	20,59	20,37
Contenido de Humedad (%)	3,04	3,58	11,11	10,99	18,48	18,78
Contenido Promedio de Humedad (%)	3,31		11,05		18,63	

Como se ve las muestras de arena seca tienen una masa similar para las tres pruebas, es decir que la arena se secó completamente. Para la arena que se encontraba muy húmeda (Prueba 3) fue necesario pasar la arena por el horno en dos ocasiones para que la arena se seque completamente, esto se debe a que el quemador fue dimensionado para un porcentaje de humedad del 13% y la arena muy húmeda tenía un porcentaje de humedad del 19%. Durante la primera pasada la arena quedó prácticamente seca, es decir, un porcentaje inferior al 5% lo cual cumple con la norma ASTM C 778 20-30 SAND y ASTM C 778 GRADED SAND, por lo tanto, la arena podría ser usada en la producción de mortero.

La transmisión mecánica del horno no presentó ningún inconveniente como lo son el ruido o atascamientos en los engranes, pero igual se debe realizar un correcto engrasado de las partes móviles del sistema de transmisión como las chumaceras, además, se debe revisar el nivel de aceite de la caja reductora constantemente y de ser necesario llenar con aceite del tipo SAE 80W90.

Uno de los resultados más importantes es el consumo de combustible, para comprobar el consumo se pesó los tanques de gas LP antes de su uso y se los volvió a pesar después de una hora de uso, ambos tanques redujeron su peso aproximadamente en medio kilogramo, es decir, un kilogramo de combustible por hora de trabajo. Un tanque de gas LP contiene 15 kilogramos de gas aproximadamente, por lo tanto si se trabaja 6

horas diarias, el consumo de gas semanal sería de 30 kilogramos equivalente a dos tanques de gas lo que reduce los costos de producción de manera muy significativa.

Otro resultado que se obtuvo con la primera prueba fue la correcta separación de granos de arena gracias al tamiz ubicado al final del horno como se puede ver en la figura 83.



Figura 83. Separación de los granos de arena.

La temperatura alcanzada en el horno fue similar a la obtenida en la simulación del software de diseño térmico, con 300°C donde se ubica el lanzallamas y 26°C donde se carga la arena como se puede ver en la figura 84.



Figura 84. Temperatura alcanzada en el horno.

Un inconveniente presente durante el proceso es el polvo que se levanta por el secado de la arena y es un factor que no se puede controlar, pero se lo puede prevenir usando el equipo de protección personal adecuado como lo son mascarillas y protectores visuales.

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS ECONÓMICO

El presente capítulo tiene como objetivo mostrar la inversión realizada para la construcción del equipo, determinando así su viabilidad económica. Se comenzará enunciando los siguientes parámetros: Costos directos, los costos indirectos y por último la evaluación financiera.

6.1. COSTOS DIRECTOS

Los costos directos se divide en: Materiales directo (Materia prima e insumos) y en mano de obra directo (Sueldos y salarios). Las materias primas son los recursos materiales que a través de un proceso se incorporan y transforman en parte del producto final. Mientras que la mano de obra directa es la fuerza de trabajo empleada para transformar a la materia prima.

6.1.1. Costos de la materia prima

A continuación en la tabla 23 se presenta los valores correspondientes a este rubro:

Tabla 23.
Costos de la materia prima

Material	Cantidad	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
BASTIDOR			
Chumacera de piso: 2 in	8	19,61	156,88
Eje acero AISI 4340 ϕ 130mm x 180mm	4	92	368
Pernos acero: M4	16	2,8	44,8
Tuercas acero: M4	16	0,33	5,28

Arandela: M4	16	0,19	3,04
Cemento	8	1,08	8,64
Ripio	8	1,1	8,8
Vigas de acero prefabricadas phi12	2	36	72
SISITEMA DE TRANSMISIÓN			
Polea de aluminio: ϕ 4in	1	4,5	4,5
Banda de transmisión: AP29	1	4,65	4,65
Caja reductora: 40:1	1	90	90
Engrane	1	45	45
COMPONENTES ELECTRÓNICOS			
Motor trifásico WEG 2HP	1	235	235
Variador de frecuencia WEG 2HP	1	295	295
Disyuntor 10A	1	9,9	9,9
Arduino UNO	1	33	33
Cable AWG 14	20	0,45	0,45
Display 4in	1	4,45	4,45
Termocupla tipo K	1	6,6	6,6
CÁMARA DE SECADO			
Tubería de Oleoducto: ϕ 20in x 5m	1	650	650
Pintura para alta temperatura: Negra	6	5,69	34,14
LANZALLAMAS			
Lanzallamas	1	12	12
Línea de combustible	15	2,65	39,75
Manguera reforzada	1	0,8	0,8
Válvula reguladora	1	12	12
TOTAL			2170,18

6.1.2. Costos de mano de obra directa

La de mano depende básicamente del costo hora máquina-hombre, costo del equipo eléctrico y el tiempo de mecanizado obtenido al realizar los procesos de construcción. Además se consideran los salarios de los trabajadores involucrados como se puede ver en la tabla 24:

Tabla 24.
Costos de la mano de obra directa

Operación	Tiempo (Hora)	Valor (USD/Hora)	Valor Total (USD)
Soldadura eléctrica	2	10	20
Pintado	6	4	24
Torneado	32	5	160
Fresado	1	5	5
Taladrado	1	3	3
Ensamblaje	4	15	60
Instalación eléctrica	2	10	20
Instalación de línea de combustible	3	15	45
Salario obreros	24	5	120
Construcción cámara de secado	1	1100	1100
Tratamiento térmico	10	10	100
TOTAL			1657

6.2. COSTOS INDIRECTOS

Al hablar de costos indirectos nos referimos a aquellos costos que no intervienen de manera directa en la construcción del equipo. Estos incluyen: Mano de obra indirecta (tabla 25), materiales indirectos (tabla 26) y gastos indirectos (tabla 27) u operativos.

Tabla 25.
Costos de la mano de obra indirecta

Detalle	Tiempo (Horas)	Valor (USD/Hora)	Valor Total (USD)
Ingeniería y diseño	100	6	600
Planos	10	4	40
Programación	10	5	50
TOTAL			690

Tabla 26.
Costos de los materiales indirectos

Elemento	Cantidad	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
Lija de grano fino	2	0,6	1,2
Lija de grano medio	2	0,9	1,8
Cinta aislante	1	1,5	1,5
Inserto de carburo	1	25,5	25,5
Desoxidante	1	8,6	8,6
TOTAL			38,6

Tabla 27.
Gastos indirectos

Concepto	Valor (USD)
Agua potable	20
Telefonía celular	10
Energía eléctrica	100
Movilización	200
Alimentación	250
Internet	50
TOTAL	630

6.3. COSTO TOTAL DEL PROYECTO

Para el costo total del sistema se consideran los costos directos de fabricación y costos de mano de obra, después se obtendrá el costo final del sistema tomando en cuenta la mano de obra de instalación y los imprevistos, se incluye también el margen de utilidad el cual se sugiere adoptar un valor entre el 15% y 30% adicional del costo de inversión del equipo, cabe recalcar que al asignar este porcentaje es relevante la oferta de productos similares en el mercado, es decir, la calidad, precio o promociones, para no exagerar ni tampoco minimizar la utilidad. En este caso se opta por un margen del 20%.

A continuación la tabla 28 indica el resumen de costos de todo el proyecto, que de manera general es representada por la siguiente ecuación:

$$Costos_{Total} = Costos_{Directos} + Costos_{Indirectos} + \% Utilidad \quad (36)$$

Tabla 28.
Costo total del equipo

Rubro	Valor (USD)
Costo de material directo	2170,18
Costo de mano de obra directo	1657
Costo de materiales indirecto	690
Costo de mano de obra indirecto	38,6
Costo operativo	630
SUBTOTAL	4785,78
Utilidad 25%	1196,445
TOTAL	6382,225

De los distintos valores invertidos en la fabricación del equipo se puede concluir que el costo de los materiales es el más mayor, representando casi un 30% del costo final del equipo, esto se debe a que las partes del equipo fueron fabricadas en su mayoría en acero

el cual es un material costoso pero esto se justifica con su alta durabilidad y fácil construcción.

6.4. EVALUACIÓN FINANCIERA

Es necesario interpretar la eficiencia económica, de esta manera determinar si la relación beneficio/costo es favorable lo que significa que la cantidad de dinero que retorna por unidad monetaria invertida es lucrativa.

6.4.1. Relación Beneficio / Costo

Es la relación que determina cuales son los beneficios obtenidos por unidad de capital invertido, las relaciones se pueden interpretar de la siguiente manera:

- $B/C > 1$: Indica que los beneficios superan los costos, por lo tanto se debería considerar el proyecto.
- $B/C = 1$: Los beneficios son iguales a los costos, por lo tanto no hay ganancias.
- $B/C < 1$: El proyecto no es viable financieramente.

Esta relación se puede calcular usando la ecuación 32.

$$B/C = \frac{\text{Valor actualizado de los beneficios}}{\text{Valor actualizado de los costos}} \quad (32)$$

En el mercado ecuatoriano no existen distribuidores de este tipo de equipos y muchas empresas optan por construir sus equipos secadores, un equipo con dimensiones similares en China cuesta 21.735\$ sin el costo del flete y de aduanas. Tomando este valor como base se puede determinar la relación B/C usando la ecuación 32.

$$B/C = \frac{21.735}{6383}$$

$$\mathbf{B/C = 3,41}$$

Como conclusión de la rentabilidad en términos relativos, se puede decir que por cada dólar de inversión se consigue 3,41\$ de retorno, generando de esta forma un aporte económico.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES

- Se logró la construcción de un horno rotatorio secador de arena mediante la exposición al fuego generado por gas LP, para la producción de mortero gracias a un buen diseño de ingeniería donde se dio solución definitiva al problema de la falta de automatización en el proceso de la producción de mortero en la planta del ingeniero Julio Alomía.
- Se obtuvo una solución eficiente para secar y tamizar la arena gracias al buen desempeño de la máquina y el alto valor de la relación Costo/Beneficio, por lo que se puede considerar a la máquina como una excelente alternativa para secar la arena.
- El proceso de diseño mecánico, la elección de materiales, la prevención de falla y características de elementos, fueron validados por análisis matemático, síntesis gráfica y optimización del diseño por software de ingeniería.
- Se seleccionó un lanzallamas del tipo atmosférico el cual es una alternativa viable y de bajo costo, ya que presentó resultados favorables secando la arena de manera homogénea en 5 minutos aproximadamente.
- Se seleccionó un motor y variador de frecuencia de 2HP los cuales fueron una solución óptima para un proceso industrial, brindado un excelente control de velocidad además de un diseño robusto y amplia gama de servicios técnicos y repuestos.
- El análisis financiero aportó a una retroalimentación visual del costo final del equipo, donde el costo de material directo representa aproximadamente el 30% del costo total del equipo, este rubro puede ser inferior si la producción de hornos secadores de arena fuera en masa.

7.2. RECOMENDACIONES

- Es recomendable ubicar los rodillos a un ángulo de presión inferior a los 45°, ya que las chumaceras pueden resistir de mejor manera las cargas verticales, además esto reduce las dimensiones del bastidor.
- Se recomienda planificar el proyecto a futuro para implementar la automatización de todo el proceso de producción de mortero.
- Se puede mejorar el lanzallamas por un quemador industrial a base de diésel el momento que los valores del gas licuado de petróleo aumenten.
- Se recomienda usar equipo de protección personal durante el uso de la maquinaria.

BIBLIOGRAFÍA

- Adafruit*. (s.f.). Recuperado el 04 de 04 de 2016, de <https://www.adafruit.com/datasheets/MAX6675.pdf>
- Arduino*. (s.f.). Recuperado el 04 de 04 de 2016, de <https://www.arduino.cc/en/Main/ArduinoBoardUno>
- Arreita, A. (10 de 08 de 2005). *Revista facultad de ingeniería universidad de antioquia*. Recuperado el 04 de 04 de 2016, de http://www.scielo.org.co/scielo.php?pid=S0120-62302006000400003&script=sci_arttext
- ASTM*. (s.f.). Recuperado el 04 de 04 de 2016, de <http://www.astm.org/Standards/A706.htm>
- Bausá, J. (s.f.). *Escuela Politécnica Superior de Alcoy*. Recuperado el 04 de 04 de 2016, de http://server-die.alc.upv.es/asignaturas/LSED/2003-04/0.Sens_Temp/ARCHIVOS/SensoresTemperatura.pdf
- Bronces, A. (5 de febrero de 2015). *Aceros para trabajo en frío*. Obtenido de <http://www.elacero.com.ec/pdf/aceros.pdf>
- Budynas, R., & Nisbett, J. (2011). *Shigleys Mechanical Engineer Desing*. New York: Mc Graw Hill.
- Camaniero, R. (16 de 01 de 2009). *Normas INEN 873*. Recuperado el 15 de 03 de 2016, de <https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.nte.0873.2009.pdf>
- Carlslile. (septiembre de 2015). *carlslile.com*. Recuperado el 15 de marzo de 2016, de <http://www.c-rproducts.com/downloads/pdfs/CR%20Carlisle%20Pt%20catalog%2007.pdf>
- Çengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa*. México D. F.: Mc Graw Hill.
- Didion*. (s.f.). Recuperado el 25 de 03 de 2016, de <http://www.didion.com/rotary-equipment.html>
- Documentos Google*. (s.f.). Recuperado el 04 de 04 de 2016, de <https://sites.google.com/site/487tecnologia1/tecnologia-y-mecanismos>

- Duda, W. H. (1977). *Manual Tecnológico del Cemento*. Málaga: Editores Técnicos Asociados.
- FK-Bearing. (s.f.). Recuperado el 04 de 04 de 2016, de <http://www.fk-bearing.com/en/category/bearing-units>
- Guardiola, A. (2013). *riunet.upv.es*. Recuperado el 15 de marzo de 2016, de <https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/16477/uniones%20atornilladas.pdf?sequence=4>
- Holma, J. (1999). *Transferencia de Calor*. Azcapotzalco: Hill Book Co.
- Ibarra, J. (3 de septiembre de 2015). *Scribd.com*. Recuperado el 15 de marzo de 2016, de <http://es.scribd.com/doc/277924934/CONDUCCION-Transferencia-de-Calor>
- Impalab. (s.f.). Recuperado el 04 de 04 de 2016, de <http://www.paginasprodigy.com/impalab/contactanos.html>
- Incropera, F. (1999). *Fundamentos de la Transferencia de Calor*. Juárez: Prentice Hall.
- Medina, J. (30 de 10 de 1981). *Normas INEN 675*. Recuperado el 04 de 04 de 2016, de <https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.nte.0675.1982.pdf>
- Morán, D. (2014). *Diseño y Simulación de un Horno Vertical para el Aasado de Pollos Parrilleros*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Mori, P. (01 de 2002). *Universidad de Oviedo*. Recuperado el 04 de 04 de 2016, de Unovi: <http://azufre.quimica.uniovi.es/pms/tesis.pdf>
- O'Connell, J. (1999). *Heating Water: Rate correction due to Newtonian cooling*. The Physics Teacher Vol. 37.
- PROSOFT Industry. (s.f.). Recuperado el 04 de 04 de 2016, de http://www.prosoft-industry.eu/index.php?option=com_content&view=article&id=115&Itemid=536
- Quevedo, E. (s.f.). *biblioteca.uns.edu.pe*. Recuperado el 15 de marzo de 2016, de http://biblioteca.uns.edu.pe/saladocentes/archivoz/publicacionez/acero_estructural.pdf
- Rodríguez, J. (febrero de 2014). *wordpress.com*. Recuperado el 15 de marzo de 2016, de https://juanrodriguezprieto.files.wordpress.com/2014/02/tc_cap4.pdf
- Shanghai Daiwo Machinery Tehnology. (s.f.). Recuperado el 04 de 04 de 2016, de <http://www.rotarydryerchina.com/en/products/products.html>

- Silva, H. (25 de enero de 2016). *scribd.com*. Recuperado el 15 de marzo de 2016, de <https://es.scribd.com/doc/296638136/Quemadores-Industriales>
- Solís, R. e. (2008). *slideshare.com*. Recuperado el 15 de marzo de 2016, de <http://es.slideshare.net/jonathan20/transferecia-de-calor-37434898>
- Toro, J. (2014). *Colección de Tablas, Gráficas y Ecuaciones de Transmisión de Calor*. Málaga: Universidad de Málaga.
- Tuesta, N. (14 de 04 de 2007). *Educa y Crea*. Recuperado el 04 de 04 de 2016, de <http://www.educaycrea.com/2014/04/propagacion-del-calor-formas-y-ejemplos/>
- Universidad, C. d. (16 de enero de 2009). Recuperado el 15 de marzo de 2016, de <https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.nte.0873.2009.pdf>
- Vásquez, C. (s.f.). *Trabajocp*. Recuperado el 04 de 04 de 2016, de <http://trabajocp2012.weebly.com/catalina-vasquez.html>
- Vitulas, Y. (10 de octubre de 2015). *Scribd.com*. Recuperado el 15 de marzo de 2016, de Scribd: <http://es.scribd.com/doc/285920304/Materiales-de-Construccion>
- WEG. (s.f.). Recuperado el 04 de 04 de 2016, de <http://www.weg.net/us/Products-Services/Drives/Variable-Speed-Drives>