



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**PROYECTO TÉCNICO DE MANERA INDEPENDIENTE, PREVIO A LA  
OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:**

---

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA SECADORA DE ARENAS PARA LA  
PRODUCCIÓN DE MORTEROS EN LA HORMIGONERA HORMICEN”

---

**AUTOR:** Ortega Castro Andrés Sebastián

**TUTOR:** Ing. Mg. Guamanquispe Toasa Jorge Patricio

**AMBATO – ECUADOR**

**2018**

## **CERTIFICACIÓN DEL TUTOR**

En mi calidad de tutor del trabajo técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA SECADORA DE ARENAS PARA LA PRODUCCIÓN DE MORTEROS EN LA HORMIGONERA HORMICEN” elaborado por el señor ANDRÉS SEBASTIÁN ORTEGA CASTRO, estudiante de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato

Certifico:

- Que la presente tesis es original de su autor.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos.
- Es concluida y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, enero del 2018

.....

Ing. Mg. Jorge Guamanquispe

DOCENTE INGENIERÍA MECÁNICA

## **AUTORIA DE TRABAJO**

Declaro que los criterios expresados en el proyecto técnico denominado: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA SECADORA DE ARENAS PARA LA PRODUCCIÓN DE MORTEROS EN LA HORMIGONERA HORMICEN”, así como también las ideas, análisis, conclusiones son auténticas y de exclusiva responsabilidad de mi persona como autor del presente proyecto.

Ambato, enero del 2018

## **EL AUTOR**

.....

Ortega Castro Andrés Sebastián

CI: 1804388849

## **DERECHOS DE AUTOR**

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y proceso de investigación según las normas de la institución.

Sedo los derechos en línea patrimoniales de este Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este Proyecto Técnico dentro de las regulaciones de las Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, enero de 2018

## **EL AUTOR**

.....

Ortega Castro Andrés Sebastián

CI: 1804388849

## **APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO**

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del Proyecto Técnico realizado por el egresado Andrés Sebastián Ortega Castro, de la carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SECADOR DE ARENAS PARA LA PRODUCCIÓN DE MORTERO EN LA HORMIGONERA HORMICEN”

Ambato, enero 2018

Para constancia firman.

Ing. Mg. Santiago Cabrera

Ing. Mg. José Yunapanta

## **DEDICATORIA**

Dedico presente proyecto de titulación, principalmente a Dios, a la santísima Virgen del Cisne y al divino Niño de Isinche por derramar sobre mí las bendiciones y poder guiarme por el camino correcto y ser un hombre de bien, a mis padres Juan Ortega y Estela Castro los cuales son mi inspiración y me vida entera, así también a mis hermanas Diana y Vanessa quienes me brindaron su apoyo incondicional en todo el transcurso de mi vida.

Dedico de forma muy especial a mis queridas abuelitas Dolores Villacis y Zoila Llerena (+) y a mi hermano Javier Ortega (+) quienes fueron un ejemplo de superación y gracias a sus consejos y valores he podido superar cada caída sufrida y yo sé que desde el cielo ellos siempre sabrán guiarme y cuidarme en mi vida profesional y personal.

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco principalmente a Dios, a la virgen y al divino niño por las bendiciones recibidas a lo largo de mi carrera, a mis padres por el apoyo incondicional día tras día para poder culminar mi carrera universitaria con éxitos, a mis hermanas por los consejos recibidos y por ser un ejemplo para mi persona.

A mi tutor Ing. Mg. Jorge Guamanquispe, por brindarme sus conocimientos y ser una guía en la realización del proyecto de titulación, al Ing, Fernando Pozo propietario de la hormigonera “HORMICEN”, por la apertura brindada y el apoyo para la implementación del proyecto de titulación en su prestigiosa empresa.

A una persona muy especial que siempre estuvo a mi lado en toda mi formación universitaria apoyándome directa e indirectamente para poder cumplir esta nueva etapa profesional en mi vida.

A todos los docentes que supieron brindarme sus enseñanzas tanto profesionales como personales a lo largo de mi carrera universitaria.

## INDICE GENERAL DE CONTENIDOS

Portada.....	I
Certificación del tutor .....	II
Autoría de trabajo.....	III
Aprobación del tribunal de grado.....	V
Dedicatoria .....	VI
Agradecimiento .....	VII
Índice general de contenidos.....	VIII
Resumen ejecutivo .....	XVII
Abstract (summary).....	XVIII
<b>CAPÍTULO I.....</b>	<b>1</b>
<b>ANTECEDENTES.....</b>	<b>1</b>
1.1. TEMA.....	1
1.2. ANTECEDENTES.....	1
1.3. JUSTIFICACIÓN.....	7
1.4. OBJETIVOS.....	9
1.4.1 Objetivo General.....	9
1.4.2 Objetivos Específicos.....	9
<b>CAPÍTULO II.....</b>	<b>10</b>
<b>FUNDAMENTACIÓN.....</b>	<b>10</b>
2.1. INVESTIGACIONES PREVIAS .....	10
2.2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA.....	11
2.2.1. Definición de Mortero.....	11
2.2.2. Clasificación de Morteros .....	11
2.2.3. Aplicación de Morteros.....	12
2.2.4. Temperaturas para el secado de arena .....	13
2.2.5. Características de la arena para la unión con el mortero .....	14
2.2.6. Funcionamiento de un secador de arena .....	14
2.2.7. Secadores de arena en la industria .....	16



2.2.8.	Principales partes de un horno secador de arena .....	19
2.2.9.	Transferencia de calor.....	23
2.2.10.	Conducción .....	23
2.2.11.	Convección libre y convección forzada.....	24
2.2.11.1.	Convección Forzada.....	24
2.2.12.	Modelo matemático de transferencia de calor para hornos secadores de arena.....	24
2.2.13.	Pérdida de calor por paredes .....	25
2.2.14.	Evaporización del agua existente en el interior del horno secador .....	27
2.2.15.	Modelos para análisis en estado transitorio. ....	30
2.2.16.	Conducción de calor en cilindros largos .....	30
2.2.16.1.	Número de Biot.....	31
2.2.16.2.	Número de Fourier .....	31
2.2.17.	Superficies que se caracterizan por tener un flujo de calor constante ....	32
2.2.17.1.	Número de Grashof .....	32
2.2.17.2.	Número de Nusselt.....	32
2.2.17.3.	Resolución del modelo transitorio .....	33
2.2.18.	Balance térmico de secadores de arena.....	34
CAPÍTULO III.....		36
DISEÑO DEL PROYECTO .....		36
3.1. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS .....		36
3.1.1.	Selección de alternativas del combustible adecuado para el quemador de la secadora de arenas.....	36
3.1.1.1.	Gasolina .....	37
3.1.1.2.	Diesel.....	37
3.1.1.3.	Electricidad .....	38
3.1.1.4.	Biocombustible (etanol).....	38
3.1.1.5.	Gas Licuado de Petróleo (GLP).....	39
3.1.1.6.	Método ordinal corregido de criterios ponderados .....	40
3.1.1.7.	Selección de alternativas que determinen el movimiento o giro del secador, mediante el método de criterios ponderados.....	51

3.1.1.8.	Selección de alternativas para la selección del material para la construcción de la cámara de secado, utilizando el método de criterios ponderados .....	54
3.1.1.9.	Selección de alternativas para la lubricación de partes móviles del secador de arena .....	57
3.1.1.10.	Selección de alternativas para la selección de un método de disipación de gases producidos por el quemador, utilizando el método de criterios ponderados .....	60
3.2.	<b>CÁLCULOS O MODELO OPERATIVO</b> .....	64
3.2.1.	Parámetros de Diseño.....	64
3.2.2.	Flujograma del proceso de secado de arena.....	67
3.2.3.	Diseño preliminar de la cámara de secado.....	68
3.2.4.	Cálculos de la selección de bandas .....	68
3.2.5.	Cálculo de cargas sobre los rodillos.....	77
3.2.6.	Cálculo de llenado teórico de la arena .....	80
3.2.7.	Diseño de la base del secador .....	86
3.2.8.	Cálculo de reacciones en la cámara de secado.....	90
3.2.9.	Cálculo de reacciones en los rodillos .....	95
3.2.10.	Diseño mecánico de rodillos .....	97
3.2.11.	Diseño del piñón y la corona.....	111
3.2.12.	Cálculos Térmicos.....	117
3.2.12.1.	Análisis en estado estable .....	117
3.2.12.2.	Balance de energía en estado transitorio.....	124
3.2.12.3.	Flujo de calor .....	125
3.2.12.4.	Número de Nusselt.....	126
3.2.12.5.	Cálculo del tiempo invertida hasta llegar a la temperatura de 100°C. 127	
3.2.12.6.	Tiempo invertido para la evaporación del agua presente en la arena. 129	
3.2.12.7.	Transporte de material árido en hornos secadores de arena.....	130
3.3.	Presupuesto.....	131
3.3.1.	Costos directos .....	131
3.3.2.	Costos indirectos .....	133
3.3.3.	Costo total del proyecto de titulación .....	133

3.4.	Especificaciones Técnicas .....	134
3.5.	Construcción del horno secador de arena .....	135
3.5.1.	Maquinado de rodillos de soporte .....	136
3.5.2.	Construcción de la base del horno secador .....	138
3.5.3.	Construcción de la cámara de secado .....	139
3.5.4.	Construcción de las tolvas de ingreso y salida del material.....	139
3.5.5.	Construcción de la base del sistema de transmisión .....	140
3.5.6.	Instalación de la cámara de secado .....	141
3.5.7.	Instalación de la línea de combustible para el quemador.....	141
3.6.	Funcionamiento.....	142
3.6.1.	Pruebas de funcionamiento .....	142
3.6.2.	Mantenimiento .....	144
CAPÍTULO IV .....		145
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		145
4.1.	Conclusiones .....	145
4.2.	Recomendaciones .....	146
BIBLIOGRAFÍA.....		147
ANEXOS.....		151
PLANOS .....		176

## ÍNDICE DE GRÁFICOS Y TABLAS

### ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 2. 1. Especificaciones técnicas XBM</i> .....	16
<i>Tabla 2. 2. Especificaciones Técnicas serie HG.</i> .....	17
<i>Tabla 2. 3. Especificaciones Técnicas serie YH.</i> .....	19
<i>Tabla 2. 4. Balance térmico en hornos secadores de arena.</i> .....	35
<i>Tabla 3. 1 Criterios ponderados.</i> .....	42
<i>Tabla 3. 2. Criterio de Ponderación Consumo Diario.</i> .....	43
<i>Tabla 3. 3. Criterio de Ponderación Contaminación.</i> .....	44
<i>Tabla 3. 4. Criterio de Ponderación Costo de Operación.</i> .....	45
<i>Tabla 3. 5. Criterio de Ponderación Seguridad.</i> .....	46
<i>Tabla 3. 6. Criterio de Ponderación Almacenaje.</i> .....	47
<i>Tabla 3. 7. Criterio de Operación Facilidad de Operación.</i> .....	48
<i>Tabla 3. 8. Criterio de Ponderación Costo de Operación.</i> .....	49
<i>Tabla 3. 9. Ponderación Final.</i> .....	50
<i>Tabla 3. 10. Criterios Ponderados selección de movimiento o giro.</i> .....	51
<i>Tabla 3. 11. Criterio de Ponderación Bajo Costo.</i> .....	52
<i>Tabla 3. 12. Criterio de Ponderación Instalación.</i> .....	52
<i>Tabla 3. 13. Criterio de Ponderación Seguridad.</i> .....	53
<i>Tabla 3. 14. Criterio de Ponderación Material de Construcción.</i> .....	53
<i>Tabla 3. 15. Ponderación Final.</i> .....	54
<i>Tabla 3. 16. Criterios Ponderados selección de material para la cámara de secado.</i> .....	55
<i>Tabla 3. 17. Criterio de Ponderación Bajo Costo.</i> .....	55
<i>Tabla 3. 18. Criterio de Ponderación Especificaciones Técnicas.</i> .....	55
<i>Tabla 3. 19. Criterio de Ponderación Soldabilidad.</i> .....	56
<i>Tabla 3. 20. Criterio de Ponderación Ensamblaje.</i> .....	56
<i>Tabla 3. 21. Ponderación Final.</i> .....	56
<i>Tabla 3. 22. Criterios de Ponderación para la selección del lubricante para partes móviles del sacador.</i> .....	58

<i>Tabla 3. 23. Criterio de Ponderación Bajo Costo.</i> .....	58
<i>Tabla 3. 24. Criterio de Ponderación Alcance de Aplicación.</i> .....	59
<i>Tabla 3. 25. Criterio de Ponderación Propiedades.</i> .....	59
<i>Tabla 3. 26. Criterio de Ponderación Almacenaje.</i> .....	59
<i>Tabla 3. 27. Ponderación Final.</i> .....	60
<i>Tabla 3. 28. Criterios de Ponderación para la selección de un método de disipación de gases.</i> .....	61
<i>Tabla 3. 29. Criterio de Ponderación Bajo Costo.</i> .....	61
<i>Tabla 3. 30. Criterio de Ponderación Disipación.</i> .....	62
<i>Tabla 3. 31. Criterio de Ponderación Fiabilidad.</i> .....	62
<i>Tabla 3. 32. Criterio de Ponderación Seguridad.</i> .....	63
<i>Tabla 3. 33. Ponderación Final.</i> .....	63
<i>Tabla 3. 34. Especificaciones Objetivo a alcanzar para el secador de arenas. ...</i>	66
<i>Tabla 3. 35. Parámetros de construcción de engranes.</i> .....	117
<i>Tabla 3. 36. Obtención de resultados de humedad de la arena.</i> .....	120
<i>Tabla 3. 37. Costos material prima e insumos.</i> .....	131
<i>Tabla 3. 38. Costo de mano de obra directa.</i> .....	132
<i>Tabla 3. 39. Costos mano de obra indirecta.</i> .....	133
<i>Tabla 3. 40. Costo total del Proyecto.</i> .....	134
<i>Tabla 3. 41. Especificaciones técnicas.</i> .....	134
<i>Tabla 3. 42. Parámetros de corte del acero AISI 4140.</i> .....	137
<i>Tabla 3. 43. Resultados de las pruebas de funcionamiento del horno secador.</i> .	142

## ÍNDICE DE GRÁFICOS

<i>Figura 2. 1. Aplicación de Morteros.....</i>	13
<i>Figura 2. 2. Especificaciones de la arena normalizada. ....</i>	14
<i>Figura 2. 3. Horno secador de arena Xingbang. ....</i>	16
<i>Figura 2. 4. Horno secador de arena HG.....</i>	17
<i>Figura 2. 5. Horno secador de arena YH. ....</i>	18
<i>Figura 2. 6. Cámara de secado de un horno Rotatorio. ....</i>	19
<i>Figura 2. 7. Dispositivos elevadores tipo pala. ....</i>	20
<i>Figura 2. 8. Dispositivos elevadores tipo celda.....</i>	20
<i>Figura 2. 9. Lanzallamas de un horno secador de arena. ....</i>	22
<i>Figura 2. 10. Conducción de calor. ....</i>	24
<i>Figura 2. 11. Convección Forzada. ....</i>	24
<i>Figura 2. 12. Decremento de temperatura durante una transferencia de calor... 26</i>	
<i>Figura 2. 13. Tipos de secciones de la cámara de secado.....</i>	26
<i>Figura 2. 14. Sistema de evaporización del agua en el interior del horno secador. .....</i>	28
<i>Figura 2. 15. Sistema radial para cilindros huecos.....</i>	29
<i>Figura 3. 1. Flujograma de procesos horno secador de arena. ....</i>	67
<i>Figura 3. 2. Cámara de secado.....</i>	68
<i>Figura 3. 3. Cámara de secado incorporadas las aspas tipo palas. ....</i>	68
<i>Figura 3. 4. Coeficiente de servicio selección de bandas.....</i>	72
<i>Figura 3. 5. Selección del tipo de correa.....</i>	73
<i>Figura 3. 6. Selección de correas mediante su longitud.....</i>	74
<i>Figura 3. 7. Potencia de la correa según <math>P_b</math>.....</i>	75
<i>Figura 3. 8. Potencia de correa según <math>P_d</math>. ....</i>	75
<i>Figura 3. 9. Factor de corrección <math>C_\gamma</math>. ....</i>	76
<i>Figura 3. 10. Factor de corrección <math>C_l</math>. ....</i>	76
<i>Figura 3. 11. Rodillos del horno secador. ....</i>	77
<i>Figura 3. 12. Llenado teórico de la arena. ....</i>	80
<i>Figura 3. 13. Parámetros K y H del cálculo de llenado. ....</i>	81
<i>Figura 3. 14. Base del secador .....</i>	86

<i>Figura 3. 15. Tramos y reacciones de la cámara de secado. ....</i>	90
<i>Figura 3. 16. Resultado de reacciones en los puntos A y B mediante software. ..</i>	92
<i>Figura 3. 17. Resultado del esfuerzo de Von Mises mediante software. ....</i>	92
<i>Figura 3. 18. Resultado de la deformación máxima de la cámara de secado mediante software. ....</i>	93
<i>Figura 3. 19. Resultado de reacciones en los puntos B y C mediante software. ..</i>	95
<i>Figura 3. 20. Ubicación de los rodillos de apoyo. ....</i>	95
<i>Figura 3. 21. Curvas representativas de las diferentes teorías a fatiga. ....</i>	98
<i>Figura 3. 22. Factor superficial. ....</i>	99
<i>Figura 3. 23. Factor de modificación de Tamaño. ....</i>	99
<i>Figura 3. 24. Factor de modificación de carga. ....</i>	100
<i>Figura 3. 25. Factor de modificación de la temperatura. ....</i>	100
<i>Figura 3. 26. Factor de modificación de confiabilidad. ....</i>	101
<i>Figura 3. 27. Factor de esfuerzo medio y alternante. ....</i>	102
<i>Figura 3. 28. Factor de efectos dinámicos. ....</i>	104
<i>Figura 3. 29. Factor de velocidad. ....</i>	105
<i>Figura 3. 30. Selección de rodamiento. ....</i>	106
<i>Figura 3. 31. Selección de Viscosidad. ....</i>	108
<i>Figura 3. 32. Viscosidad a la temperatura de 60°C. ....</i>	108
<i>Figura 3. 33. Selección del factor <math>a_{23}</math>. ....</i>	110
<i>Figura 3. 34. Dimensionamiento de un diente de engrane fórmula de LEWIS. ..</i>	112
<i>Figura 3. 35. Factor de forma de Lewis. ....</i>	113
<i>Figura 3. 36. Factor de forma de Lewis. ....</i>	115
<i>Figura 3. 37. Consumo de calor en estado estable. ....</i>	117
<i>Figura 3. 38. Secciones del secador acorde a la temperatura. ....</i>	118
<i>Figura 3. 39. Coeficientes de transferencia de calor por convección. ....</i>	120
<i>Figura 3. 40. Nivel de llenado de la arena dentro del secador. ....</i>	128
<i>Figura3. 41. Temperatura vs Tiempo. ....</i>	129
<i>Figura 3. 42. Maquinado de rodillos de soporte. ....</i>	137
<i>Figura 3. 43. Rodillos terminados. ....</i>	138
<i>Figura 3. 44. Base del horno secador. ....</i>	138
<i>Figura 3. 45. Colocación de los rodillos de soporte. ....</i>	139

<i>Figura 3. 46. Construcción de la cámara de secado</i> .....	139
<i>Figura 3. 47. Tolvas de entrada, salida y banda transportadora</i> .....	140
<i>Figura 3. 48. Base del Sistema de transmisión</i> .....	140
<i>Figura 3. 49. Instalación de la cámara de secado</i> .....	141
<i>Figura 3. 50. Quemador en funcionamiento</i> .....	142
<i>Figura 3. 51. Resultados obtenidos</i> .....	143
<i>Figura 3. 52. Funcionamiento del quemador</i> .....	143



## RESUMEN EJECUTIVO

El Proyecto técnico se basa en el diseño y la construcción de un secador de arenas para la producción de morteros en la hormigonera HORMICEN, para garantizar el diseño del secador se realizó investigaciones acerca de los diferentes elementos de máquina, tales como: quemadores, tipos de secadores industriales, además de tipos de combustibles, composición de la arena, granulometría, producción de morteros, tipos de morteros, entre otros aspectos fundamentales para la realización del proyecto.

Se procede a tomar todas las especificaciones dadas por propietario de la hormigonera entre ellas tenemos el dimensionamiento, la capacidad de carga, el volumen a producir, el tiempo de operación, la facilidad de manejo, mantenimiento, entre otros. Para esto se realizó un análisis granulométrico de la arena mediante especificaciones técnicas [2] y comparándola con las normas adecuadas para ello (ASTM C33), la importancia de la automatización de procesos rudimentarios para así elevar el volumen de la producción [1].

La importancia de la creación de un secador industrial ya sea utilizada en diferentes materiales como para la arena como es nuestro caso, lo más importante es la eliminación de la humedad del material en porcentajes parcialmente bajos. El secado de la arena para la producción de morteros secos radica en que la arena se encuentra expuesta a condiciones ambientales en las cuales la humedad interviene directamente con el material, dicha humedad hace que el resultado final mediante procesos anteriores resulte con un fraguado de una forma prematura, provocando así que el producto no sirva para la construcción. Una vez terminado todo el aspecto de diseño y análisis se realizó la construcción de todos los elementos constituyentes del secador. Con la realización de las pruebas para comprobar el funcionamiento de la máquina se obtuvo los resultados esperados y la satisfacción de la empresa.

**Palabras clave:** Quemador; Térmico; Combustible; Humedad; Mortero; Temperatura; Dimensionamiento; Ponderación; Granulometría; Consumo; Análisis.

## ABSTRACT (SUMMARY)

The technical Project is based on the design and construction of a dryer of sands for the production of mortars in the cement mixer HORMICEN, to ensure the design of the dryer was carried out research on the different elements of machine, such as: burners, types of industrial dryers, as well as fuel types, composition of sand, aggregates and mortars, types of mortars, among other fundamental aspects for the implementation of the project.

Next is to take all the specifications given by the concrete mixer including the sizing, the load capacity, production volumen, operating time, ease of handling, maintenance, among others. This was a grain size analysis of sand through technical specifications [10] and compared to standards suitable for this purpose (ASTM C33), the importance of the rudimentary process automation to increase the volume of production [1].

The importance of the creation of an industrial dryer is already used in different materials for sand as in our case, the most important is the removal of moisture from the material in partially low percentages. The drying of the sand for the production of dry mortar lies in that sand is exposed to environmental conditions in which moisture is directly involved with the material, the moisture makes the final result by previous processes result whit a setting of a prematurely, causing so the product does not serve for the construction. Once all the aspects of design and analysis was carried out the construction of all the constituent elements of the dryer. Whit the tests to check the operation of the machine was obtained the expected results and the satisfaction of the company.

**Keywords:** Burner; Heat; Fuel; Humidity; Mortar; Temperature; Dimensioning; Weighting; Particle size; Consumption; Analysis.

## **CAPÍTULO I.**

### **ANTECEDENTES**

#### **1.1. TEMA**

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA SECADORA DE ARENAS PARA LA PRODUCCIÓN DE MORTEROS EN LA HORMIGONERA HORMICEN”

#### **1.2. ANTECEDENTES**

El presente proyecto técnico toma como punto de partida la necesidad requerida por la empresa “HORMIGONERA HORMICEN”, la cual por medio de un breve estudio estipula que la humedad de la arena para la producción de morteros es relativamente alta, lo cual causa un proceso de fraguado muy temprano al momento de ser mezclado con agua, ocasionando así el endurecimiento del mortero.

Para lo tanto se ha tomado en referencia 6 artículos técnicos y 3 tesis nacionales e internacionales de diferentes universidades, en el área de ingeniería.

**ROMERO, J. y ZÁRATE, E. (2016).** Diseño y construcción de un horno secador de arenas para la producción de morteros. Tesis desarrollada en la UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE, Sangolquí - Ecuador, donde sus autores estipulan que la optimización de procesos es un aspecto muy importante en la productividad de cualquier campo laboral, para lo cual es de suma importancia la creación de un secador de arena para la mejora de la productividad.

Optimizar tiempos de secado en el proceso de producción, tamizar la arena separando partículas gruesas de finas y así salvaguardar la integridad física de los empleados involucrados en el proceso, dicho proyecto llega a obtener resultados de secado de arena con una humedad hasta del 5% menos de la que ingresa al proceso.

La temperatura establecida por los autores es de más de 200 °C, obteniendo así un volumen de secado superior a los 8 m<sup>3</sup>.

**RUEDA, Y. y RUEDA, D. (2009).** Diseño y construcción de un secador directo cilíndrico rotativo para pollinaza. Tesis desarrollada en la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER, Bucaramanga, en el cual sus autores dan a conocer sobre la importancia del diseño y la construcción de un secador el cual en este caso es de “pollinaza” la cual no es más que los desechos de aves de corral echo abono. El sacar dicho material o producto se mejora así la economía de la empresa, disminución de la contaminación que el material produce, mejora en el área de almacenamiento y/o envió., entre otros. Dicho proyecto logra la reducción en la humedad del material de hasta un 15%, para el secado del material los autores lograron estipular temperaturas entre 60 y 120 °C.

**GÓMEZ, F., CASANOVA, P., PALOMAR, J., CRUZ, F. (2017).** Caracterización y análisis del proceso real de un secador rotatorio residual de molienda de aceite de oliva industrial. Artículo técnico (paper) desarrollado en el DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MINERA, ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE JAEN, Jaen – España, donde los autores realizan un estudio de la importancia y caracterización de los secadores para la producción de aceite de oliva, para el cual obtuvieron un porcentaje menor al 40% de la humedad del producto, por otra parte aducen que el sistema de implementación del secado por medio de un secador rotativo puede llevar a varios problemas como: residuos del producto en el secador, adhesión en las paredes del tambor, la formación de bolas y la aplicación de altas temperaturas de gases de secado, entre otros. La metodología utilizada propone hacer énfasis en parámetros principales de medición como la presión, temperatura del gas, gas de presión y contenido de humedad del producto todos estos en fases preliminares o mediciones iniciales.

Como punto importante en la investigación se debe eliminar o reducir al máximo el flujo de aire infiltrado en el secador, por otro lado, la salida del producto seco debe ser controlada y regulada con el fin de evitar pérdidas en la producción. La entrada de secado de las temperaturas de aire se puede reducir hasta 500°C y 550°C, por lo

tanto, el riesgo de aparición de hidrocarburos policíclicos y el consumo de biocombustibles disminuirán.

**AJAYI, O. (2012).** La aplicación de análisis de imágenes para determinar la carga de diseño en Florida secadores rotatorios ighted. Artículo técnico (paper) FACULTAD DE INGENIERÍA / CIENCIAS FÍSICAS DE LA UNIVERSIDAD DE JAMES COOK, Queensland, Australia, el autor determina que los secadores rotatorios son utilizados mayormente en productos alimenticios y de procesamiento de minerales para el sacado de granulados o partículas sólidas. Un secador rotatorio consiste en una carcasa cilíndrica ligeramente inclinada hacia su salida, un interior formado de espirales las cuales pueden variar en tamaño y dirección. Dependiendo de la velocidad de rotación, el material en un secador de carga baja puede viajar más rápido y con menor tiempo de retención en comparación con el requerido. Por otro lado, estima que la condición de carga diseño representa el punto de operación cuando se supone que existe una relación o interacción entre los sólidos a transportar y el gas de secado. En su investigación el autor establece una serie de técnicas y análisis de imágenes corroborados con la ayuda de un software para determinar la carga de diseño apropiada para los secadores rotativos, aunque dicha técnica se discute en el campo investigativo ésta es de suma importancia para obtener criterios de estimación de datos.

**CONGHUI, G., PENG, L., ZHULIN, Y., YAMING, Y., DENGSHAN, L., BIN, L. (2016).** Una nueva fórmula corregida para predecir el tiempo de resistencia de filamentos flexibles en secadores rotativos. Artículo técnico (paper) UNIVERSIDAD DEL SURESTE NANJING, Nanjing, China, en su investigación los autores hacen énfasis en que el tiempo medio de permanencia

de las partículas granulares es uno de los puntos más cruciales en el proceso de secado, dichos autores además proponen un tiempo de resistencia (MTR), el cual es incluido en la correlación MTR, pendiente del secador, número de vueltas, contenido de humedad de las partículas de entrada, velocidad de rotación del tambor, entre otros. Los procesos de secado en las industrias elevan el rendimiento en sus condiciones de funcionamiento, investigaciones adicionales se concentran

en la relación entre el tiempo y la transferencia de calor. Dichos autores toman parámetros principales de diseño los cuales son: longitud y el diámetro del tambor fueron 1,85 m, 0,77m respectivamente. Obtuvieron 12 vueltas en el tambor giratorio en total, el ángulo entre la pared interior del tambor y cada vuelo fue de 90°. Los tamaños de vuelo fueron de 0,124m de altura, 1,47m de longitud, la velocidad de rotación del tambor se lo impuso en un intervalo de 0 a 21 r/min. Estos resultados son asociados al tamaño de la máquina.

**FIROUZI, S., REZA, M., HAGHTALAB, D. (2016).** El consumo de energía y el arroz, calidad de molienda sobre arroz secado con un secador rotatorio horizontal de nuevo diseño. Artículo técnico (paper), DEPARTAMENTO DE ERGONOMÍA, UNIVERSIDAD ISLÁMICA AZAD, Rasht, Irán, dichos autores señalan que el proceso de secado requiere una gran cantidad de energía, la cual representa el 55% de toda la energía necesaria para producir arroz blanco. La energía necesaria para los materiales secos implica principalmente a la energía térmica del combustible a utilizar, la cantidad de este combustible consumido para secar dichos materiales varía ampliamente dependiendo del método utilizado, por otro lado los autores hacen énfasis en que la evaporación de la humedad del material se retrasa en el interior del tambor, para la cual se debe descargar completamente el aire húmedo de escape por la alimentación de aire fresco para el quemador, por lo tanto esto puede reducir el tiempo total de secado y luego reducir la energía eléctrica consumida.

**PLAZA, E. (2015).** Uso de glicerina, subproducto del biodiesel, en quemadores industriales y optimización del biodiesel. Tesis de grado. UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA, Valencia, España, dicho autor señala en su

trabajo de investigación que un quemador es un dispositivo para quemar combustible ya sea líquido, gaseoso o ambos y producir calor generalmente mediante una llama. El combustible usado puede ser en su mayoría gaseoso, generalmente gas natural, butano, propano, etc. Entre otros como el biodiesel, diesel y en ocasiones glicerina. Además, aduce que el principio de funcionamiento con combustible líquido se basa en una bomba la cual somete el combustible a una

elevada presión, que, al introducirlo por un tubo hacia una boquilla con un orificio pequeño, el cual hace que salga pulverizado tipo aerosol y mezclado con aire que un ventilador se encarga de proporcionar, justo en ese momento se produce una ignición para prender una llama, con la ayuda de un arco de ignición. Por otro lado, el funcionamiento con combustible gaseoso, el cual se introduce el gas mezclado con el aire directamente en el hogar y mediante una chispa se enciende la llama, tomando en cuenta que el gasóleo es necesario calentarlo o someterlo a una presión para que arda. En su estudio realizaron pruebas con un quemador de caldera en el cual obtuvieron que el quemador trabajo con 80 PSI de presión, una relación de aire de 5 y con una boquilla 1.5, otorgando una temperatura sobre la llama de 950°C y en la llama una temperatura de 1010°C, además el quemador funciona con ciclos de tiempo de 5.5 minutos teniendo un consumo por ciclo de 1.2 galones de diesel, estas pruebas realizadas con el combustible fósil Diesel. Las pruebas realizadas con biodiesel resultaron casi idénticas, ya que los resultados obtenidos fueron los siguientes: quemador trabajando a 130, PSI de presión, una relación de aire de 5 y con una boquilla de 1.5, otorgando temperaturas sobre la llama de entre 940°C a 960°C, el consumo aumento a 2 galones por lo tanto el tiempo aumentara relativamente.

**GARCÍA, R. (2010).** Tipos de quemadores industriales. Artículo técnico (paper), UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA, Valencia, España, en este documento el autor hace énfasis en que los quemadores son equipos en los cuales se realiza la combustión, por lo tanto, deben contener los tres vértices del triángulo de combustión, en otras palabras, éstos deben lograr la mezcla íntima de combustible con el aire y proporcionar la energía de activación. Para ello hace referencia en dos tipos de quemadores, quemadores atmosféricos y mecánicos. Los quemadores atmosféricos en el cual una parte del aire necesario para la combustión se induce en el propio quemador por el chorro de gas salido de un inyector, mientras que el aire restante se lo obtiene por difusión del aire ambiente el cual está alrededor de la llama, en estos quemadores se tiene combustiones con altos índices de exceso de aire. Una de las ventajas principales que el autor menciona en este quemador tiene que ver con la simplicidad del sistema y el bajo costo del mismo, a estos

quemadores se los puede encontrar para potencias unitarias altas de hasta unos 100kW. Por otro lado, en los quemadores mecánicos o también llamados a sobrepresión el combustible es inducido mediante inyectores aprovechando la propia presión del suministro. Estos quemadores se los puede encontrar desde pequeñas hasta muy altas potencias, la combustión puede ajustarse actuando sobre el gasto de combustible, sobre la cantidad de aire a impulsar y sobre los elementos que producen la mezcla, por lo que resulta obtener rendimientos de combustión muy altos.

**GÓMEZ, R. y CORREA, A. (2011).** Análisis de implementación de sistemas de bandas transportadoras en patios de almacenamiento de empresas de minería de carbón con simulación discreta y diseño de experimentos. Artículo técnico (paper), UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA, Medellín, Colombia, el autor indica que la gestión de almacenes es un proceso logístico y crítico de la minería, para la cual considera que las bandas transportadoras permiten realizar un interno traslado del material y los diversos tipos de que suelen ser utilizadas para este tipo de transporte de material tales como: convencional, sándwich, horizontal y tipo tubería, entre otras. En las operaciones del patio de almacenamiento de la productora de carbón es de suma importancia esta utilización de bandas tanto en la recepción como en el despacho o entrega. En la recepción éstas facilitan el traslado del carbón que se descarga de camiones, buques, trenes o procedentes de las minas de extracción, disminuyendo así potencialmente el tiempo, costos e impactos ambientales, por otro lado, en el despacho del material agiliza y facilita la capacidad de cargue hacia los diferentes medios de transporte del producto final. Finalmente, el autor aclara que para la selección de una banda transportadora se debe tomar en cuenta diferentes variables como: longitud de la banda, ancho de la banda, tipo de granulometría, capacidad de transporte, longitud del tambor, grado de inclinación de la banda y la velocidad de la banda.

**ALUZ, C. (2010).** Análisis granulométrico del agregados finos y gruesos. Artículo técnico (paper), UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO, Mendoza, Argentina, en su investigación el autor hace un enfoque práctico y teórico para la determinación de la cantidad en que están presentes de ciertos tamaños en el



material. La distribución de los tamaños de partículas se lo realiza por medio de mallas, las cuales deben consistir o poseer aberturas cuadradas de diferentes tamaños tales como: 3/8", números 4, 8, 16, 30, 50 y 100. Dicha distribución o prueba consta de hacer pasar una muestra a través de estas mallas y así determinar el porcentaje de material que se retiene en cada una de ellas. Además, los resultados de dicho análisis son corroborados con la norma ASTM C33, la cual estipula los requisitos que permite una relativa amplitud de la variación en la granulometría de agregados finos y gruesos. La investigación realizada por el autor fue enfocada más para el análisis de la granulometría de agregados finos, la cual para la obtención de la muestra deberá ser aproximadamente del peso deseado cuando esté seca y será el resultado final del método de reducción. Dicha muestra deberá superar después del secado las cantidades aproximadas de: 100 gramos, si por lo menos el 95% del agregado pasa la malla 8, 500 gramos, si por lo menos el 85% pasa la malla número 4 y más del 5% se retiene en la malla número 8.

### **1.3. JUSTIFICACIÓN**

La mejora de procesos de producción con una idea innovadora es de suma importancia, para lo cual se opta por la eficiencia y optimización de procesos, por lo que se requiere automatizar procesos artesanales y de un riesgo elevado como es el caso del secado de la arena para la producción de morteros como se lo ha venido haciendo en la hormigonera "HORMICEN".

El principal inconveniente en el proceso de producción de morteros es la presencia de agua en el mismo, lo que puede ocasionar que el proceso de fraguado empiece de una manera muy temprana, endureciendo así al mismo y descartándolo de su uso en la construcción.

El presente proyecto técnico presenta una solución viable para las dificultades expuestas anteriormente, para lo cual se implementará un proceso automatizado, seguro y eficiente. El proceso de secado de la arena es de suma importancia en la hormigonera ya que esta consta con procesos previos como son: extracción de material, ingreso de material, clasificación y trituración de áridos. Este último es el

proceso previo al secado de la arena, a la mezcla de materiales y producto final. El alcance del proyecto es el de eliminar total o parcialmente el porcentaje de humedad de la arena a ingresar, logrando que la presente sea menor al 5%.

El equipo aportará con el notable crecimiento de la producción ya que la forma artesanal de secado tarda muchas horas, esto dependiendo del factor climático. El proceso de secado dependerá principalmente de dos variables fundamentales, las cuales son la humedad y el volumen del área a secar. La variable humedad determinará el tiempo en el cual se realizará el secado de la arena (la velocidad del horno), el volumen determinará la cantidad de calor necesario para eliminar la humedad (intensidad de fuente de calor del horno).

El secador de arena deberá cumplir con algunas de las especificaciones del dueño de la empresa como son: incremento del volumen de producción, la facilidad de manejo y operación de la máquina, volumen del área a secar, la planta actualmente puede secar aproximadamente un volumen semanal de  $8 \text{ m}^3$ . Para lo cual se espera obtener un volumen de  $8 \text{ m}^3$  al día. Además del dimensionamiento ya que el área apartada para la ubicación del secador es amplia, para lo cual se espera lograr con las siguientes dimensiones:

Largo: 6000 mm; Altura: 2500 mm; Ancho: 2000 mm.

## **1.4. OBJETIVOS**

### **1.4.1 Objetivo General**

Diseñar y construir un secador de arena para la producción de morteros en la hormigonera “HORMICEN”.

### **1.4.2. Objetivos Específicos**

- Diseñar el horno secador de arenas cumpliendo con los parámetros establecidos por el propietario de la hormigonera HORMICEN.
- Construir o adquirir un generador de calor (quemador) con el fin de que trabaje por varias horas con un consumo eficiente de gasolina, glp, diesel, electricidad o biocombustible.
- Evaluar los porcentajes de humedad relativa, propiedades y composición de la arena con el fin de alcanzar un correcto secado.

## CAPÍTULO II.

### FUNDAMENTACIÓN

#### 2.1. INVESTIGACIONES PREVIAS

Respecto a las investigaciones previas, es necesario dejar en claro que en la zona tres de nuestra región no existe mucha investigación, ni creación de una secadora de arena para la producción de morteros. Por lo tanto, el presente proyecto técnico servirá de guía para investigaciones futuras.

En Sangolquí, realizaron el “**Diseño y la construcción de un secador de arena**”, el cual a su vez fue analizado por un software anti-plagio, el mismo que cumple todos los requisitos impuestos por la Universidad de las Fuerzas Armadas. Dicho diseño determina los cálculos de esfuerzos ya sea de contacto, cargas estáticas, en si todos los parámetros de diseño mecánico y térmico. [1]

En Argentina, se investigó el “**Tamaño ideal de partículas de grado fino de diversos materiales**”, los cuales fueron determinados por medio de mallas o tamices. Los resultados de estas pruebas son corroborados por medio de la norma ASTM C33, la cual estipula los requerimientos necesarios que permiten una gran amplitud de la variación de granulometría de agregados finos. [2]

En España, se realizó el estudio de “**Diversos tipos de quemadores industriales**”, haciendo énfasis en dos de estos, quemadores atmosféricos y mecánicos, los quemadores atmosféricos se caracterizan por que una parte del aire necesario para la combustión se induce en el propio quemador por el chorro de gas salido de un inyector, mientras que el aire restante se lo obtiene por

difusión del aire ambiente el cual está alrededor de la llama, en estos quemadores se tiene combustiones con altos índices de exceso de aire, mientras que los mecánicos o también llamados a sobrepresión el combustible es inducido mediante inyectores aprovechando la propia presión del suministro. [3]

En Colombia, se investigó los diferentes “**Tipos de bandas transportadoras y su utilización en la industria minera**”. En dicha investigación se hace énfasis que para la selección de una banda transportadora se debe tomar en cuenta diferentes variables como: longitud de la banda, ancho de la banda, tipo de granulometría, capacidad de transporte, longitud del tambor, grado de inclinación de la banda y la velocidad de la misma. Además de una adecuación en las empresas para la utilización de estas bandas y sus usos en la misma. [4]

## **2.2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA**

En el presente capítulo se introduce los conceptos básicos, que ayudaran a la comprensión, diseño y construcción para un secador de arena. Se expondrá términos, procesos básicos necesarios de mecánica y transferencia de calor, esto con la finalidad de ejercer un criterio adecuado para la construcción de dicho secador.

### **2.2.1. Definición de Mortero**

Se lo puede definir como una materia plástica compuesta por una mezcla de uno o varios conglomerantes, áridos y agua. Cuyo fin es el de actuar como elemento de agarre o sujeción en diferentes obras de albañilería.

### **2.2.2. Clasificación de Morteros**

De acuerdo con su origen, los morteros pueden ser: premezclados en planta, premezclados secos y mezclados en obra.

De acuerdo a su dosificación, se ha hecho costumbre de hablar de morteros con relación 1: n, lo cual se indica partes de cemento, arena, etc. Para lo cual se los puede subdividir en: morteros premezclados húmedos y premezclados secos.

- Morteros premezclados húmedos: morteros constituidos por materiales de tipo cementantes, agua, agregados o áridos y aditivos, los mismos que son

proporcionados y mezclados en planta. Dichos morteros pueden ser convencionales o de larga vida los cuales pueden permanecer en estado fresco hasta por 48 horas.

- Morteros premezclados secos: morteros constituidos por materiales de tipo cementantes, agregados secos y aditivos en polvo, los cuales son proporcionados y mezclados en planta. Este tipo de morteros pueden permanecer almacenados por un largo tiempo, para que se cumple el proceso de fraguado estos morteros secos deben ser mezclados con agua en la obra cumpliendo con las especificaciones dadas por el fabricante.

Entre otros tipos de morteros tenemos:

- Morteros de cal
- Morteros de cemento Portland
- Morteros aislantes
- Morteros ligeros
- Morteros coloreados, entre otros

### **2.2.3. Aplicación de Morteros**

Los diferentes tipos de morteros y más comunes son aquellos que tienen como principal conglomerante el cemento, ya sea por su bajo costo, elevada disponibilidad y excelente presentación para diferentes tipos de aplicaciones:

Para enlucidos de pavimento, bóvedas tabicadas y muros cargados, se utiliza una parte de cemento por tres de arena.

Para enlucidos, zócalos y corridos de cornisas, utilizando una parte de cemento por dos de arena.

Para muros cargados, fabricación de ladrillos se puede utilizar un tipo ordinario de mortero con una composición de una parte de cemento y cinco de arena.

Para bruñidos y revoques impermeables, con una composición de una parte de cemento y una de arena. [5]

MORTERO	USOS
1:1	Mortero muy rico para impermeabilizaciones. Rellenos
1:2	Para impermeabilizaciones y pañetes de tanques subterráneos. Rellenos
1:3	Impermeabilizaciones menores. Pisos
1:4	Pega para ladrillos en muros y baldosines. Pañetes finos
1:5	Pañetes exteriores. Pega para ladrillos y baldosines, pañetes y mampostería en general. Pañetes no muy finos.
1:6 y 1:7	Pañetes interiores: pega para ladrillos y baldosines, pañetes y mampostería en general. Pañetes no muy finos
1:8 y 1:9	Pegas para construcciones que se van a demoler pronto. Estabilización de taludes en cimentaciones.

Figura 2. 1. Aplicación de Morteros.

Fuente: [11]

#### 2.2.4. Temperaturas para el secado de arena

El exceso de temperatura de la arena o sílice por encima de los 1500°C, puede ocasionar la pérdida de las propiedades de la arena y esta puede llegar a fundirse, de tal manera que al enfriarse pase por un proceso llamada vitrificación, esto siempre que las temperaturas superen los 1500°C. lo que se busca es mantener una temperatura de 100°C o superior de manera constante, para que el porcentaje de agua en el contenido de arena sea eliminada o evaporada. [1]

Se presenta un rango de lo que sucede en el interior de las temperaturas que comprenden el estudio son de entre 20°C y 740°C.

- A la temperatura de 130°C se elimina el agua de la composición.
- A la temperatura de 400°C emprende una descomposición de la dolomía.
- A la temperatura de 573°C emprende una transformación polimórfica del cuarzo. (este proceso es reversible).

- A la temperatura de 600°C la sosa y caliza minerales principales de la arena se fusionan para formar carbonato doble de sodio y calcio, el mismo que se funde a 813°C.

### 2.2.5. Características de la arena para la unión con el mortero

Como se especifica en la norma ASTM C33, la cual indica que, para el uso en trabajos de mampostería, enlucidos, entre otros, es necesario la utilización de una arena normalizada, la cual se define a continuación.

Se defina como arena normalizada a la arena de sílice (SI O4), la misma que está formada en su totalidad de granos de cuarzo casi puro redondeados. Esta arena normalizada debe cumplir con especificaciones de tamaño de grano como se indica en la figura 2. 2.

Características Graduación, porcentaje pasante del tamiz:	Arena 20 – 30	Arena Graduada
1,18 mm (No. 16)	100	100
850 μm (No. 20)	85 a 100	
600 μm (No. 30)	0 a 5	96 a 100
425 μm (No. 40)		65 a 75
300 μm (No. 50)		20 a 30
150 μm (No. 100)		0 a 4
Diferencia en el contenido de aire en morteros elaborados con arena lavada y sin lavar, % max. De aire <sup>A</sup>	2,0	1,5 <sup>B</sup>
Fuente de arena	Ottawa, IL o LeSuer, MN	Ottawa, IL
<sup>A</sup> Esta determinación es necesaria cuando se sospecha la contaminación de la arena, como se indica en el numeral 4.4.1 <sup>B</sup> 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		

Figura 2. 2. Especificaciones de la arena normalizada.

Fuente: [11]

### 2.2.6. Funcionamiento de un secador de arena

Frederick Ransome introdujo por primera vez en el año de 1885 el horno rotatorio en la industria del cemento, bajo la patente inglesa n° 5442, con el título de “Perfeccionamiento en la industria del cemento.” Un año más tarde en el año de 1886 Ransome la patentó en los Estados Unidos bajo el número n° 340.357, con el título de “Fabricación de cemento.” [5]



Los diferentes tipos de hornos secadores de arena tienen como función principal secar, tamizar y desinfectar la arena en tres etapas, las mismas que radican en el ingreso del material al secador, secado de la arena y salida o descarga del material.

**Ingreso del material:** dicho proceso comienza con el suministro de la arena tamizada o vulgarmente dicha cernida, esto con el fin de evitar el aglomeramiento de material a la entrada del horno, se lo puede realizar de forma manual con la utilización de palas, o mediante el uso de bandas transportadoras. Con la implementación de una tolva se conseguirá una esparción homogénea del material.

**Secado de la arena:** dicho proceso se compone de un principio rotatorio, para lo cual el horno o cámara de secado estará apoyada en varios rodillos, los cuales permitirán girar al mismo. Esto se lo hace con el fin de evitar que la arena se quede impregnada en las paredes del tambor, ocasionando así que no exista un secado homogéneo.

En el interior del horno secador contiene solapas, cuya función principal es ayudar al transporte de la arena hasta llegar al final del secador dejándola caer actuando estas como palas. Para que este método sea efectivo debe existir una llamarada generada por un lanzallamas, la misma que deberá ser ubicada al final del horno.

Por especificaciones del propietario de la empresa se escoge como combustible al gasoil o diesel, para lo cual se incorpora un secador tipo lanzallamas. Dicho secador consta con una bomba de succión para la absorción del combustible y un encendido por chispa automático. De esta manera la arena se encontrará rotando y cayendo frecuentemente por la llama, asegurando así que la arena llegará seca a lo largo del horno.

**Salida o descarga del material:** este proceso consiste con la ubicación de una tolva de almacenamiento en la parte inferior del secador donde la arena caerá después de haber culminado el proceso de secado, esto ocurrirá hasta el comienzo de una nueva etapa de producción la cual consiste en el ingreso de la arena seca a una máquina mezcladora, en la que se procederá a la mezcla con otros elementos y así formar el mortero seco.

### 2.2.7. Secadores de arena en la industria

A manera de plasmar un punto de referencia (benchmarking), se muestra diversas marcas de hornos secadores de arena.

Xingbang maquinaria se especializa en la fabricación de este tipo de secadores de arena con alta eficiencia, estable e íntegra de calefacción, diseñada para materiales con una elevada humedad. Este secador posee una fuerte capacidad de adaptación de materiales, su funcionamiento es muy simple y responsable. El principal combustible de funcionamiento del sacador es el gas licuado de petróleo o GLP. [6]

En la figura 2. 3 se muestra al horno secador de arenas y su estructura, además de una tabla de especificaciones técnicas de dicha maquinaria.



Figura 2. 3. Horno secador de arena Xingbang.

Fuente: [6]

Tabla 2. 1. Especificaciones técnicas XBM

Modelo	Diámetro (Mm)	Longitud del tambor (M)	Reductor principal		Velocidad (R/min)	Capacidad de producción (T/H)	Potencia (Kw)	Pesar (T)	Volumen (m³)
			Modelo	Relación					
Φ1. 0x10	Φ1000	10	JZQ450-16-11		6.73	1-3.8	5.5	7.5	7.85
Φ1. 2x12	Φ1200	12	ZL50-16-1		5.8	1.8-5.5	11	13.8	13.31
Φ1. 5x12	Φ1500	12	JZQ500-111-2F	16.46	4.8	4-9	15	22.3	21.2
Φ1. 5x15	Φ1500	15	ZQ50-1611-2	16.46	4.8	4-10	18.5	28.8	26.5
Φ1. 8x14	Φ1800	14	JZQ650-111	18.84	3.2	6-12	30	39.8	48.22
Φ2. 2x16	Φ2200	16	ZJQ750-111	31.5	3	10-23	37	51	60.1
Φ2. 2x18	Φ2200	18	JZQ750-111	31.5	3	10-25	37	53.3	70.43
Φ2. 4x20	Φ2400	20	ZL85-13-1	27.16	2.83	20-40	45	78.4	90.43
Φ2. 8x24	Φ2800	24	ZL100-16-1	31.5	2.59	20-45	55	97	147.8
Φ3. 0x20	Φ3000	20	ZL100-16-1	41.54	2.6	25-48	55	102	141.3
Φ3. 2x25	Φ3200	25	ZLH115	41.54	2.1	30-55	110	148	201

**Fuente: [6]**

Shanghai Lipu industria pesada P.L: la serie HG figura 2. 4, secador rotatorio adecuado para el sacador de material metálico, minerales, alimentos, carbón, cemento, entre otros. La serie HG puede cambiar las condiciones de trabajo dependiendo de las condiciones del material. La utilización del método de secado indirecto es adecuado para los diferentes materiales sensibles a la temperatura, por otro el método en contracorriente puede obtener una mayor intensidad en la evaporación. Esta serie de secadores tiene la capacidad de trabajar con los dos métodos antes mencionados. [7]

El nuevo quemador instalado en esta serie satisface todas las necesidades de los clientes, este quemador puede trabajar con diversos tipos de combustible como: diesel, glp, aceite pesado, gas de carbón, entre otros.



*Figura 2. 4. Horno secador de arena HG.*

**Fuente: [7]**

*Tabla 2. 2. Especificaciones Técnicas serie HG.*

Modelo	Diámetro de Cilindro (mm)	Longitud de Cilindro (mm)	Volumen de Cilindro (m <sup>3</sup> )	Velocidad Rotatorio del Cilindro (r/min)	Potencia (kW)	Peso(t)
HG0.6x6	600	6000	1.7	1-8	3	2.9
HG0.8x8	800	8000	4	1-8	4	3.5
HG1x10	1000	10000	7.9	1-8	5.5	6.8
HG1.2x6	1200	6000	6.8	1-8	5.5	6.7
HG1.2x8	1200	8000	9	1-8	5.5	8.5
HG1.2x10	1200	10000	11.3	1-8	7.5	10.7
HG1.2x11.8	1200	11800	13.4	1-8	7.5	12.3
HG1.5x8	1500	8000	14.1	1-5	11	14.8
HG1.5x10	1500	10000	17.7	1-5	11	16
HG1.5x11.8	1500	11800	21	1-5	15	17.5
HG1.5x15	1500	15000	26.5	1-5	15	19.2
HG1.8x10	1800	10000	25.5	1-5	15	18.1
HG1.8x11.8	1800	11800	30	1-5	18.5	20.7
HG1.8x15	1800	15000	38.2	1-5	18.5	26.3
HG1.8x18	1800	18000	45.8	1-5	22	31.2
HG2.2x11.8	2200	11800	44.8	1-4	22	30.5
HG2.2x15	2200	15000	53.2	1-4	30	36.2
HG2.2x18	2200	18000	68.4	1-4	30	43.3
HG2.2x20	2200	20000	76	1-4	30	48.8
HG2.4x15	2400	15000	67.9	1-4	30	43.7

Fuente: [7]

Henan Yuhong Heavy Machinery Co., Ltd: la serie YH es el modelo más reciente de la marca Yuhong, cuyo principal objetivo es el de procesar grandes cantidades de material a secar. Por su alta confiabilidad, adaptabilidad son utilizados no solamente en la industria minera específicamente con áridos, sino en otros, como el de la industria alimenticia, metalurgia, productos químicos, carbón, entre otros. Como principal combustible se tiene al gas licuado de petróleo o GLP, aunque puede utilizarse diferentes tipos de combustible. Como lo muestra la figura 2. 5.



Figura 2. 5. Horno secador de arena YH.

Fuente: [23]

Tabla 2. 3. Especificaciones Técnicas serie YH.

Especificaciones	Capacidad (t/h)	Motor		Reductor		Peso (t)
		Modelo	Energía (kilovatios)	Modelo	Cociente de la velocidad	
Φ1×10m	1.0-3.5	Y132M2-6	5.5	ZL350-II-25	-----	7.5
Φ1.2×10 m	2.5	Y160M-6	7.5	ZL50-16-1	-----	13.5
Φ1.5×12 m	3.3-4.9	180L-6	15	JZQ500-III-2F	-----	18.9
Φ1.5×15 m	4-6	Y200L-6	18.5	JZQ650-III-2F	-----	21
Φ1.8×12 m	4-6	Y160L-6	18.5	ZQ50-16II-2	16.46	22.83
Φ2.2×12 m	7-12	Y200L-6	22	JZQ650-III	31.5	37.6
Φ2.2×14 m	7-12	Y200L-6	22	JZQ650-III	31.5	40
Φ2.2×16 m	12	Y225M-6	22	JZQ650-III	31.5	45
Φ2.4×14 m	12	Y250M-6	37			51
Φ2.4×18 m	10-13	Y250M-6	37	ZL85-13-1	27.16	54
Φ2.4×20 m	10-14	Y250M-6	37	ZL85-13-1	27.16	54.14
Φ3×20 m	25	Y280M-6	55	ZL100-16-1	41.52	78
Φ3×25 m	32-36	YR280M-4	75	ZL100-16-1	41.52	104.9

Fuente: [23]

### 2.2.8. Principales partes de un horno secador de arena

Las principales partes de un horno secador de arena son: la cámara de secado, el sistema de transmisión o movimiento y el quemador (lanzallamas).

Cámara de secado: esta parte es la principal del sistema ya que en ella ingresará el material árido para el proceso de secado. Esta cámara estará apoyada sobre rodillos, los cuales hacen girar libremente a la misma con la ayuda de un motor.

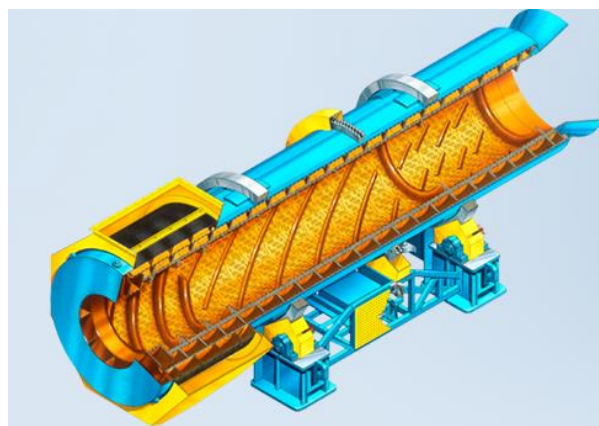


Figura 2. 6. Cámara de secado de un horno Rotatorio.

Fuente: [8]

La cantidad necesaria de arena para el ingreso en la cámara de secado se determina por el porcentaje de llenado, el mismo que especifica que para secadores con dispositivos elevadores o tipo pala es de un 12% a 15%. [5]

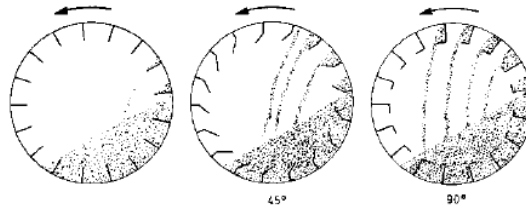


Figura 2. 7. Dispositivos elevadores tipo pala.

Fuente: [5]

En el caso de dispositivos circulares o tipo celdas puede llegar a tener de un 25% a 30%.

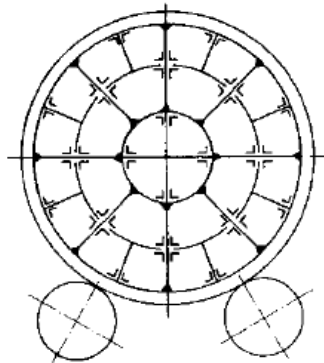


Figura 2. 8. Dispositivos elevadores tipo celda.

Fuente: [5]

Para nuestro diseño y los diferentes parámetros planteados se ha calculado el porcentaje de llenado por medio de la ecuación 2-1.

$$\Phi = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{\pi \times \alpha_H}{180} - \text{sen} \alpha_H \right) \times 100 \quad \text{Ec. 2-1}$$

Donde:

- $\Phi$ : grado de llenado
- $\alpha_H$ : ángulo que cubre el material en el horno. (°)

En la parte exterior la cámara de secado se encuentra rodeada por un engrane o piñón que consentirá el acople con el sistema de transmisión o movimiento, a su vez cuenta con anillos cuya función es hacer tope para que la cámara no se desplace y esta se mantenga en su posición. En el interior la cámara cuenta con solapas de tipo pala, con el fin de evitar que el material se aglomere y no avance por la longitud del tambor.

Sistema de transmisión o movimiento: esta parte que conforma el secador permite acoplar el motor con la cámara de secado con el fin de que esta gire, alcanzando un secado adecuado. Existen diferentes tipos de sistemas de transmisión mecánica, los cuales son utilizados con frecuencia en la construcción de secadores. De forma particular el sistema más utilizado en la industria es por medio de engranes, con esto evitar un sobrecalentamiento en el motor. Finalmente se emplean rodillos como apoyo, con el fin de disminuir la fricción y aumentar la eficiencia del sistema. Por especificaciones del dueño de la empresa se ha seleccionado un sistema de transmisión de cadena con piñones.

El mismo que tiene como finalidad producir el movimiento desde un motor hacia un piñón acoplado a la flecha del motor y mediante la implementación de una cadena el movimiento es transmitido a otro piñón de mayor diámetro, el mismo que se encuentra acoplado a la cámara de secado.

Como ventajas de este sistema tenemos:

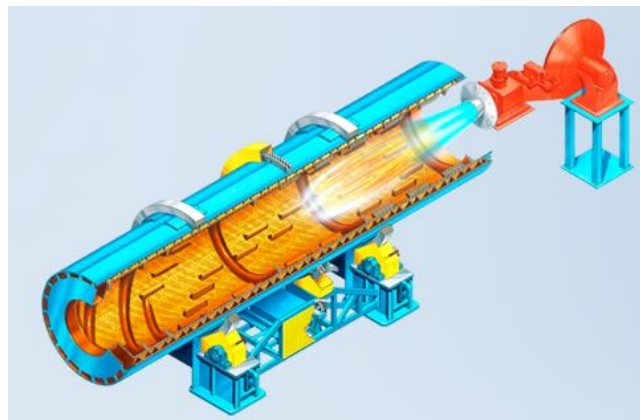
- Sistema de alta eficiencia
- Sistema robusto
- De fácil montaje

Como desventajas del sistema tenemos:

- Sistema ruidoso
- Mantenimiento moderado

Fuente de calor: la fuente de calor para suministrar a un secador de arena puede variar dependiendo de la cantidad de arena a secar, para las condiciones del secador a diseñar, expuestas en el capítulo anterior se puede utilizar un quemador. Dicho quemador está diseñado para generar llamas mediante un líquido volátil, en nuestro caso gasoil o diesel.

El quemador tiene como finalidad de suministrar calor al horno véase la figura 2.9, incrementando la velocidad del secado. La característica principal del quemador es la de controlar la cantidad de calor y el paso de combustible en este caso diesel.



*Figura 2. 9. Lanzallamas de un horno secador de arena.*

**Fuente: [8]**

Las características del quemador seleccionado para la realización del proceso de secado es el de marca italiana BALTUR BTL 20P 50 Hz, y las cuales son las siguientes:

- Quemador de gasóleo con funcionamiento de doble etapa.
- Ajuste de aire comburente y de la cabeza de combustión
- Regulación del caudal del aire con servomotor eléctrico.
- Cierre de la clapeta de aire cuando el quemador está parado, con esto se evita dispersiones de calor por la chimenea.
- Brida de conexión al generador corrediza para ser adaptada al saliente del cabezal a diferentes tipos de generadores de calor.
- Circuito de alimentación de combustible formado por una bomba de engranes con ajuste de presión y válvulas de cierre



- Conector de 7 bornes para alimentación eléctrica y termostática del quemador. [9]

### 2.2.9. Transferencia de calor

La transferencia de calor es llevada a cabo la transferencia de energía producida por el medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja y dicha transferencia se detiene cuando ambos medios alcanzan las mismas temperaturas u obteniendo un equilibrio térmico.

La característica principal para el análisis de transferencia de calor que sufre un cuerpo es la de tomar a consideración tres aspectos fundamentales: la conducción, la convección y la radiación. En este apartado se destacará la conducción y la convección forzada, mecanismos presentes en el interior de un horno secador.

### 2.2.10. Conducción

La conducción no es más que la transferencia de la energía de partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas. Este mecanismo de transferencia puede darse en medios sólidos, líquidos y gases.

En caso de sólidos la conducción se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una red y al transporte de energía por parte de electrones libres. La ley básica de conducción de calor (J. Fourier), establece que la tasa de transferencia de calor por conducción en una dirección especificada es directamente proporcional al área normal a la dirección del flujo de calor y al gradiente de temperatura en la misma dirección. [10]

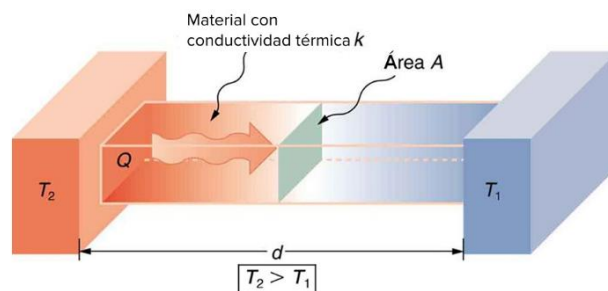


Figura 2. 10. Conducción de calor.

Fuente: [1]

### 2.2.11. Convección libre y convección forzada

Este mecanismo de transferencia de calor se produce entre una superficie sólida y un líquido o gas adyacente que se encuentra en movimiento. Entre mayor sea el movimiento de un fluido, mayor será la transferencia de calor por convección.

#### 2.2.11.1. Convección Forzada

La convección recibe el nombre de convección forzada cuando el flujo es forzado a fluir sobre una superficie con la ayuda de medios externos como: ventiladores, bombas o el viento. [10]

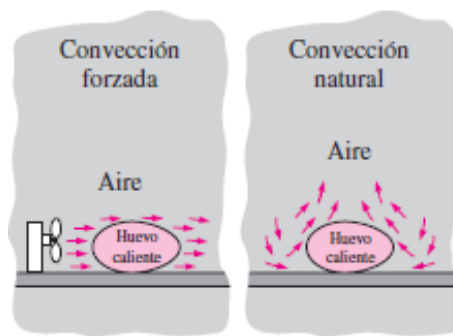


Figura 2. 11. Convección Forzada.

Fuente: [10]

### 2.2.12. Modelo matemático de transferencia de calor para hornos secadores de arena

Se puede obtener un modelo matemático aproximado utilizando las ecuaciones de transferencia de calor en estado transitorio de temperaturas. Como se indicó anteriormente podemos encontrar una convección forzada en este tipo de hornos secadores, y hay que tener presente que dentro del horno la convección dependerá siempre de las propiedades del fluido, de la superficie en contacto con el fluido y el tipo de flujo. Entre las principales propiedades del fluido tenemos:

- Coeficiente de conductividad térmica (k)
- Viscosidad dinámica (m)
- Densidad del fluido ( $\gamma$ )

Es considerable la dependencia de la viscosidad cinemática ( $\eta$ ), ya que su valor depende de la viscosidad dinámica y la densidad del fluido como se muestra en la ecuación 2-2.

$$\eta = \frac{m}{\gamma} \quad \text{Ec. 2-2}$$

Hay que tomar en cuenta si el tipo de fluido es laminar o turbulento, mediante el número de Reynolds y su velocidad de transferencia de calor por convección. Considerando siempre que la velocidad de transferencia de calor es proporcional a la diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido. Esto gracias a la ley de enfriamiento de Newton, [1] ecuación 2-3.

$$\frac{dT}{dt} = -k(T - T_m) \quad \text{Ec. 2-3}$$

Donde:

- t= tiempo
- T= temperatura de la superficie en contacto con el fluido
- T<sub>m</sub>= temperatura del fluido lo suficientemente alejado de dicha superficie

Resolviendo la diferenciación obtenemos la ecuación 2-4.

$$T = T_m + Ce^{-kt} \quad \text{Ec. 2-4}$$

### 2.2.13. Pérdida de calor por paredes

En este apartado se analizará que la transferencia de calor por paredes de un sistema muestra que el calor fluye en dirección perpendicular a la superficie y la conductividad siempre es uniforme, dicha transferencia queda expresada mediante la ecuación 2-5.

$$q_k = - \frac{KA}{L}(T2 - T1) = \frac{KA}{L}(T1 - T2)$$

Ec. 2-5

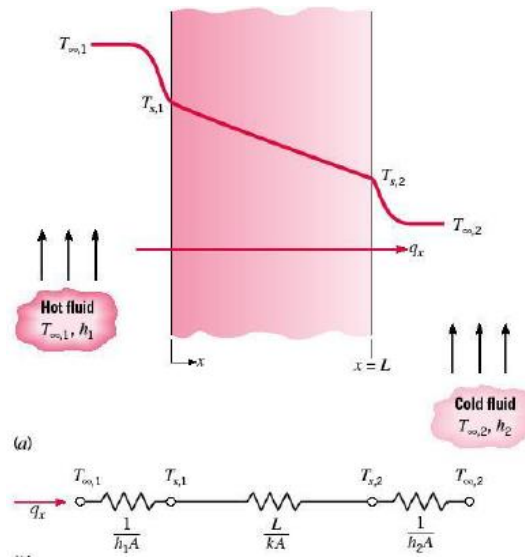


Figura 2. 12. Decremento de temperatura durante una transferencia de calor.

Fuente: [10]

Como se puede apreciar en la figura 2. 12, la temperatura mayor expresada de color rojo (T1), temperatura menor (T2), la longitud de la pared (L) y el área de contacto (A).

Es de suma importancia identificar las secciones presentes dentro del horno secador y los diferentes tipos de mecanismos de transferencia de calor existentes como se muestra en la figura 2. 13.

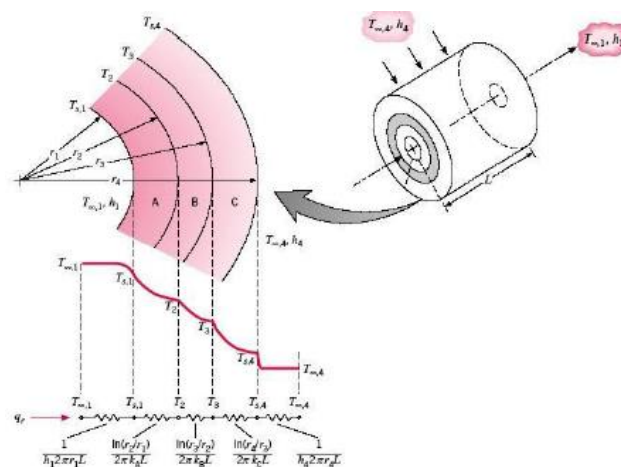


Figura 2. 13. Tipos de secciones de la cámara de secado.

Fuente: [10]

Donde:

- n1= Convección en el interior de la cámara de secado
- n2= Conducción de la cámara de secado
- n3= Conducción de la chapa metálica
- n4= Convección exterior

Donde:

$$\begin{aligned} \text{➤ } n_1 &= \frac{1}{2 \pi r_1 L h_1} & n_2 &= \frac{\log\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \pi K_a L} \\ \text{➤ } n_3 &= \frac{\log\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 \pi k_b L} & n_4 &= \frac{1}{2 \pi h_4 r_4 L} \end{aligned}$$

Tomando en cuenta el sistema de la figura 2. 13 los valores de n1, n2, n3, n4 son resistencias del sistema de transferencia de calor, la cual se expresa como:

$$Q_p = \frac{T_1 - T_2}{N_1 + N_2 + N_3 + N_4} \quad \text{Ec. 2-6}$$

#### 2.2.14. Evaporización del agua existente en el interior del horno secador

Debido a la evaporación por convección en el interior del horno se debe adquirir la potencia necesaria del lanzallamas o quemador, el mismo que hará que la arena se caliente provocando así la evaporación del agua mediante transferencia de calor como se muestra en la figura 2. 14.

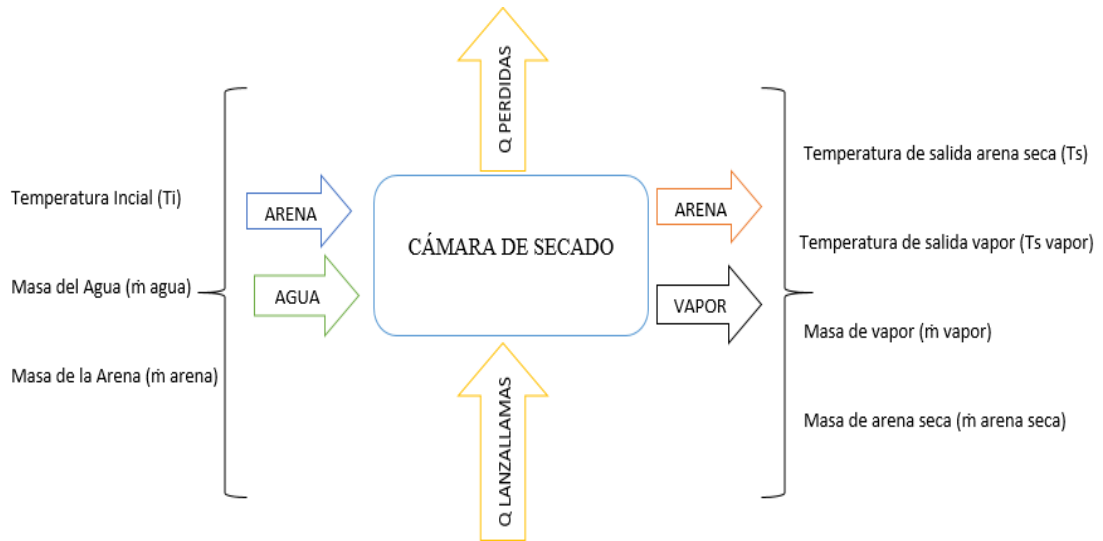


Figura 2. 14. Sistema de evaporización del agua en el interior del horno secador.

En este apartado se puede emplear la ecuación de transferencia de calor que determina cuanto calor se traslada mediante la diferencia de temperatura, ecuación 2-7.

$$Q_1 = m \times c \times \Delta T \quad \text{Ec. 2-7}$$

Para las condiciones de evaporización del agua se obtiene la ecuación 2-8.

$$\Delta Q_1 = m \times c \times (100 - T_a) \quad \text{Ec. 2-8}$$

De igual manera se obtiene una ecuación de evaporización, la misma que determina el calor necesario para lograr evaporar una masa (m) de agua, como se muestra en la ecuación 2-9.

$$\Delta Q_2 = m \times L_v \quad \text{Ec. 2-9}$$

De las expresiones anteriores tenemos:

- c= Calor específico
- T<sub>a</sub>= Temperatura inicial del agua
- L<sub>v</sub>= Calor de vaporización del agua
- m= Masa del agua en gramos en el depósito

➤  $\Delta Q =$  Variación de calor

Ahora bien, se sabe que la conducción de calor en estado estable en cilindros huecos tiene dos direcciones, la primera es netamente radial, es decir desde el interior del cilindro hacia el exterior, la segunda dirección es longitudinal, es decir desde la fuente de calor hasta el extremo opuesto del cilindro. [10]

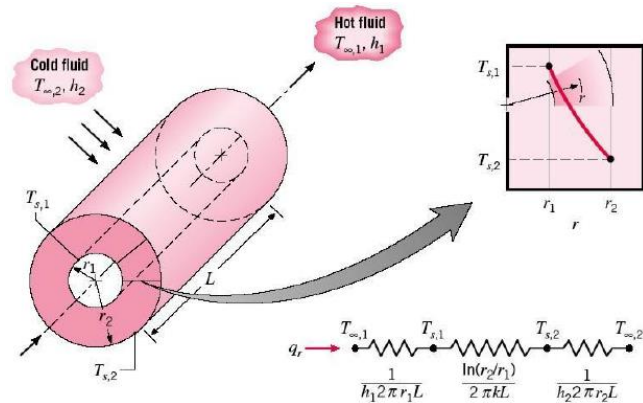


Figura 2. 15. Sistema radial para cilindros huecos.

Fuente: [10]

De acuerdo al sistema mostrado en la figura 2. 15 la distribución de temperaturas para este tipo de sistemas radiales obtenemos la ecuación 2-10.

$$T(r) = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \ln \frac{r_1}{r_2} + T_{s2} \quad \text{Ec. 2-10}$$

Donde:

- $T_{s1}$  = Temperatura de la superficie interior de cilindro ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $T_{s2}$  = Temperatura de la superficie exterior del cilindro ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $r_1$  = Radio interior del cilindro hueco (m)
- $r_2$  = Radio exterior del cilindro hueco (m)

La distribución de temperatura aplicada en la ecuación 2-10, se aplicase la condición longitudinal más la intervención de la ley de Fourier se obtiene la ecuación de flujo de calor para todas las direcciones del cilindro, ecuación 2-11.

$$q_r = \frac{2 \times \pi \times L \times k (T_{s1} - T_{s2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad \text{Ec. 2-11}$$

### 2.2.15. Modelos para análisis en estado transitorio.

El invariable movimiento surgido en el interior de la cámara de secado y las condiciones ambientales causan que el horno secador casi nunca se encuentre en equilibrio, lo que quiere decir que este se halle en condiciones constantes de variación de temperatura, esto debido a la propiedad física de la masa llamada calor específico (Cp). Para ello se realiza un balance de energía en estado transitorio, obteniendo un cálculo de tiempo de estabilización. Introduciendo así la expresión de variación de temperatura en función del tiempo. La forma general de imposición de conservación de energía se puede expresar mediante la ecuación 2-12.

$$\dot{E}_{t=} = \dot{E}_e - \dot{E}_s \quad \text{Ec.2-12}$$

Donde:

- $\dot{E}_e$ = energía que ingresa
- $\dot{E}_s$ = energía que sale
- $\dot{E}_{t=}$ = energía transferida

La energía de entrada es proporcionada por el quemador a utilizar. Mientras que la energía transferida es el resultado del cambio de temperatura en función del tiempo, además estos cambios de energía se deben solo a los cambios de energía térmica en el interior del horno.

### 2.2.16. Conducción de calor en cilindros largos

La temperatura en el interior de un cuerpo varía de punto a punto, por lo cual se plantea la ecuación 2-13, la misma que considera la variación de la temperatura en función del tiempo, la posición en problemas unidimensionales. Las principales funciones de esta ecuación son el número de Biot y el número de Fourier.



### 2.2.16.1. Número de Biot

El número de Biot es la razón de la resistencia interna de los cuerpos a la conducción de calor con respecto a su resistencia externa a la convección de calor. [22]

$$Bi = \frac{hr}{k_s} \quad \text{Ec. 2-13}$$

Donde:

- $h$  = coeficiente de conducción (W/m<sup>2</sup>K)
- $r$  = radio (m)
- $k_s$  = conductividad térmica (W/m K)

### 2.2.16.2. Número de Fourier

El número de Fourier no es más que la medida de calor conducido a través de un cuerpo en relación al calor almacenado.

$$\tau = \frac{\alpha t}{r^2} \quad \text{Ec. 2-14}$$

Donde:

- $\alpha$  = difusión térmica (m<sup>2</sup>/s)
- $t$  = tiempo (seg)
- $r$  = radio (m)

El problema con la conducción unidimensional en estado transitorio para puntos en el interior de cilindros está dado por la ecuación 2-15.

$$\theta_{r,cil} = \frac{T_0 - T_\infty}{T_i - T_\infty} = A_1 e^{-\lambda^2 \tau} x J_0 \frac{\lambda_1 x r}{r_0} \quad \tau > 0.2 \quad \text{Ec.2-15}$$

Una vez conocido el número de Biot, se determinará las constantes  $A_1$ ,  $J_0$ ,  $J_1$ ,  $\lambda_1$ , cuyos valores se encuentran tabulados.

### 2.2.17. Superficies que se caracterizan por tener un flujo de calor constante

Dado el caso de que el espesor de la placa frontera sea superior al diámetro del cilindro, la transferencia de calor será calculada de la misma manera a la de placas verticales. Con la implementación de flujos de calor constantes se introduce como principal factor el número de Grashof.

#### 2.2.17.1. Número de Grashof

El Número de Grashof determina el coeficiente de conectividad en la convección, en otras palabras, la facilidad con la que se produce la convección.

$$Gr_x^* = Gr_x \times Nu_x = \frac{g \beta q_w x X^4}{k_f \nu^2} \quad \text{Ec. 2-16}$$

Donde:

- $Gr^*$  = número de Grashof modificado
- $g$  = gravedad (9,81 m/s<sup>2</sup>)
- $\beta$  = coeficiente de expansión volumen ( $\beta=1/T$ )
- $X$  = longitud del cilindro (m)
- $k_f$  = conductividad térmica del fluido (W/mK)
- $\nu$  = viscosidad cinemática (kg/ms)

#### 2.2.17.2. Número de Nusselt

El número de Nusselt no es más que la relación existente entre la transferencia de calor por convección y la transferencia por conducción de una superficie, este número depende principalmente si el intervalo es laminar o turbulento como se muestra en las ecuaciones 2-17 y 2-18.

Laminar:

$$Nu_{xf} = \frac{h_f}{k_f} = 0,60(Gr_x^* Pr_f)^{1/5} \quad 10^5 < Gr_x^* < 10^{11} \quad \text{Ec. 2-17}$$

qw = constante

Turbulento:

$$Nu_{xf} = \frac{h_x}{k_f} = 0,17(Gr_x * Pr_f)^{1/4} \quad 2 \times 10^{11} < Gr_x * Pr < 10^{16} \quad \text{Ec. 2-18}$$

qw = constante

hx = coeficiente de calor por convección en el interior del cilindro.

### 2.2.17.3. Resolución del modelo transitorio

En el análisis transitorio se debe especificar dos acontecimientos primordiales que ocurre en el interior del horno secador de arena, en primer lugar, la determinación del tiempo en que la arena alcanza la temperatura de 100°C mediante la ley de enfriamiento de Newton, en segundo lugar, el tiempo en que el contenido de agua presente en la arena se evapora (calor latente de evaporización). Por lo tanto, se presentan las siguientes ecuaciones:

$$T = T_0 + \frac{P}{R} \left( 1 - e^{-\frac{R}{mc}t} \right) \quad \text{Ec. 2-19}$$

Despejando t:

$$t = -\frac{mc}{R} \ln \left( 1 - \frac{R}{P} (T - T_0) \right) \quad \text{Ec. 2-20}$$

Donde:

- P = potencia del quemador
- m = masa
- c = calor específico
- R = coeficiente de pérdidas (inverso a la conductividad hx)
- t = tiempo
- T = temperatura

- $T_0$  = temperatura ambiente

Ahora bien, se asume que la temperatura de la arena húmeda se mantiene constante a  $100^\circ\text{C}$ , lo que lleva a interpretar que el calor que es suministrado por el horno secador se invierte en evaporar una masa  $m$  de agua presente en la arena [1], por lo que, la ecuación 2-21 se expresa de la siguiente manera:

$$t = \frac{m_e \times L_v}{P - R(100 - T_0)} + (t_1) \quad \text{Ec. 2-21}$$

Donde:

- $P$  = potencia del quemador
- $m_e$  = masa de agua evaporada
- $L_v$  = calor latente de evaporización
- $R$  = coeficiente de pérdidas
- $t$  = tiempo
- $T_0$  = temperatura ambiente
- $t_1$  = tiempo invertido que llega a  $100^\circ\text{C}$

### 2.2.18. Balance térmico de secadores de arena

La totalidad del calor suministrado a través de una fuente exterior en hornos secadores de arena se distribuye alrededor de: [5]

Tabla 2. 4. Balance térmico en hornos secadores de arena.

Consumo de calor utilizado para la evaporización de la humedad	50%
Calefacción del vapor de agua hasta la temperatura de salida de los gases	5%
Calor perdido por gases de salida	12%
Calor transportado con el material seco	15%
Perdidas de calor por radiación en el horno	18%
Total	100%

Fuente: [5]

## CAPÍTULO III

### DISEÑO DEL PROYECTO

#### 3.1. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Generalmente para el diseño de una máquina se debe plantear distintas alternativas o parámetros a considerar como en nuestro caso el combustible adecuado para el quemador, entendiéndose como la elaboración de un plan que llegue a satisfacer el buen funcionamiento del sistema requerido.

##### 3.1.1. Selección de alternativas del combustible adecuado para el quemador de la secadora de arenas.

El propósito de la selección del combustible, es el de optimizar aspectos tales como:

- Consumo diario
- Contaminación
- Costos de operación
- Seguridad
- Almacenaje
- Facilidad de obtención
- Costo de obtención

Para cumplir dichos aspectos, planteamos varios tipos de combustibles para las cuales tenemos:

- Gasolina
- Diesel
- Electricidad
- Biocombustible (etanol)

- GLP

#### **3.1.1.1. Gasolina**

Consiste en la mezcla de hidrocarburos líquidos más ligeros derivados del petróleo, utilizados como combustible en motores de combustión interna MECH.

Ventajas

- El octanaje indica la presión y temperatura a la que puede ser sometido el combustible mezclado con el aire antes de explotar espontáneamente.
- Es uno de los mejores combustibles.
- Facilidad de obtención.

Desventajas

- Combustible altamente inflamable y contaminante.
- Incurción de aditivos contaminantes como el plomo.

#### **3.1.1.2. Diesel**

Carburante también conocido como gasoil, el cual es obtenido mediante la destilación y la purificación del petróleo crudo, utilizado principalmente como combustible de calefacción y motores a diesel o MAE.

Ventajas

- El combustible diesel es mucho más económico que la gasolina.
- El consumo de este combustible es menor y más estable que la gasolina.
- Es un combustible de mayor masa molecular, densidad y menor volatilidad que la gasolina.

Desventajas

- Requiere de un filtro para que las concentraciones de partículas no sean muy grandes, por lo cual estos filtros deben ser cambiados con mayor frecuencia.
- Provoca altas emisiones de NO de partículas sólidas que afectan la calidad de la atmósfera.

### **3.1.1.3. Electricidad**

La electricidad es útil como combustible cuando esta se almacena en baterías. La electricidad por su naturaleza no genera contaminantes, aunque los métodos para obtener la misma pueden involucrar combustibles fósiles, además de la creación de calor para el encendido de ciertas máquinas.

#### Ventajas

- Reducción de emisiones de efecto invernadero.
- Recuperan la energía de los residuos.
- Disminuye la necesidad de la creación de vertederos y emisiones de gas metano.

#### Desventajas

- El costo de este combustible varía en función de la localización y la aplicación del mismo.
- La electricidad con la que se recargan las baterías es generada en muchas ocasiones a base de carbón, gas natural, las cuales producen contaminación.

### **3.1.1.4. Biocombustible (etanol)**

Combustible que resulta de la fermentación y destilación del maíz, cebada o trigo, entonces la principal fuente de obtención de este combustible es la biomasa específicamente la que lleva una importante producción de glucosa como la que entrega los productos antes mencionados.

#### Ventajas



- Este combustible es mucho menos contaminante que los carburantes fósiles.
- Se lo puedo obtener en cualquier parte del mundo, por lo tanto, no se necesita de un país dependiente de producciones externas.
- La fabricación de este combustible no necesita de una complicada y extensa tecnología, además que los materiales utilizados son renovables.

#### Desventajas

- Produce un elevado gasto de energía para la producción de este combustible.
- Este combustible necesita de un gran espacio de cultivo para la obtención de su materia prima y así poder alcanzar una producción elevada.
- Los subsidios de este combustible tienen un impacto negativo a los precios de alimentación y disponibilidad.

#### **3.1.1.5. Gas Licuado de Petróleo (GLP)**

Consiste en una mezcla de hidrocarburos gaseosos (propano y butano). El GLP es incoloro e inodoro al cual se le añade un “odorizante” para una mayor detección en caso de fuga por más mínima que esta sea.

En condiciones normales este combustible es un gas mientras que al ser sometido a presiones moderadas o es enfriado este pasa a ser líquido, siendo así de fácil almacenamiento y transporte. Es empleado principalmente como combustible de calderas y motores o como materia prima para la industria química.

Este combustible es utilizado para diversos campos de la industria como son:

#### Ventajas

- Las emisiones de CO<sub>2</sub> son extremadamente bajas con una reducción de entre 10% y 20% respecto a los combustibles fósiles.
- Puede ser hasta 5 veces más eficiente que los combustibles tradicionales, y por ello reduce el desperdicio de energía y hace un mejor uso de los recursos de nuestro planeta.

- Resulta extremadamente versátil y transportable, encontrándose así en una gran variedad de envasado y almacenamiento.
- Es más eficiente que la generación de energía a partir de un gas canalizado, convirtiéndolo en un combustible ideal para ser utilizado en viviendas e industrias de zonas rurales y urbanas.
- Este combustible tiene un octanaje de 110,12 octanos más que la gasolina de alta calidad.

#### Desventajas

- Es altamente sensible a la alta temperatura, aumentando su volumen en función de esta.
- A pesar que tiene un bajo costo su nivel de consumo es mayor.
- Su poder calorífico es mucho menor que el de la gasolina, lo que quiere decir que entrega menor energía, que se traduce a menos potencia para su utilización.

#### **3.1.1.6. Método ordinal corregido de criterios ponderados**

Método recomendado, ya que permite obtener resultados globales significativos, el mismo que está basado mediante tablas donde cada criterio se compara con los demás criterios y se asignan valores. Dichos valores designados son:

- 1 valor designado al criterio de las filas, las cuales son superiores o mejor que el de las columnas.
- 0.5 valor designado al criterio de las filas, las cuales son equivalentes al de las columnas.
- 0 valor designado al criterio de las filas, las cuales son inferiores al de las columnas.

Previamente para cada criterio se suman los valores asignados en relación a los criterios restantes al que se añade una unidad (evitando así una valoración nula); después en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio.

Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.

Tabla 3. 1CRITERIOS PONDERADOS.

Criterio	Consumo Diario	Contaminación	Costos de Operación	Seguridad	Almacenaje	Facilidad de Operación	Costo de Obtención	$\Sigma + 1$	Ponderación
Consumo Diario		0,5	0,5	0	0,5	0,5	1	4	0,16
Contaminación	0,5		0,5	0	1	0	0,5	3,5	0,14
Costo de Operación	0,5	0,5		0	0,5	0,5	0	3	0,12
Seguridad	0	0	0		1	0,5	0,5	3	0,12
Almacenaje	0	1	0,5	1		0,5	0,5	4,5	0,18
Facilidad de Operación	0,5	0	0,5	0,5	0,5		0	3	0,12
Costo de Obtención	1	0,5	1	0	0,5	0		4	0,16
Total								25	1

Tabla 3. 2. Criterio de Ponderación Consumo Diario.

Consumo Diario	Gasolina	Diesel	Electricidad	Biocombustible (etanol)	GLP	$\Sigma + 1$	Ponderación
Gasolina		0,5	0	0,5	0,5	2,5	0,161
Diesel	0,5		0	0,5	0,5	2,5	0,161
Electricidad	1	1		1	1	5	0,323
Biocombustible (etanol)	0,5	0,5	0,5		0,5	3	0,194
GLP	0,5	0,5	0	0,5		2,5	0,161
					Suma	15,5	1,000

Tabla 3. 3. Criterio de Ponderación Contaminación.

Contaminación	Gasolina	Diesel	Electricidad	Biocombustible (etanol)	GLP	$\Sigma + 1$	Ponderación
Gasolina	1	0,5	1	1	1	4,5	0,346
Diesel	0,5	1	1	0,5	0,5	3,5	0,269
Electricidad	0	0	1	0	0	1	0,077
Biocombustible (etanol)	0	0,5	0	1	0,5	2	0,154
GLP	0	0,5	0	0,5	1	2	0,154
					Suma	13	1,000

Tabla 3. 4. Criterio de Ponderación Costo de Operación.

Costo de Operación	Gasolina	Diesel	Electricidad	Biocombustible (etanol)	GLP	$\Sigma + 1$	Ponderación
Gasolina	1	1	1	1	1	5	0,294
Diesel	0,5	1	0,5	0,5	0,5	3	0,176
Electricidad	0,5	0,5	1	0,5	0,5	3	0,176
Biocombustible (etanol)	0,5	0,5	0,5	1	0,5	3	0,176
GLP	0,5	0,5	0,5	0,5	1	3	0,176
					Suma	17	1,000

Tabla 3. 5. Criterio de Ponderación Seguridad.

Seguridad	Gasolina	Diesel	Electricidad	Biocombustible (etanol)	GLP	$\Sigma + 1$	Ponderación
Gasolina	0,5	0	0	0	0,5	1,5	0,103
Diesel	0,5	0,5	0	0,5	1	3	0,207
Electricidad	1	1	1	1	1	5	0,345
Biocombustible (etanol)	1	0,5	0	0,5	0,5	3	0,207
GLP	0,5	0	0	0,5	0,5	2	0,138
					Suma	14,5	1,000



Tabla 3. 6. Criterio de Ponderación Almacenaje.

Almacenaje	Gasolina	Diesel	Electricidad	Bio combustible (etanol)	GLP	$\Sigma + 1$	Ponderación
Gasolina		0,5	0	0,5	0,5	2,5	0,167
Diesel	0,5		0	0,5	0,5	2,5	0,167
Electricidad	1	1		1	1	5	0,333
Bio combustible (etanol)	0,5	0,5	0		0,5	2,5	0,167
GLP	0,5	0,5	0	0,5		2,5	0,167
					Suma	15	1,000

Tabla 3. 7. Criterio de Operación Facilidad de Operación.

Facilidad de Operación	Gasolina	Diesel	Electricidad	Bio combustible (etanol)	GLP	$\Sigma + 1$	Ponderación
Gasolina	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	3	0,200
Diesel	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	3	0,200
Electricidad	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	3	0,200
Bio combustible (etanol)	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	3	0,200
GLP	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	3	0,200
					Suma	15	1,000

Tabla 3. 8. Criterio de Ponderación Costo de Operación.

Costo de Obtención	Gasolina	Diesel	Electricidad	Biocombustible (etanol)	GLP	$\Sigma + 1$	Ponderación
Gasolina	0,5	0,5	0	0,5	0,5	2,5	0,161
Diesel	0,5	0,5	0	1	0,5	3	0,194
Electricidad	1	1	1	1	1	5	0,323
Biocombustible (etanol)	0,5	0,5	0	0,5	0,5	2,5	0,161
GLP	0,5	0,5	0	0,5	0,5	2,5	0,161
					Suma	15,5	1,000

Tabla 3. 9. Ponderación Final.

Criterio	Consumo Diario	Contaminación	Costos de Operación	Seguridad	Almacenaje	Facilidad de Operación	Costo de Obtención	$\Sigma$	Ponderación	Posición
Gasolina	0,026	0,045	0,043	0,012	0,030	0,024	0,026	0,206	0,201	3
Diesel	0,026	0,035	0,026	0,025	0,030	0,024	0,031	0,196	0,191	2
Electricidad	0,052	0,010	0,026	0,041	0,060	0,024	0,052	0,264	0,258	1
Biocombustible (etanol)	0,031	0,020	0,026	0,025	0,030	0,024	0,026	0,181	0,177	5
GLP	0,026	0,030	0,026	0,017	0,030	0,024	0,026	0,178	0,173	4
Total								1,03	1,00	

Como podemos apreciar mediante el análisis por criterios ponderados la mejor alternativa de combustible fue la electricidad, siendo superior en los diferentes aspectos planteados anteriormente.

### 3.1.1.7. Selección de alternativas que determinen el movimiento o giro del secador, mediante el método de criterios ponderados

El propósito para la selección del movimiento o giro del sacador, es de optimizar aspectos como:

- Bajo costo
- Instalación
- Seguridad
- Material de construcción

Para el cumplimiento de dichos aspectos, planteamos estos tipos de movimientos:

- Movimiento. Rotatorio
- Movimiento. Lineal
- Movimiento. Oscilante

Tabla 3. 10. Criterios Ponderados selección de movimiento o giro.

Criterio	Bajo Costo	Instalación	Seguridad	Material de Construcción	$\Sigma + 1$	Ponderación
Bajo Costo	1	0,5	0,5	0,5	2,5	0,28
Instalación	0,5	1	0,5	0	2	0,22
Seguridad	0	1	1	0,5	2,5	0,28

Material de Construcción	0,5	0,5	0		2	0,22
Total					9	1,00

Tabla 3. 11. Criterio de Ponderación Bajo Costo.

Bajo Costo	Mov. Rotatorio	Mov. Lineal	Mov. Oscilante	$\Sigma + 1$	Ponderación
Mov. Rotatorio		1	0,5	2,5	0,385
Mov. Lineal	0,5		0,5	2	0,308
Mov. Oscilante	0,5	0,5		2	0,308
Suma				6,5	1,000

Tabla 3. 12. Criterio de Ponderación Instalación.

Instalación	Mov. Rotatorio	Mov. Lineal	Mov. Oscilante	$\Sigma + 1$	Ponderación
Mov. Rotatorio		0,5	0,5	2	0,286
Mov. Lineal	1		1	3	0,429
Mov. Oscilante	0,5	0,5		2	0,286
Suma				7	1,000

Tabla 3. 13. Criterio de Ponderación Seguridad.

Seguridad	Mov. Rotatorio	Mov. Lineal	Mov. Oscilante	$\Sigma + 1$	Ponderación
Mov. Rotatorio		1	0,5	2,5	0,385
Mov. Lineal	0,5		0,5	2	0,308
Mov. Oscilante	0,5	0,5		2	0,308
			Suma	6,5	1,000

Tabla 3. 14. Criterio de Ponderación Material de Construcción.

Material de Construcción	Mov. Rotatorio	Mov. Lineal	Mov. Oscilante	$\Sigma + 1$	Ponderación
Mov. Rotatorio		0,5	0,5	2	0,333
Mov. Lineal	0,5		0,5	2	0,333
Mov. Oscilante	0,5	0,5		2	0,333
			Suma	6	1,000

Tabla 3. 15. Ponderación Final.

Criterio	Bajo Costo	Instalación	Seguridad	Material de Construcción	$\Sigma$	Ponderación	Posición
Mov. Rotatorio	0,107	0,063	0,107	0,074	0,351	0,351	1
Mov. Lineal	0,085	0,095	0,085	0,074	0,340	0,340	2
Mov. Oscilante	0,085	0,063	0,085	0,074	0,309	0,309	3

Como podemos observar mediante el análisis por criterios ponderados la mejor alternativa para determinar el movimiento o giro del secador fue el movimiento rotatorio, siendo superior en los diferentes aspectos planteados anteriormente.

### 3.1.1.8. Selección de alternativas para la selección del material para la construcción de la cámara de secado, utilizando el método de criterios ponderados

El propósito de la selección del material para la construcción de la cámara de secado, es con el fin de optimizar aspectos como:

- Bajo costo
- Especificaciones técnicas
- Soldabilidad
- Ensamblaje

Para el cumplimiento de dichos aspectos, planteamos diferentes tipos de materiales como:

- Acero estructural A36
- Acero Inoxidable



Tabla 3. 16. Criterios Ponderados selección de material para la cámara de secado.

Criterio	Bajo Costo	Especificaciones	Soldabilidad	Ensamblaje	$\Sigma + 1$	Ponderación
Bajo Costo		0,5	0,5	0,5	2,5	0,23
Especificaciones Técnicas	1		0,5	0,5	3	0,27
Soldabilidad	0,5	0,5		1	3	0,27
Ensamblaje	0,5	0,5	0,5		2,5	0,23
Total					11	1,00

Tabla 3. 17. Criterio de Ponderación Bajo Costo.

Bajo Costo	Acero Estructural A36	Acero Inoxidable	$\Sigma + 1$	Ponderación
Acero Estructural A36		1	2	0,667
Acero Inoxidable	0		1	0,333
			3	1,000

Tabla 3. 18. Criterio de Ponderación Especificaciones Técnicas.

Especificaciones Técnicas	Acero Estructural A36	Acero Inoxidable	$\Sigma + 1$	Ponderación
Acero Estructural A36		0	1	0,333
Acero Inoxidable	1		2	0,667
			3	1,000

Tabla 3. 19. Criterio de Ponderación Soldabilidad.

Soldabilidad	Acero Estructural A36	Acero Inoxidable	$\Sigma + 1$	Ponderación
Acero Estructural A36		0,5	1,5	0,500
Acero Inoxidable	0,5		1,5	0,500
			3	1,000

Tabla 3. 20. Criterio de Ponderación Ensamblaje.

Ensamblaje	Acero Estructural A36	Acero Inoxidable	$\Sigma + 1$	Ponderación
Acero Estructural A36		1	2	0,571
Acero Inoxidable	0,5		1,5	0,429
			3,5	1,000

Tabla 3. 21. Ponderación Final.

Criterio	Bajo Costo	Especificaciones Técnicas	Soldabilidad	Ensamblaje	$\Sigma$	Ponderación	Posición
Acero Estructural A36	0,152	0,091	0,136	0,130	0,509	0,509	1
Acero Inoxidable	0,076	0,182	0,136	0,097	0,491	0,491	2

Como podemos observar mediante el análisis por criterios ponderados la mejor alternativa para determinar el material para la construcción de la cámara de secado

fue el Acero estructural A36, siendo superior en los diferentes aspectos planteados anteriormente.

### **3.1.1.9. Selección de alternativas para la lubricación de partes móviles del secador de arena**

El propósito de la selección de un lubricante para las diferentes partes móviles o en contacto del secador de arenas, es el de optimizar aspectos como:

- Bajo Costo
- Alcance de Aplicación
- Propiedades
- Almacenaje

Para el cumplimiento de dichos aspectos presentamos los tipos de lubricantes a utilizar:

- Lubricante Líquidos
- Lubricantes gaseosos (spray)
- Lubricantes semisólidos

Lubricantes Líquidos: lubricantes también conocidos en la industria mecánica como “aceites lubricantes”, los cuales a su vez están divididos en cuatro grupos: aceites minerales; aceites vegetales y animales; aceites compuestos y aceites sintéticos.

Lubricantes gaseosos: lubricante compuesto principalmente por un líquido solvente, gas de petróleo líquido, ingredientes inertes y aceite mineral. Dicho aceite lubricante es diluido con hidrocarburo volátil para formar un líquido de baja densidad, el cual puede ser pulverizado y alcanzar lugares muy pequeños como grietas en máquinas y herramientas.

Lubricantes semisólidos: también conocidos como grasas y engrasantes, por lo generar esta forma de grasa no es más que dispersiones de aceite en jabón. Dichos lubricantes son altamente utilizados para zonas imposibles de lubricar con aceite, es aconsejable la utilización de estas grasas.

Tabla 3. 22. Criterios de Ponderación para la selección del lubricante para partes móviles del sacador.

Criterio	Bajo Costo	Alcance de Aplicación	Propiedades	Almacenaje	$\Sigma + 1$	Ponderación
Bajo Costo		0,5	0,5	0,5	2,5	0,26
Alcance de Aplicación	0,5		0	0,5	2	0,21
Propiedades	0	1		0,5	2,5	0,26
Almacenaje	0,5	0,5	0,5		2,5	0,26
Total					9,5	1,00

Tabla 3. 23. Criterio de Ponderación Bajo Costo.

Bajo Costo	Lub. Líquidos	Lub. Gaseosos	Lub. Semisólidos	$\Sigma + 1$	Ponderación
Lub. Líquidos		0,5	0	1,5	0,250
Lub. Gaseosos	0,5		0	1,5	0,250
Lub. Semisólidos	1	1		3	0,500
Suma				6	1,000

Tabla 3. 24. Criterio de Ponderación Alcance de Aplicación.

Alcance de Aplicación	Lub. Líquidos	Lub. Gaseosos	Lub. Semisólidos	$\Sigma + 1$	Ponderación
Lub. Líquidos		0,5	0,5	2	0,333
Lub. Gaseosos	0,5		0,5	2	0,333
Lub. Semisólidos	0,5	0,5		2	0,333
			Suma	6	1,000

Tabla 3. 25. Criterio de Ponderación Propiedades.

Propiedades	Lub. Líquidos	Lub. Gaseosos	Lub. Semisólidos	$\Sigma + 1$	Ponderación
Lub. Líquidos		0	0	1	0,167
Lub. Gaseosos	1		0,5	2,5	0,417
Lub. Semisólidos	1	0,5		2,5	0,417
			Suma	6	1,000

Tabla 3. 26. Criterio de Ponderación Almacenaje.

Almacenaje	Lub. Líquidos	Lub. Gaseosos	Lub. Semisólidos	$\Sigma + 1$	Ponderación
Lub. Líquidos		0,5	0	1,5	0,250
Lub. Gaseosos	0,5		0	1,5	0,250

Lub. Semisólidos	1	1		3	0,500
			Suma	6	1,000

Tabla 3. 27. Ponderación Final.

Criterio	Bajo Costo	Alcance de Aplicación	Propiedades	Almacenaje	$\Sigma$	Ponderación	Posición
Lub. Líquidos	0,066	0,070	0,044	0,066	0,246	0,246	3
Lub. Gaseosos	0,066	0,070	0,110	0,066	0,311	0,311	2
Lub. Semisólidos	0,132	0,070	0,110	0,132	0,443	0,443	1

Como podemos observar mediante el método de criterios ponderados la mejor alternativa para determinar el lubricante para las partes móviles del secador fue el lubricante semisólido, siendo superior en los diferentes aspectos planteados anteriormente.

### 3.1.1.10. Selección de alternativas para la selección de un método de disipación de gases producidos por el quemador, utilizando el método de criterios ponderados

El propósito de la selección de un método de disipación de gases producidos por el quemador, es el de optimizar aspectos como:

- Bajo Costo
- Disipación

- Fiabilidad
- Seguridad

Para el cumplimiento de dichos aspectos presentamos los métodos de disipación a utilizar:

- Ventilador axial
- Disipación ambiental
- Ventilador atmosférico

Tabla 3. 28. Criterios de Ponderación para la selección de un método de disipación de gases.

Criterio	Bajo Costo	Disipación	Fiabilidad	Seguridad	$\Sigma + 1$	Ponderación
Bajo Costo		0	0	0,5	1,5	0,17
Disipación	0		0,5	0,5	2	0,22
Fiabilidad	0,5	1		0,5	3	0,33
Seguridad	0,5	0,5	0,5		2,5	0,28
Total					9	1,00

Tabla 3. 29. Criterio de Ponderación Bajo Costo.

Bajo Costo	Ventilador Centrífugo	Disipación Ambiental	Ventilador Atmosférico	$\Sigma + 1$	Ponderación
Ventilador Centrífugo		0	0,5	1,5	0,250
Disipación Ambiental	1		1	3	0,500

Ventilador Atmosférico	0,5	0		1,5	0,250
			Suma	6	1,000

Tabla 3. 30. Criterio de Ponderación Disipación.

Disipación	Ventilador Centrifugo	Disipación Ambiental	Ventilador Atmosférico	$\Sigma + 1$	Ponderación
Ventilador Centrifugo		1	0,5	2,5	0,417
Disipación Ambiental	0		0	1	0,167
Ventilador Atmosférico	0,5	1		2,5	0,417
			Suma	6	1,000

Tabla 3. 31. Criterio de Ponderación Fiabilidad.

Fiabilidad	Ventilador Centrifugo	Disipación Ambiental	Ventilador Atmosférico	$\Sigma + 1$	Ponderación
Ventilador Centrifugo		1	0,5	2,5	0,417
Disipación Ambiental	0		0	1	0,167
Ventilador Atmosférico	0,5	1		2,5	0,417
			Suma	6	1,000



Tabla 3. 32. Criterio de Ponderación Seguridad.

Seguridad	Ventilador Centrifugo	Disipación Ambiental	Ventilador Atmosférico	$\Sigma + 1$	Ponderación
Ventilador Centrifugo		0,5	0,5	2	0,333
Disipación Ambiental	0,5		0,5	2	0,333
Ventilador Atmosférico	0,5	0,5		2	0,333
Suma				6	1,000

Tabla 3. 33. Ponderación Final.

Criterio	Bajo Costo	Disipación	Fiabilidad	Seguridad	$\Sigma$	Ponderación	Posición
Ventilador Centrifugo	0,042	0,093	0,139	0,093	0,366	0,366	2
Disipación Ambiental	0,083	0,037	0,056	0,093	0,269	0,269	3
Ventilador Atmosférico	0,042	0,093	0,139	0,093	0,366	0,366	1

Se ha cumplido con el análisis de alternativas por criterios ponderados, de las cuales se a seleccionados las mejor puntuadas que concuerdan en su gran mayoría con las especificaciones descritas por propietario de la empresa hormigonera.

Las alternativas mejor puntuadas son: para la selección del combustible fue la electricidad, aunque se ha seleccionado el diesel como combustible para el quemador (especificación dada por la empresa). Mientras que la selección del movimiento o giro del secador fue el movimiento rotatorio. Siguiendo con la selección del material para la construcción de la cámara de secado fue el acero

estructural A36 (especificación dada por la empresa). Por otro lado, la selección para el tipo de lubricante de las partes móviles del secador fue el lubricante semisólido. Finalmente, para la selección del método de disipación de gases provenientes del quemador fueron los ventiladores atmosféricos (especificación dada por la empresa).

## **3.2. CÁLCULOS O MODELO OPERATIVO**

El presente capítulo está enfocado en los diferentes parámetros de diseño que constituirán los diversos elementos mecánicos del secador de arena, por lo cual se toma en consideración los parámetros propuestos por el propietario de la hormigonera y los aspectos teóricos analizados en capítulos anteriores.

### **3.2.1. Parámetros de Diseño**

Antes de plantear los diferentes parámetros de diseño, se debe considerar las restricciones y requerimientos planteados por el propietario de la hormigonera, entre estas tenemos:

- El porcentaje de humedad de la arena debe ser inferior al 5% con el fin de alcanzar los cumplimientos de la norma ASTM C 778 (SAND y GRADED SAND).
- La manipulación de la máquina y su funcionamiento debe ser fácil, esto con el fin de evitar quemaduras, atrapamientos o cualquier tipo de accidentes que se puedan presentar.
- La máquina debe tener una consistencia robusta y resistente a la corrosión, ya que intervendrán aspectos como la humedad de la arena y el ambiente en sí.
- La máquina debe lograr secar como mínimo una tonelada diaria de arena.
- El dimensionamiento de la máquina no debe superar: 6 metros de largo, 2.50 metros de alto y 2 metros de ancho.
- La arena no debe llegar a calcinarse esto con el fin de no alterar sus propiedades para los siguientes procesos.

- El tamaño de grano o granulometría debe cumplir con los requisitos y aplicaciones de la selección del tamaño de la misma según la norma ASTM C 33.
- El espacio provisto para la máquina no debe superar los 25 m<sup>2</sup> ya que dicho espacio está provisto por la planta para su instalación.

Entre los principales parámetros a considerar es la cámara de secado de un horno rotativo, para lo cual se recomienda una relación Longitud/Diámetro de 8 a 10, un espesor de 10 a 20 mm y una inclinación de 4° a 7°, estos parámetros de diseño son estipulados o similares a los descritos en el manual tecnológico del cemento. [11]

En nuestro caso se adquirirá un tubo de acero estructural A36 cuyo diámetro es de 60 cm de diámetro y un espesor de 1,5 cm por lo tanto la longitud del tubo debe ser de 6 m, con el fin de mantener la relación Longitud/Diámetro la cual es de 10.

La temperatura que se desea alcanzar para el secador es de 300°C, temperatura similar alcanzada en la investigación realizada por J. C. ROMERO, E. R. ZÁRATE. [1]

Los parámetros de diseño y parámetros dados por el dueño de la hormigonera, a continuación, se muestra las especificaciones objetivo las cuales se desea alcanzar:

Tabla 3. 34. Especificaciones Objetivo a alcanzar para el secador de arenas.

Temperatura de trabajo (°C)	300°
Longitud (m)	<b>6</b>
Diámetro (cm)	<b>60</b>
Altura (m)	<b>2.5</b>
Humedad objetivo (%)	<b>&lt; 5</b>
Espesor (mm)	<b>1.5</b>
Pendiente o inclinación °	<b>5</b>
Potencia del motor (HP)	<b>7.5</b>
Capacidad (kg/h)	<b>600</b>
Espacio disponible (m2)	<b>25</b>

Dichos valores dependerán de la humedad inicial de la arena, por lo que los mismos podrán variar.

### 3.2.2. Flujograma del proceso de secado de arena

#### FLUJOGRAMA DE PROCESO DE SECADO DE ARENA

ORTEGA SEBASTIÁN | September 28, 2017

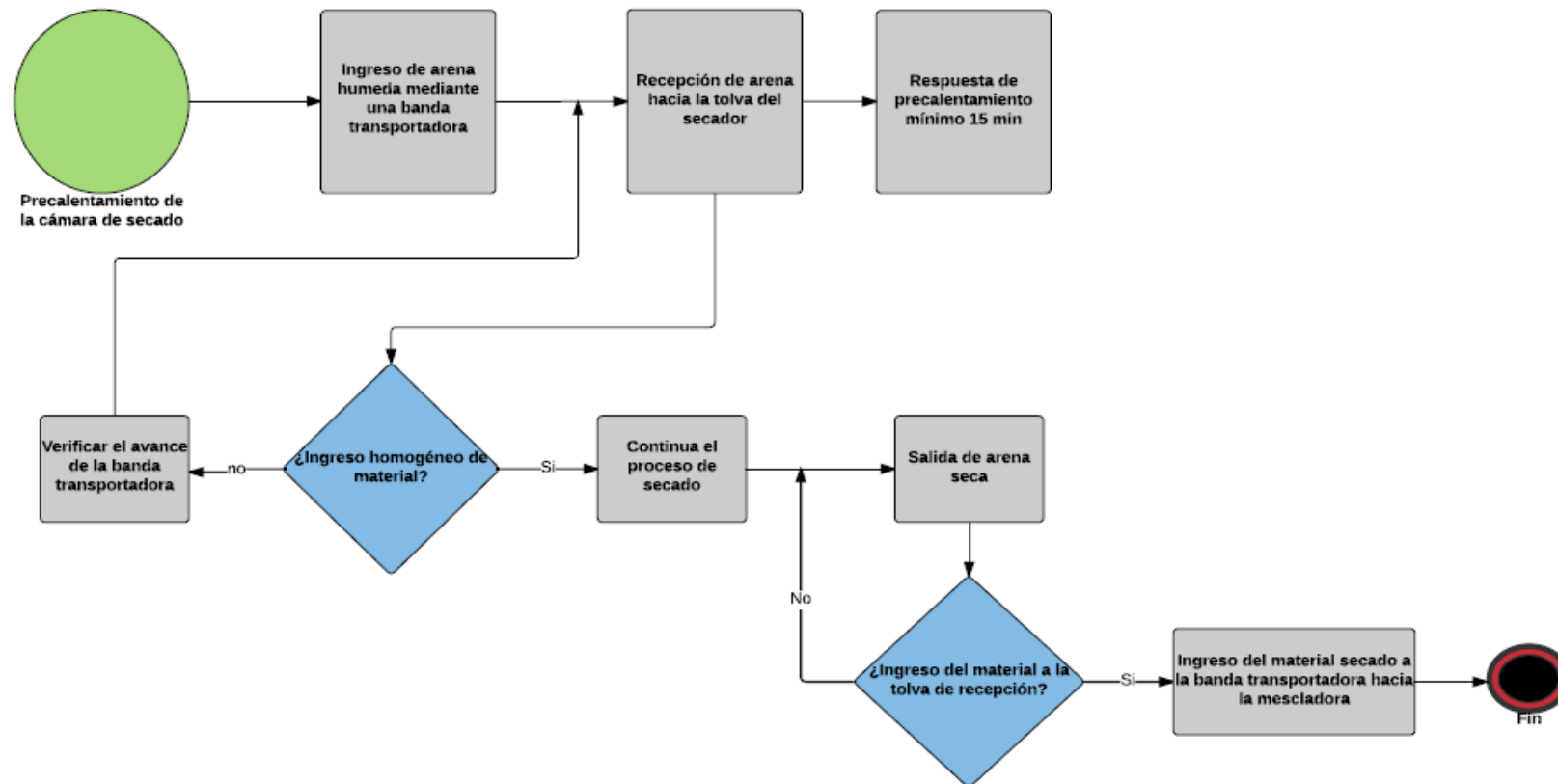
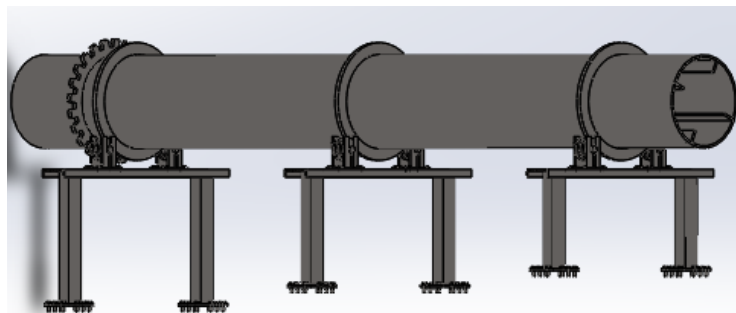


Figura 3. 1. Flujograma de procesos horno secador de arena.

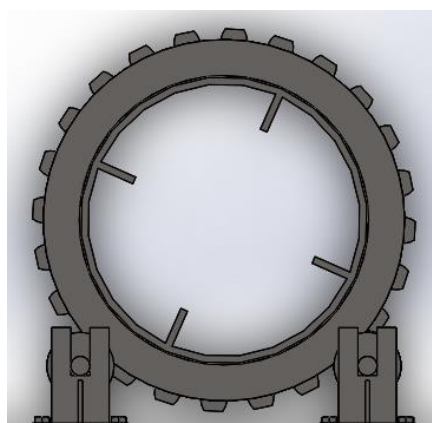
### 3.2.3. Diseño preliminar de la cámara de secado

Tomando en consideración los parámetros planteados y los tomados a consideración, se ha llegado al diseño preliminar como lo mostramos en la figura 3.2.



*Figura 3. 2. Cámara de secado.*

Las dimensiones de nuestro secador cumplen con los parámetros de diseño establecidos anteriormente, se añaden los diámetros de los anillos de apoyo que se encuentran alrededor de la cámara de secado, como se muestra en la figura 3. 3.



*Figura 3. 3. Cámara de secado incorporadas las aspas tipo palas.*

### 3.2.4. Cálculos de la selección de bandas

Para la realización del cálculo de la selección de bandas se ha seleccionado una polea de 6 pulgadas para el eje del motor, diámetro apropiado para las dimensiones de la instalación. Para el cálculo de la velocidad que se obtiene a la salida del sistema de transmisión es necesario definir 2 ecuaciones de transmisión:

$$N1 \times D1 = N2 \times D2 \qquad \text{Ec. 3-1}$$

Donde:

- N1: número de revoluciones por minuto a la entrada del sistema.
- D1: diámetro de la polea conductora.
- N2: número de revoluciones por minuto transmitidas por la correa.
- D2: diámetro de la polea conducida

$$N1 \times Z1 = N2 \times Z2 \qquad \text{Ec. 3-2}$$

Donde:

- N1: número de revoluciones por minuto a la entrada del engranaje.
- Z1: número de dientes del engranaje conducido y de módulo igual al conducido.
- N2: número de revoluciones por minuto del engranaje conducido.
- Z2: número de dientes del engranaje conducido y del módulo igual al del conductor.

Con las ecuaciones 3-1 y 3-2 se procede a realizar el cálculo de velocidades requeridas presentando los siguientes datos:

- N4= 5,25 rpm
- Z1= 5 módulo, 12 dientes
- Z2= 5 módulo, 50 dientes
- D1= 10,16 cm
- D2= 20,32 cm

Se reemplazan valores en el caso 1:

$$N3 \times Z1 = N4 \times Z2$$

$$N3 \times 12 = 5,25 \times 50$$

$$N3 = \frac{5,25 \times 50}{12}$$

$$N3 = 21,875 \text{ RPM}$$

Aplicando la relación de transmisión del motor reductor 1:40 se procede a multiplicar los rpm por 40:

$$N3 = 21,875 \times 40$$

$$N3 = 875 \text{ RMP}$$

Por lo que para el caso 2

$$N2 = 875 \text{ RMP}$$

Finalmente se procede a realizar el reemplazo de valores para el caso 3:

$$N1 \times D1 = N2 \times D2$$

$$N1 \times 10,16 = 875 \times 20,32$$

$$N1 = \frac{875 \times 20,32}{10,16}$$

$$N1 = 1750 \text{ RPM}$$

Concluyendo que el motor debe girar a 1750 RPM para que la cámara de secado tenga 5,25 RPM. A continuación, para la selección de la banda se debe tomar en cuenta los siguientes datos: velocidad del motor en RPM: 1750, la potencia del motor para mover el secador: 7 HP.

Además, incluimos el cálculo de la torsión necesaria para el sistema de transmisión y el de la velocidad angular.

➤ Velocidad angular



Datos:

Giro del motor con una frecuencia: 1750 RPM

$$f = 1750 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{1\text{min}}{60\text{seg}}$$

$$f = 29,1667 \frac{\text{rev}}{\text{seg}}$$

$$\omega = 2 \times \pi \times f \quad \text{Ec. 3-3}$$

$$\omega = \frac{2 \times \pi}{\text{rev}} \times 29,1667 \frac{\text{rev}}{\text{seg}}$$

$$\omega = 183,26 \text{ rad/sg}$$

➤ Torque

Datos:

- Transformamos los HP a KW:
- Potencia = 7 x 0,746 = 5,22 KW
- 0,746 = factor de conversión

$$P = \tau \times \omega \quad \text{Ec. 3-4}$$

$$\tau = \frac{P}{\omega}$$

$$\tau = \frac{5,22 \text{ Kw}}{183,25 \text{ rd/s}}$$

$$\tau = 28,485 \text{ Nm}$$

Finalmente, procedemos a la selección de la banda para el sistema de transmisión, mediante los siguientes datos:

- Potencia del motor = 7 Hp = 5,22 KW
- RPM del motor = 1750 RPM
- Diámetro de la polea conductora = 10,16 cm = 101,6 mm
- Diámetro de la polea conducida = 15,24 cm = 152,4 mm
- Distancia entre centros = 40 cm = 400 mm

Según las características, usos y horas de trabajo a los cuales va estar sometido el motor, se toma un valor de coeficiente de servicio de 1,2 como se muestra en la figura 3. 4.

		Método para calcular las transmisiones					
		Horas diarias de funcionamiento					
Aplicaciones		0-8	8-16	16-24	0-8	8-16	16-24
Método para calcular las transmisiones	Trabajos ligeros Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (materiales ligeros), ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW.	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,2
	Trabajos normales Cizallas para chapa, prensas, cintas transportadoras y de cadena, tornos (materiales pesados), grupos generadores, máquinas-herramienta, amasadoras, lavadoras industriales, prensas de tipografía, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
	Trabajos pesados Molinos de martillos, compresores de pistón, cintas transportadoras para cargas muy pesadas, montacargas, máquinas para la industria textil, máquinas continuas para papeleras, bombas de pistón, bombas para dragar, sierras alternativas.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
	Trabajos particularmente pesados Molinos de potencia elevada, trituradoras de piedras, calandras, mezcladoras, grúas, excavadoras, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Figura 3. 4. Coeficiente de servicio selección de bandas.

Fuente: [26]

Por lo tanto la potencia requerida será igual:

$$P_r = 5,22 \times 1,2$$

$$P_r = 6,263 \text{ KW}$$

Con el valor de la potencia requerida y los rpm del motor procedemos a la selección de la banda.

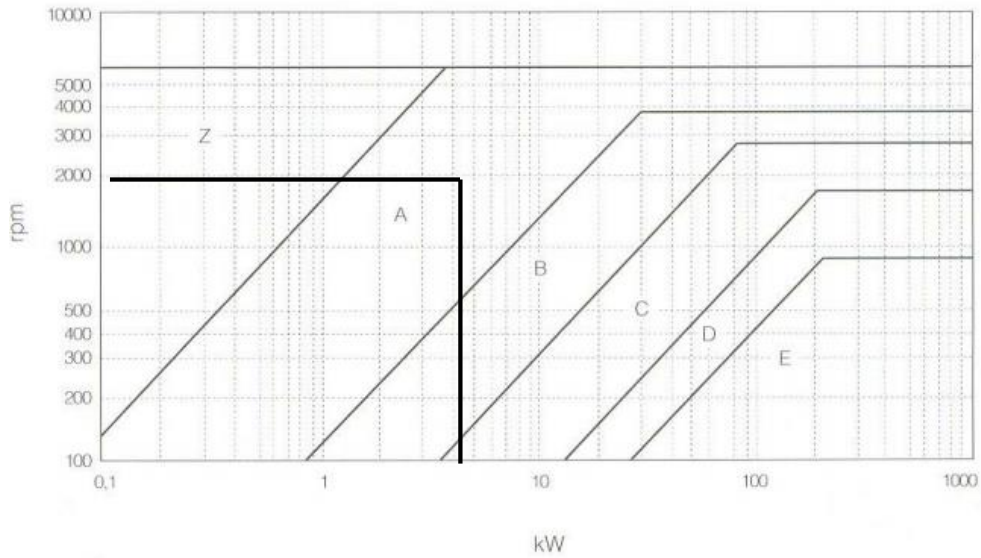


Figura 3. 5. Selección del tipo de correa.

Fuente: [26]

Según nuestros parámetros de velocidad y potencia obtenemos la selección de una correa tipo A.

➤ Longitud de la correa

Para la longitud de la correa necesitamos la utilización de la siguiente fórmula:

$$L_p = \frac{\pi}{2} x (D + d) + 2C + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

$$L_p = \frac{\pi}{2} x (152,4 + 101,6) + 2(400) + \frac{(152,4 - 101,6)^2}{4(400)}$$

$$L_p = 1200,60 \text{ mm}$$

A 40	1016	1049
A 40 $\frac{1}{2}$	1030	1063
A 41	1041	1074
A 42	1067	1100
A 43	1100	1133
A 43 $\frac{1}{2}$	1105	1138
A 44	1120	1153
A 44 $\frac{1}{2}$	1132	1165
A 45	1143	1176
A 46	1168	1201
A 46 $\frac{1}{2}$	1180	1213
A 47	1200	1233
A 48	1220	1253
A 49	1250	1283
A 50	1270	1303
A 51	1300	1333
A 51 $\frac{1}{2}$	1307	1340

Figura 3. 6. Selección de correas mediante su longitud.

Fuente: [26]

La correa adecuada para esta longitud es la A47 cuyas longitudes van desde 1200 a 1233 mm.

➤ Ángulo entre ramales

$$\gamma = 2 \operatorname{arcsen} \left( \frac{D - d}{2C} \right) \frac{180}{\pi}$$

$$\gamma = 2 \operatorname{arcsen} \left( \frac{152,4 - 101,6}{2(400)} \right) \frac{180}{\pi}$$

$$\gamma = 7,28$$

➤ Ángulo de abrazo para la polea conductora

$$\alpha = 180 - \gamma$$

$$\alpha = 180 - 7,28$$

$$\alpha = 172,72$$

➤ Potencia que transmite una correa A47 según Pb y Pd

OLEOSTATIC®  
CORREAS TRAPEZIALES  
CONVENCIONALES

Método para calcular las transmisiones

TABLA 7 - PRESTACIONES BASICAS (Pb) DE LAS CORREAS Z

diámetro	Pb (kW) por d:												106	112	125	132	140	150
	40	45	50	56	63	71	80	85	90	95	100							
100	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12	0,12	0,13	0,14	0,17	0,18	0,19	0,21	
200	0,04	0,06	0,07	0,09	0,12	0,14	0,17	0,19	0,2	0,22	0,23	0,25	0,27	0,31	0,33	0,36	0,39	
300	0,05	0,08	0,1	0,13	0,17	0,2	0,25	0,27	0,29	0,31	0,34	0,37	0,39	0,45	0,48	0,52	0,56	
400	0,07	0,1	0,13	0,17	0,21	0,26	0,32	0,35	0,38	0,41	0,44	0,47	0,51	0,58	0,63	0,67	0,73	
500	0,08	0,12	0,16	0,2	0,26	0,32	0,39	0,42	0,46	0,5	0,53	0,58	0,62	0,71	0,76	0,82	0,89	
600	0,09	0,14	0,18	0,24	0,3	0,37	0,45	0,5	0,54	0,58	0,63	0,68	0,73	0,84	0,9	0,97	1,05	
700	0,1	0,15	0,21	0,27	0,34	0,43	0,52	0,57	0,62	0,67	0,72	0,78	0,84	0,96	1,03	1,11	1,21	
725	0,1	0,16	0,21	0,28	0,35	0,44	0,53	0,59	0,64	0,69	0,74	0,8	0,86	1	1,07	1,14	1,24	
800	0,11	0,17	0,23	0,3	0,38	0,48	0,58	0,64	0,7	0,75	0,81	0,88	0,94	1,09	1,16	1,25	1,36	
900	0,12	0,19	0,25	0,33	0,42	0,53	0,64	0,71	0,77	0,83	0,9	0,97	1,05	1,2	1,29	1,39	1,5	
950	0,12	0,19	0,26	0,35	0,44	0,55	0,67	0,74	0,81	0,87	0,94	1,02	1,1	1,26	1,35	1,45	1,58	
1000	0,13	0,2	0,28	0,36	0,46	0,58	0,71	0,78	0,84	0,91	0,98	1,06	1,15	1,32	1,41	1,52	1,65	
1100	0,13	0,22	0,3	0,39	0,5	0,63	0,77	0,84	0,92	0,99	1,07	1,16	1,24	1,43	1,53	1,65	1,79	
1200	0,14	0,23	0,32	0,42	0,54	0,67	0,82	0,91	0,99	1,07	1,15	1,25	1,34	1,55	1,65	1,78	1,93	
1300	0,15	0,24	0,34	0,45	0,58	0,72	0,88	0,97	1,06	1,15	1,23	1,33	1,44	1,65	1,77	1,9	2,06	
1400	0,16	0,26	0,36	0,48	0,61	0,77	0,94	1,03	1,13	1,22	1,31	1,42	1,53	1,76	1,88	2,02	2,19	
1425	0,16	0,26	0,36	0,48	0,62	0,78	0,95	1,05	1,14	1,24	1,33	1,44	1,55	1,79	1,91	2,05	2,22	
1500	0,16	0,27	0,38	0,5	0,65	0,81	1	1,1	1,19	1,29	1,39	1,51	1,62	1,87	1,99	2,14	2,32	
1600	0,17	0,28	0,4	0,53	0,68	0,86	1,05	1,16	1,26	1,36	1,47	1,59	1,71	1,97	2,1	2,26	2,44	
1700	0,17	0,29	0,41	0,56	0,72	0,9	1,1	1,22	1,33	1,43	1,54	1,67	1,8	2,07	2,21	2,37	2,56	
1800	0,18	0,31	0,43	0,58	0,75	0,94	1,16	1,27	1,39	1,5	1,62	1,75	1,88	2,16	2,31	2,48	2,68	
1900	0,18	0,32	0,45	0,61	0,78	0,99	1,21	1,33	1,45	1,57	1,69	1,83	1,97	2,26	2,41	2,58	2,79	

Figura 3. 7. Potencia de la correa según Pb

Fuente: [26]

Método para calcular las transmisiones

OLEOSTATIC®  
CORREAS TRAPEZIALES  
CONVENCIONALES

TABLA 7 - PRESTACIONES ADICIONALES (Pd) DE LAS CORREAS Z

rpm	Pb (kW) por K desde... hasta...									
	1,00 1,01	1,02 1,03	1,04 1,06	1,07 1,08	1,09 1,12	1,13 1,16	1,17 1,22	1,23 1,32	1,33 1,50	1,51 para arriba
100	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01
200	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
300	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
400	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03
500	0,00	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04
600	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05
700	0,00	0,01	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06
725	0,00	0,01	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06
800	0,00	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07
900	0,00	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07
950	0,00	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08
1000	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08
1100	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
1200	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10
1300	0,00	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11
1400	0,00	0,01	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,09	0,10	0,11
1425	0,00	0,01	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12
1500	0,00	0,01	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,11	0,12
1600	0,00	0,01	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,10	0,12	0,13
1700	0,00	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,09	0,11	0,12	0,14
1800	0,00	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,10	0,11	0,13	0,15
1900	0,00	0,02	0,04	0,05	0,07	0,09	0,10	0,12	0,14	0,16
2000	0,00	0,02	0,04	0,06	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,16

Método para calcular las transmisiones

Figura 3. 8. Potencia de correa según Pd.

Fuente: [26]

Considerando los factores de corrección para  $L_p = 1233/25,4 = 48,54$  pulg,  $k = 3,5$  y  $\alpha = 172,72$ . Nos permitirán calcular la potencia permitida.

$$P_a = (P_b + P_d) C_\gamma \times C_L$$

**TABLA 4 - FACTOR DE CORRECCION  $C_\gamma$**

	$\gamma$	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	90°
$C_\gamma$	T/T	1	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69
	T/P	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69

T/T = Transmisión trapecial/trapecial

T/P = Transmisión trapecial/plana

$\gamma$  = Arco de contacto sobre la polea menor

*Figura 3. 9. Factor de corrección  $C_\gamma$ .*

**Fuente: [26]**

**TABLA 5 - FACTOR DE CORRECCION  $C_L$  EN FUNCION DEL TIPO Y DE LA LONGITUD DE LA CORREA**

	PULGADAS																												
	9½	16	22	24	28	32	35	42	48	53	66	75	81	90	105	128	144	162	180	210	240	285	330	420	540	720	780		
Z	0,69	0,77	0,82	0,84	0,87	0,89	0,91	0,95	0,98	1,00																			
A		0,73	0,79	0,80	0,83	0,85	0,87	0,91	0,93	0,95	1,00	1,03	1,05	1,07	1,11	1,16	1,19	1,22	1,25	1,29									
B			0,73	0,75	0,77	0,80	0,81	0,85	0,87	0,89	0,93	0,96	0,98	1,00	1,03	1,08	1,11	1,14	1,16	1,20	1,24	1,29	1,33	1,40					
C					0,72	0,73	0,76	0,79	0,80	0,85	0,87	0,88	0,90	0,93	0,97	1,00	1,03	1,05	1,09	1,12	1,16	1,20	1,27						
D												0,81	0,83	0,87	0,89	0,92	0,94	0,97	1,00	1,04	1,07	1,13	1,20	1,27					
E																					0,90	0,94	0,96	1,00	1,03	1,09	1,15	1,23	1,25

*Figura 3. 10. Factor de corrección  $C_L$ .*

**Fuente: [26]**

Por lo tanto, la potencia permitida es igual a:

$$P_a = (2,46 + 0,30) 0,985 \times 0,932$$

$$P_a = 2,533 \text{ KW}$$

➤ Número de correas necesarias para transmitir una potencia de 6,26 KW será.

$$n = \frac{P}{Pa}$$

$$n = \frac{6,263}{2,533}$$

$$n = 2 \text{ correas}$$

### 3.2.5. Cálculo de cargas sobre los rodillos

Los rodillos son la parte más crítica para el análisis de cargas estáticas de nuestro diseño, ya que estos deberán soportar el peso de la cámara de sacado, además de facilitar la rotación de la misma.

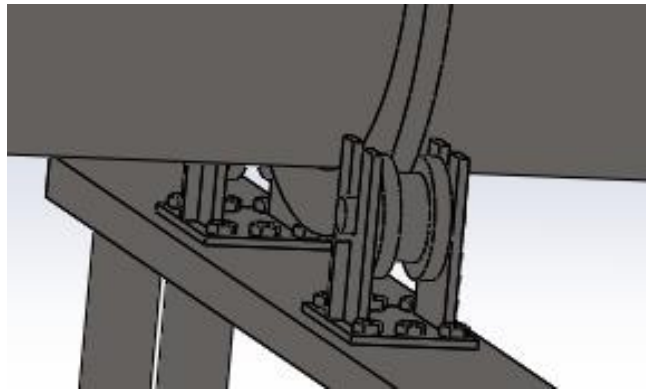


Figura 3. 11. Rodillos del horno secador.

Para determinar la carga sobre los rodillos, es de suma necesidad calcular la masa de la cámara de secado, para lo cual haremos uso de la ecuación 3-5, determinando así el volumen de la misma.

$$m = \rho \times v \quad \text{Ec. 3-5}$$

$$V1 = \left(\frac{0,60}{2}\right)^2 \times \pi \times 6 \text{ m}$$

$$V1 = 1,696 \text{ m}^3$$

$$V2 = \left(\frac{0,57}{2}\right)^2 \times \pi \times 6 \text{ m}$$

$$V_2 = 1,531 \text{ m}^3$$

$$V_t = 1,696 \text{ m}^3 - 1,531 \text{ m}^3$$

$$V_t = \mathbf{0,164 \text{ m}^3}$$

La densidad del acero al carbono es de  $7850 \text{ kg/m}^3$ , por lo que la masa de la cámara será igual:

$$m = \rho \times v$$

$$m = 7850 \times 0,164$$

$$m = 1287,7 \text{ kg}$$

Además de necesitar el peso de los anillos, para lo cual necesitamos su volumen y su densidad:

$$V_{\text{chapa}} = 0,00512 \text{ m}^3, \rho = 7850 \text{ kg/ m}^3$$

por lo tanto, la masa de la chapa metálica será igual:

$$m_{\text{anillo}} = \rho \times v$$

$$m_{\text{anillo}} = 7850 \times 0,00512$$

$$m_{\text{anillo}} = 40.192 \text{ kg}$$

$$m_{\text{anillo}} = 40.192 \text{ kg} \times 3$$

$$m_{\text{anillo}} = \mathbf{120.576 \text{ kg}}$$

Calculadas las masas de todos los elementos que intervienen en la cámara procedemos a sumar los mismos y a obtener la masa total:



$$mt = 120,576 + 1287,7$$

$$**mt = 1408,276 kg**$$

Como punto final se debe considerar la masa de la materia prima, la cual se va a encontrar en el interior de la cámara de secado. H. Duda indica que la cantidad de arena que debe ingresar en la cámara se lo determina por el grado de llenado, el cual indica el porcentaje de volumen total de arena para un óptimo secado. También nos muestra la densidad de la arena para este proceso el cual es de  $1990 \text{ kg/m}^3$ , además nos dice que para hornos con elementos elevadores (aspas) el porcentaje va desde el 12% al 15% [11], por lo que cae en nuestro caso por lo que tomaremos un porcentaje de 13,52% del volumen total del horno:

$$V2 = \left(\frac{0,57}{2}\right)^2 \times \pi \times 6$$

$$V2 = 0,153 \text{ m}^3$$

$$Va = 0,153 \times 0,1352$$

$$**Va = 0,020 \text{ m}^3**$$

Como lo expusimos anteriormente la densidad de la arena fina y húmeda es de  $1990 \text{ kg/m}^3$ , lo cual nos permite realizar el cálculo de la masa de la arena dentro de la cámara:

$$m \text{ arena} = 1990 \times 0,020$$

$$**m arena = 41,179 kg**$$

La carga total es:

$$mt = 41,179 + 1408,276 \text{ kg}$$

$$mt = 1449,455 \text{ kg}$$

$$\text{Carga total} = 1449,455 \times 9.8$$

$$\text{Carga total} = 14204,659 \text{ N}$$

### 3.2.6. Cálculo de llenado teórico de la arena

El grado de llenado, se lo define como la relación entre la parte llena del material de una sección transversal F y el área total de la sección transversal del horno f, como se muestra en la figura 3.6:

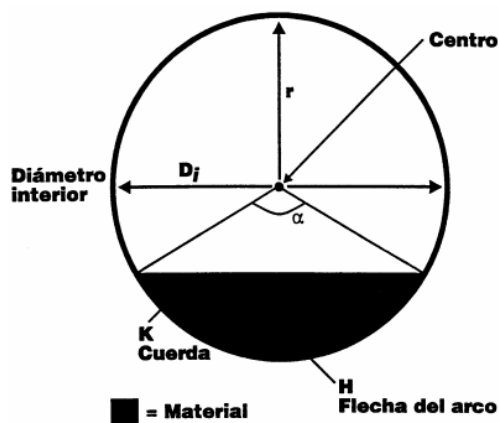


Figura 3. 12. Llenado teórico de la arena.

$$\phi = \frac{F}{f} \times 100 \quad \text{Ec.3-6}$$

Donde:

- $\Phi$ : grado de llenado
- F: área de la sección transversal de la parte del horno llena de material ( m<sup>2</sup>)
- f: área de la sección transversal total ( m<sup>2</sup>)

El área de la sección transversal del horno es:

$$f = \pi \times r^2 \quad \text{Ec. 3-7}$$

Para el material la sección transversal se puede calcular por medio del área de un segmento circular:

*área segmento circular = área sector circular – área del triángulo*

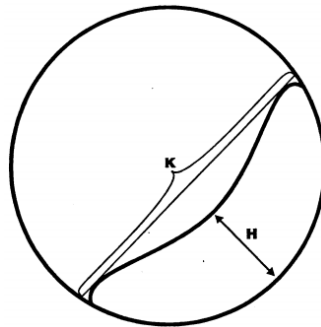
$$\text{área segmento circular} = \frac{\pi x r^2 x \alpha}{360} - \frac{1}{2} x r^2 x \text{sen}\alpha$$

Combinando las expresiones F y f se obtiene la fórmula de grado de llenado, para lo cual haremos uso de la ecuación 2-1.

$$\phi = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{\pi x \alpha}{180} - \text{sen}\alpha \right) x 100$$

Donde:

➤  $\alpha$ : ángulo que cubre el material en el horno. (°)



*Figura 3. 13. Parámetros K y H del cálculo de llenado.*

Este ángulo se lo puede calcular mediante la medición de la cuerda K, o la flecha de arco H, la misma que es la altura de llenado en su centro. Por lo que el ángulo  $\alpha$  en ambos casos se puede calcular como:

$$\alpha_K = 2 \arcsen \left( \frac{K}{2r} \right) \quad \text{Ec. 3-8}$$

Y

$$\alpha_H = 2\arccos\left(1 - \frac{H}{r}\right) \quad \text{Ec. 3-9}$$

Entonces una vez expuestas las ecuaciones, se procede a realizar el cálculo de llenado para nuestro secador de arena.

Datos:  $D_i$  = diámetro interno = 0,57m;  $d_i$  = diámetro de ingreso del material = 0.35m.

Primero calculamos la mayor flecha de arco, para lo cual utilizaremos la ecuación 3-10.

$$H_{max} = \frac{D_i}{2} - \frac{d_i}{2} \quad \text{Ec. 3-10}$$

$$H_{max} = \frac{0,57}{2} - \frac{0,35}{2}$$

$$H_{max} = 0,11 \text{ m}$$

Encontrado la flecha de arco, procedemos a realizar el cálculo del ángulo que el material cubre en el horno  $\alpha_H$ .

$$\alpha_H = 2\arccos\left(1 - \frac{H}{r}\right) \quad \text{Ec. 3-11}$$

$$r = \frac{D_i}{2}$$

$$r = \frac{0,57}{2}$$

$$r = 0,285 \text{ m}$$

$$\alpha_H = 2\arccos\left(1 - \frac{0,11}{0,285}\right)$$

$$\alpha_H = 104,23^\circ$$

Finalmente se calcula el factor de llenado del secador.

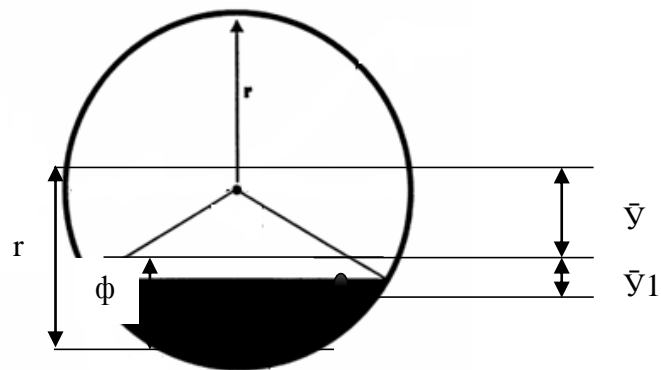
$$\phi = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{\pi \times \alpha_H}{180} - \text{sen} \alpha_H \right) \times 100$$

$$\phi = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{104,23^\circ \pi}{180} - \text{sen} 104,23^\circ \right) \times 100$$

$$\phi = 13,52 \%$$

Como lo se observó en capítulos anteriores el porcentaje de llenado de la cámara de secado está estipulado de 12% a 15%. La elevación del grado de llenado aumenta el caudal de un 30% a 50%, por las mismas dimensiones del secador. Lo que quiere decir que nuestro grado de llenado se encuentra en los rangos establecidos y adecuados a nuestro diseño [5], [12].

➤ Cálculo del torque del secador.



Donde:

- $r$ : radio (m)
- $\phi$ : llenado de la cámara (m)

$$\bar{Y} = r - \phi \quad \text{Ec. 3-12}$$

$$\bar{Y} = 0,285 - 0,1352$$

$$\bar{y} = 0,1498 \text{ m}$$

- Cálculo del centro de masa de la figura sombreada

$$cm = \frac{4 \times b}{3\pi} \quad \text{Ec. 3-13}$$

$$b = \phi = 0,1352$$

$$cm = \frac{4 \times 0,1352}{3\pi}$$

$$cm = 0,057 \text{ m}$$

$$cm = \bar{y}l$$

- Cálculo de la velocidad y aceleración angular

$$\omega \begin{matrix} \nearrow 0 \text{ rpm} \\ \searrow 70 \text{ rpm} \end{matrix}$$

Para nuestro cálculo hemos seleccionado una velocidad angular de 40 rpm y una variación de tiempo de 5seg.

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \quad \text{Ec. 3-14}$$

Transformamos las unidades de la velocidad angular de revoluciones por minuto a radianes sobre segundo.

$$40rpm \left| \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \right| \left| \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \right| = 4,188 \text{ rad/seg}$$

$$\alpha = \frac{4,188 \text{ rad/seg}}{5 \text{ seg}}$$

$$\alpha = 0,8377 \text{ rad/seg}^2$$

- Cálculo de inercia del secador

$$I_0 = d^2 \times M + I_{\text{figura sombreada}} \quad \text{Ec. 3-15}$$

Donde:

- $d^2$ : distancia ( $\bar{Y} + \bar{y}_1$ )
- M: masa de la cámara con material
- I: inercia de la figura sombreada
- Distancia

$$d = \bar{Y} + \bar{y}_1$$

$$d = 0,1498 + 0,057$$

$$d = 0,2068 \text{ m}$$

- Masa de la cámara con material

$$M = 1826,176 \text{ kg}$$

- Inercia de la figura sombreada

$$I = \frac{\pi \times r^4}{4}$$

$$I = \frac{\pi \times 0,285^4}{4}$$

$$I = 5,1816 \times 10^{-3} \text{ m}^4$$

Finalmente se procede a realizar el cálculo de la inercia total del secador, mediante la ecuación 3-15.

$$I_0 = (d^2 \times M) + I$$

$$I_0 = (0,2068^2 \times 1826,176) + 5,1816 \times 10^{-3}$$

$$I_0 = 78,103 \text{ kgm}^2$$

Entonces encontramos el torque del secador

$$\tau = I_0 \times \alpha$$

$$\tau = 78,103 \times 0,8377$$

$$\tau = 65,426 \text{ Nm}$$

### 3.2.7. Diseño de la base del secador

En el presente apartado realizamos el diseño de la base del secador de manera viga columna, para ello y con el peso ya antes calculado procedemos al cálculo del mismo.

La fuerza que es aplicada para el análisis es de  $14204,66/2 = 7102,33 \text{ N}$ , ya que las reacciones resultantes son simétricas. La viga es considerada como doblemente empotrada, ya que ésta se encuentra soldada en sus dos extremos, como se muestra en la figura 3.8.

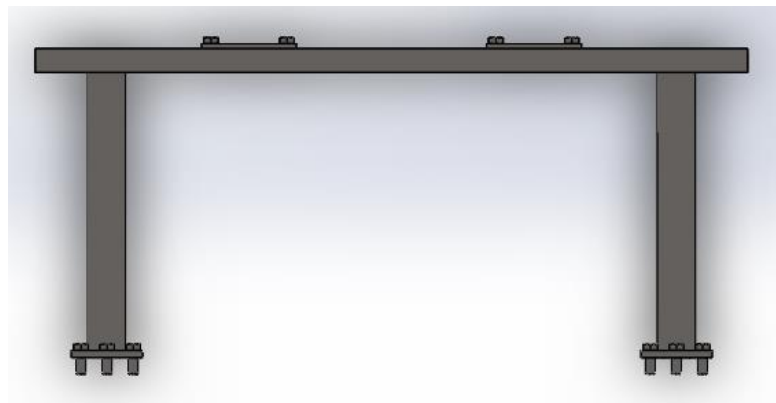


Figura 3. 14. Base del secador

Mediante la ecuación del anexo N se procede a calcular el esfuerzo y momento máximo.

$$V = \frac{F}{2}$$



$$V = \frac{7102,33}{2}$$

$$V = 3551,165 \text{ N}$$

$$M_{max} = \frac{F \times l}{8}$$

$$M_{max} = \frac{7102,33 \text{ N} \times 1.5 \text{ m}}{8}$$

$$M_{max} = 1331,68 \text{ N m}$$

Mediante la siguiente ecuación tenemos:

$$\sigma = \tau_{flexion}$$

$$\sigma = \frac{32 \times M}{S}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{n}$$

Donde:

- $\sigma$  = esfuerzo combinado
- M = momento flector crítico
- S = módulo de sección
- n = factor de seguridad
- $S_y$  = resistencia a la tracción del acero A36 = 260 Mpa

$$\frac{S_y}{n} = \frac{32 \times M}{S}$$

$$\frac{260 \times 10^6}{3} = \frac{32 \times 1331,68}{S}$$

$$S = \frac{32 \times 1331,68 \times 3}{260 \times 10^6}$$

$$S = 4,9169 \times 10^{-4} \text{ m}^3 = 491,96 \text{ cm}^3$$

Se seleccionó un tubo poste circular de 2 mm de espesor y 850 mm de largo. **anexo F** Con los resultados obtenidos, encontramos el esfuerzo que soporta la estructura.

$$\sigma = \frac{32 \times 1331,68 \text{ Nm}}{4,097 \times 10^{-4}}$$

$$\sigma = 86,66 \text{ MPa}$$

Análisis de pandeo

➤  $P = 1331,68 \text{ N}$

Datos del tubo poste circular anexo N

➤  $I = 1,01 \text{ cm}^3$

➤  $A = 1,47 \text{ cm}^2$

$$K = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$K = \sqrt{\frac{1,01}{1,47}}$$

$$K = 0,828 \text{ cm} = 8,28 \text{ mm}$$

Relación de esbeltez

$$\frac{l}{k} = \frac{850 \text{ mm}}{8,28 \text{ mm}} = 102,56$$

- $C = 4$  **anexo O**
- $Le = 1/2$  **anexo P**
- Módulo de elasticidad  $E = 207 \text{ GPa}$
- $Sy = 260 \text{ Mpa}$

$$\left(\frac{l}{k}\right)_1 = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times C \times E}{S_y}}$$

$$\left(\frac{l}{k}\right)_1 = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times 4 \times 207 \times 10^9 \text{ N/m}^2}{260 \times 10^6 \text{ N/m}^2}}$$

$$\left(\frac{l}{k}\right)_1 = \mathbf{255,68}$$

$$P_{cr} = \frac{A \times \pi^2 \times C \times E}{\left(\frac{l}{k}\right)_1^2}$$

$P_{cr}$  = Carga Crítica

$$P_{cr} = \frac{0,0141 \times \pi^2 \times 4 \times 207 \times 10^9 \text{ N/m}^2}{(255,68 \text{ N/m}^2)^2}$$

$$\mathbf{P_{cr} = 1,766 \text{ KN}}$$

$$P_d = n \times P$$

$$n = 1.25$$

$$P_d = 1.25 \times 1331,68$$

$$\mathbf{P_d = 1664,6 \text{ N}}$$

Como  $P_{cr} > P_d$  la columna no falla.

Análisis de compresión

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

$$\frac{Sy}{n} = \frac{P}{A}$$

$$\frac{250 \times 10^6}{1,25} = \frac{184,4}{A}$$

$$A = \frac{184,4 \times 1,25}{250 \times 10^6}$$

$$A = 0,066 \text{ cm}^2$$

El área calculada es menor que al área seleccionada, por lo tanto, se selecciona el tubo poste circular de 850 x 3 mm para la columna.

### 3.2.8. Cálculo de reacciones en la cámara de secado

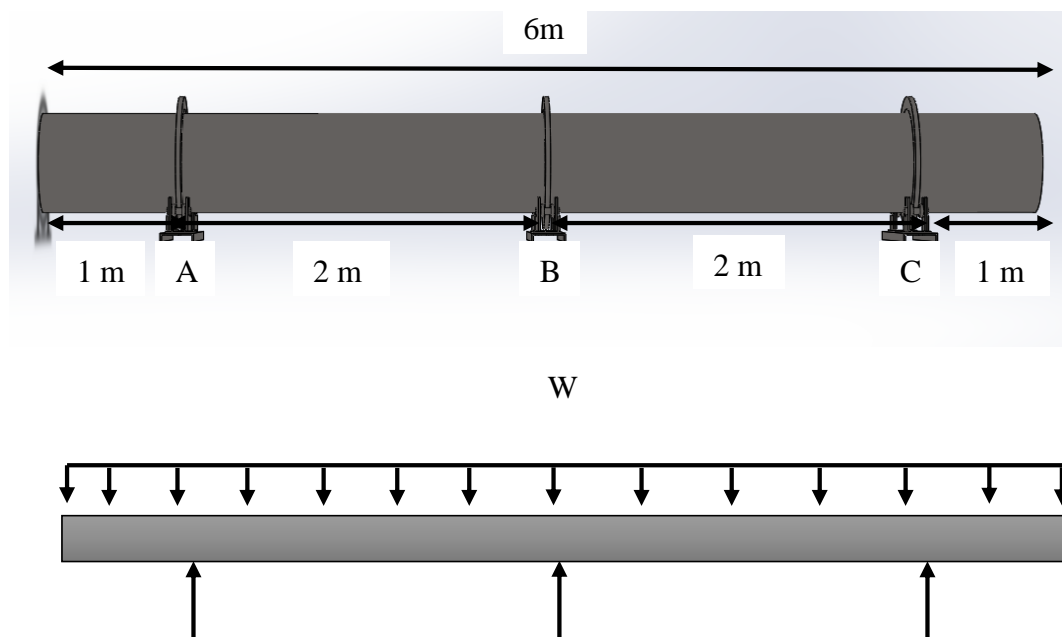


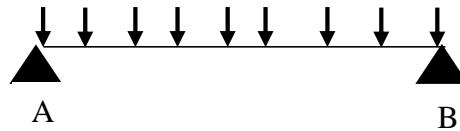
Figura 3. 15. Tramos y reacciones de la cámara de secado.

Para la realización del cálculo de reacciones del secador, analizaremos un tramo del mismo como se lo hace en este tipo de estructuras.

Tramo AB

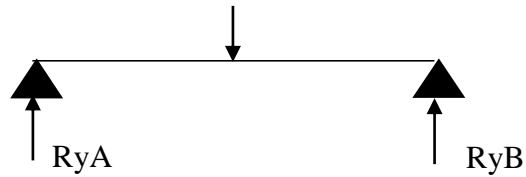
W

90



W: peso de la cámara de secado + peso de la arena = 14204,66 N

$$W: 14204,66 \text{ N} \rightarrow 14204,66 / 2 \rightarrow 7102,33 \text{ N/m}$$



$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} - W \times L = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} = W \times L$$

$$R_{Ay} + R_{By} = \left(\frac{14204,66}{2}\right) \times 2$$

$$R_{Ay} = \left(\frac{14204,66}{2}\right) \times 2 - R_{By}$$

$$R_{Ay} = 14204,66 - R_{By}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{By} (2) - W \times L(1) = 0$$

$$R_{By} (2) = W \times L(1)$$

$$(2)R_{By} = 1 \times \left(\frac{14204,66}{2}\right) \times 2$$

$$(2)R_{By} = 14204,66$$

$$R_{By} = 7102,33 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 14204,66 - R_{By}$$

$$R_{Ay} = 14204,66 - 7102,33$$

$$R_{By} = 7102,33 \text{ N}$$

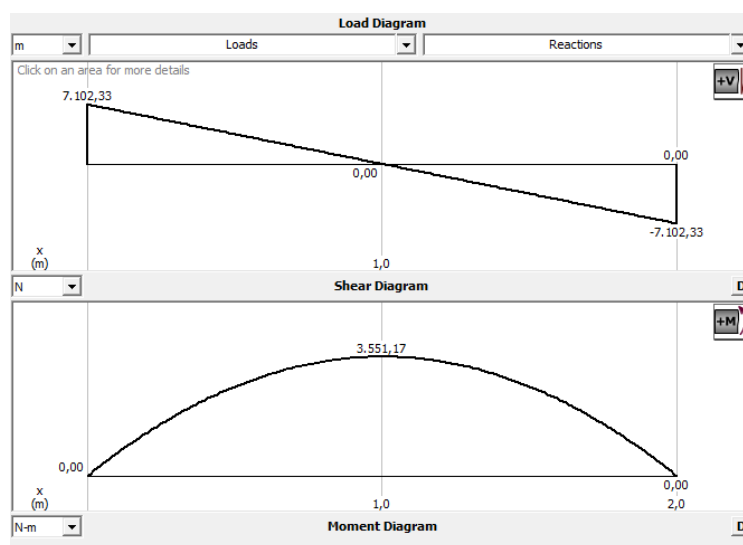


Figura 3. 16. Resultado de reacciones en los puntos A y B mediante software.

Para el cálculo de esfuerzos y de deflexión de la cámara de secado se utilizó un software, obteniendo los siguientes resultados.

### ➤ Esfuerzo de Von Mises

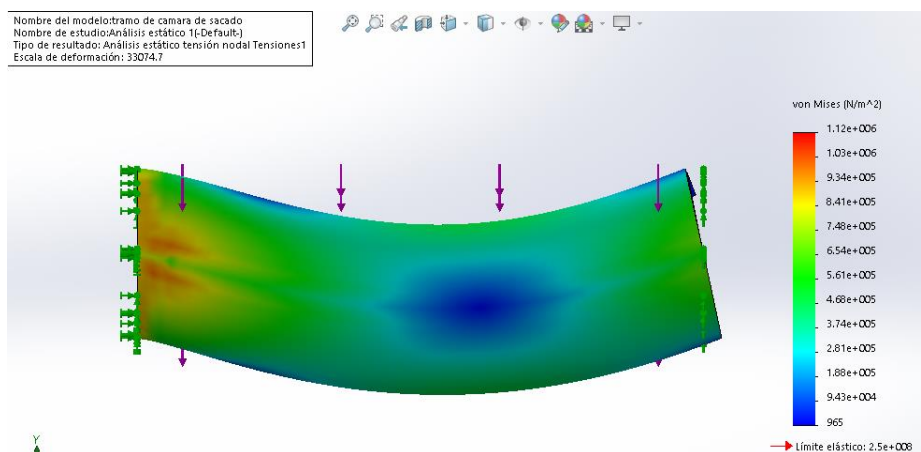


Figura 3. 17. Resultado del esfuerzo de Von Mises mediante software.

Se obtuvo un valor de esfuerzo de,  $\sigma = 1,12 \text{ Mpa}$  el cual es aceptable para las condiciones a las que fue sometida el tramo de la cámara.

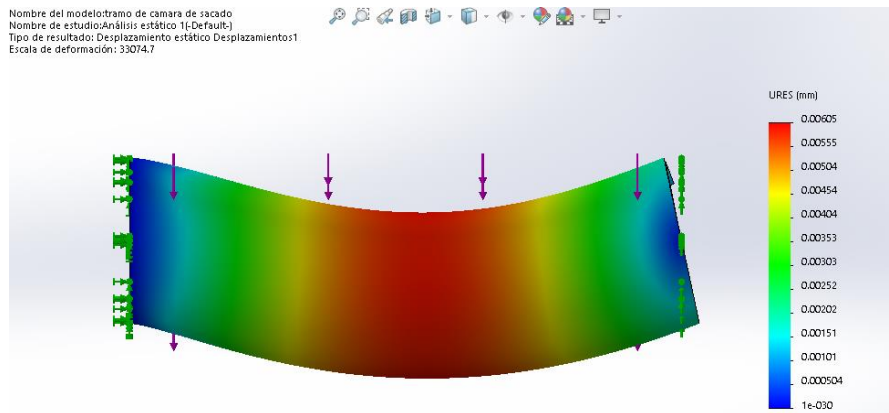
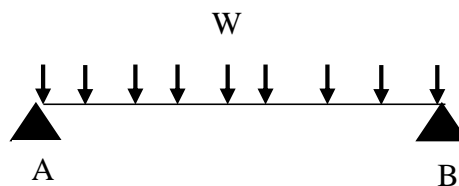


Figura 3. 18. Resultado de la deformación máxima de la cámara de secado mediante software.

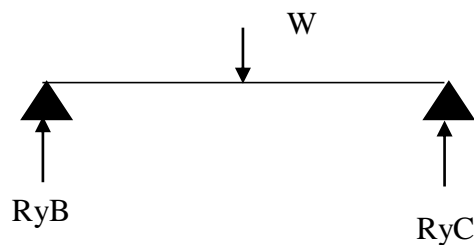
Se obtuvo un valor de deformación o desplazamiento máximo de  $0,00605 \text{ mm}$ , el cual es un valor aceptable ya que este no es muy elevado.

Tramo BC



W: peso de la cámara de secado + peso de la arena =  $14204,66 \text{ N}$

W:  $14204,66 \text{ N} \rightarrow 14204,66 / 2 \rightarrow 7102,33 \text{ N/m}$



$$\sum Fy = 0$$

$$RBy + RCy - W \times L = 0$$

$$RBy + RCy = W \times L$$

$$RBy + RCy = \left(\frac{14204,66}{2}\right) \times 2$$

$$RBy = \left(\frac{14204,66}{2}\right) \times 2 - RCy$$

$$RBy = 14204,66 - RCy$$

$$\sum MB = 0$$

$$RCy (2) - W \times L(1) = 0$$

$$RCy (2) = W \times L(1)$$

$$(2)RCy = 1 \times \left(\frac{14204,66}{2}\right) \times 2$$

$$(2)RCy = 14204,66$$

$$\mathbf{RCy = 7102,33 N}$$

$$RBy = 14204,66 - RCy$$

$$RBy = 14204,66 - 7102,33$$

$$\mathbf{RBy = 7102,33 N}$$



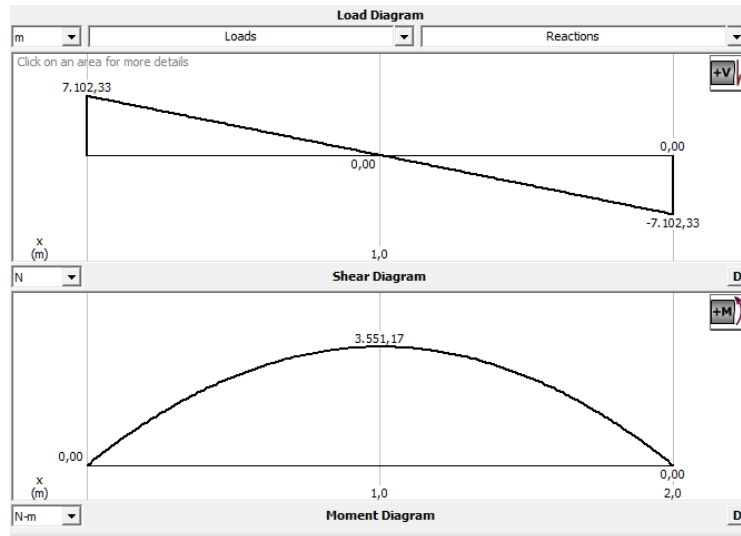


Figura 3. 19. Resultado de reacciones en los puntos B y C mediante software.

Como podemos observar en el análisis del tramo BC los resultados son los mismos que el tramo AB, ya que sus reacciones son simétricas, por lo tanto, las reacciones en el punto A, B y C son iguales.

### 3.2.9. Cálculo de reacciones en los rodillos

Los rodillos del secador son uno de los componentes más importantes del mismo, ya que estos soportaran la carga ejercida por la cámara, para lo cual esta debe dividirse para 2, por lo que existen dos rodillos por sección. La carga de la cámara a su vez debe ser multiplicada por el  $(\text{sen}45^\circ)$ , para la obtención de sus componentes en “Y”, como se muestra en la figura 3.12.

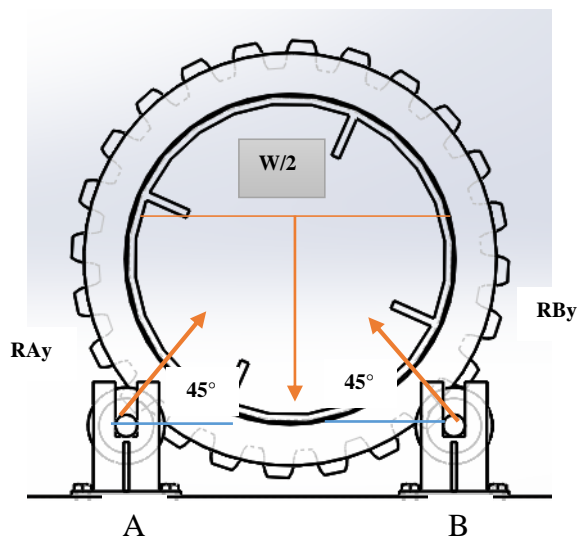


Figura 3. 20. Ubicación de los rodillos de apoyo.

Por simetría:

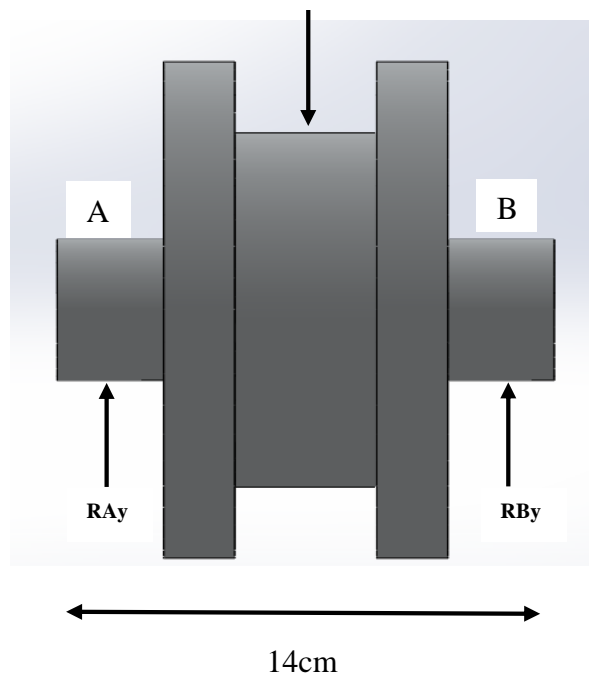
$$(RAy \times \cos 45^\circ) + (RBy \times \cos 45^\circ) - \frac{W}{2} = 0$$

$$(RAy \times \cos 45^\circ) + (RBy \times \cos 45^\circ) = \frac{W}{2}$$

Por lo tanto, tenemos que:

$$RAy = RBy = \frac{2}{2} \times \frac{w}{\cos 45^\circ}$$

$$RAy = RBy = \frac{10044,21 \text{ N}}{W/2}$$



➤ Cálculo de momento

$$M_d = \frac{Ray \times L}{4} \quad \text{Ec. 3-16}$$

$$M_d = \frac{10044,21 \times 0,14}{4}$$

$$M_d = 351,54 \text{ Nm}$$

- Cálculo del esfuerzo máximo

$$\sigma_{max} = \frac{M x c}{I} \quad \text{Ec. 3-17}$$

$$\sigma_{max} = \frac{351,54 x 0,02}{\frac{\pi 0,04^4}{64}}$$

$$\sigma_{max} = 55,94 \text{ MPa}$$

### 3.2.10. Diseño mecánico de rodillos

Para nuestro diseño debemos seleccionar un material adecuado para los rodillos, para el cual hemos considerado el AISI 4140, acero bonificado utilizado para la fabricación de ejes, bielas, cigüeñales, bielas, entre otros.

Para el diseño es de suma importancia saber las propiedades mecánicas de este acero, en este caso la resistencia a la tensión y el límite de fluencia:

$$S_y = 655 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 758 \text{ Mpa}$$

Como siguiente paso para el diseño es el de selección del método adecuado. Para lo cual existen varias teorías de falla de Soderberg, Goodman modificada o teoría de Gerber. Dichas teorías muestran un criterio a fatiga, para nuestro diseño hemos seleccionada la teoría de Gerber. [13]

- Teoría de GERBER (diseño a fatiga)

Esta teoría no es lineal, y se supone que la variación de  $\sigma_a$  y  $\sigma_m$ , son representados por una parábola cuyo vértice es (0,  $S_f$ ), su eje es de ordenadas y pasa por el punto ( $S_f$ , 0). Así la rotura a N ciclos se produce cuando:

$$\frac{\eta \times \sigma_a}{S_e} + \left( \frac{\eta \times \sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad \text{Ec. 3-18}$$

Se trabaja principalmente con la teoría de Gerber y ASME-elíptica para criterios de falla. Sin embargo, diseñadores conservadores prefieren la teoría de Goodman modificada.

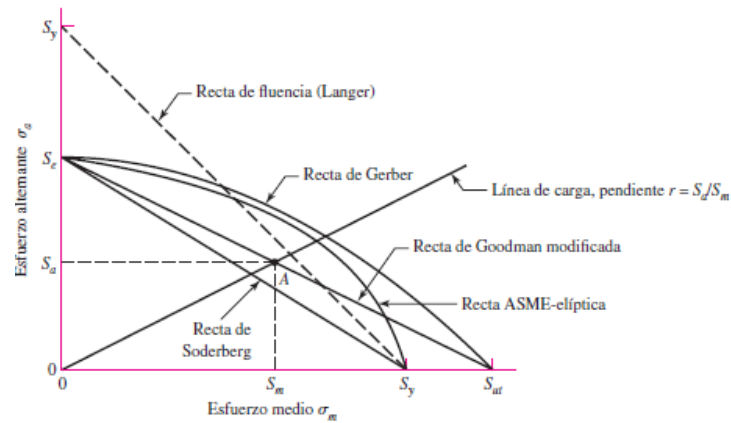


Figura 3. 21. Curvas representativas de las diferentes teorías a fatiga.

Fuente: [13]

A continuación, se procede con el diseño aplicando la teoría de Gerber.

- Cálculo del  $S_e$  mediante la utilización de la ecuación de Marín.

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times S'_e \quad \text{Ec. 3-19}$$

Donde:

- $K_a$ : factor de modificación de condición superficial
- $K_b$ : factor de modificación de tamaño
- $K_c$ : factor de modificación de carga
- $K_d$ : factor de modificación de temperatura
- $K_e$ : factor de modificación de confiabilidad
- $S'_e$ : límite de resistencia a la fatiga en vigas rotatorias
- $S_e$ : límite de resistencia a la fatiga
- Factor de modificación de condición superficial ( $K_a$ )

El factor  $K_a$  depende de la condición superficial del elemento a analizar, los rodillos serán maquinados en torno para lo cual deberemos utilizar los factores de  $a$  y  $b$ , dichos factores los encontraremos en la figura 3.14.

Tabla 7.  
Parámetros en el factor superficial de Marin

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

Figura 3. 22. Factor superficial.

Fuente: [13]

$$K_a = a \times S_{ut}^b$$

$$K_a = 4,51 \times 758^{-0.265}$$

$$K_a = 0,755$$

➤ Factor de modificación de tamaño ( $K_b$ )

El factor de tamaño depende del dimensionamiento del eje como se puede ver en la figura 3.15.

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

Figura 3. 23. Factor de modificación de Tamaño.

Fuente: [13]

Por lo tanto,  $K_b$  es:

$$K_b = \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,107}$$

$$0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg}$$

$$K_b = \left(\frac{1,57}{0,3}\right)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,8377$$

- Factor de modificación de carga ( $K_c$ )

Este factor se aplica de acuerdo al tipo de carga a la cual está sometido el elemento, como se indica en la figura 3.16.

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

Figura 3. 24. Factor de modificación de carga.

Fuente: [13]

Por lo tanto, el factor de carga es:

$$K_c = 1$$

- Factor de modificación de temperatura

Este factor se lo obtiene según la siguiente tabla, por lo que las condiciones de operación son menores a la del ambiente.

Temperatura, °C	$S_T/S_{RT}$	Temperatura, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Figura 3. 25. Factor de modificación de la temperatura.

Fuente: [13]

Por lo tanto, el factor de temperatura es igual:

$$K_d = 1,010 \quad \text{temperatura de } 50^\circ\text{C}$$

➤ Factor de modificación de confiabilidad (Ke)

Por lo general se tiene una confiabilidad del 99% la misma que mejora con el factor de seguridad.

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_o$	Factor de confiabilidad $k_o$
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

Figura 3. 26. Factor de modificación de confiabilidad.

Fuente: [13]

El factor de confiabilidad será igual a:

$$K_e = 0,814$$

El límite de resistencia a la fatiga se lo calcula mediante la ecuación:

$$S_{\dot{\epsilon}} = 0,5 \times S_{ut}$$

$$S_{\dot{\epsilon}} = 0,5 \times 758$$

$$S_{\dot{\epsilon}} = 379 \text{ MPa}$$

Finalmente, la ecuación de Marín (3-19) obtenemos:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times S_{\dot{\epsilon}}$$

$$S_e = 0,755 \times 0,837 \times 1 \times 1,010 \times 0,814 \times 1,2 \times 379$$

$$S_e = 236,30 \text{ MPa}$$

Finalmente procedemos a realizar el reemplazo de los valores en la ecuación de Gerber, (3-19), para encontrar el factor de seguridad apropiado para el diseño del rodillo.

$$\frac{\eta \times \sigma_a}{S_e} + \left( \frac{\eta \times \sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1$$

Se ha eliminado el factor de esfuerzo medio ya que este va hacer igual a cero, existiendo así solo el esfuerzo alternante.

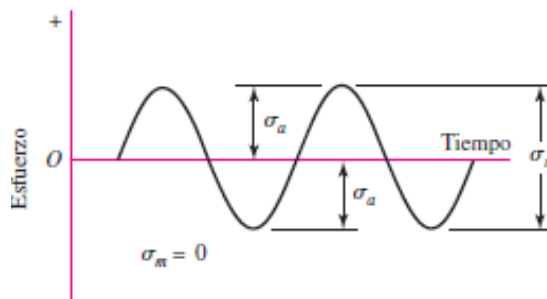


Figura 3. 27. Factor de esfuerzo medio y alternante.

Fuente: [13]

Entonces:

$$\frac{\eta \times \sigma_a}{S_e} = 1$$

$$\eta = \frac{S_e}{\sigma_a}$$

$$\eta = \frac{236,30 \text{ MPa}}{55,94 \text{ MPa}}$$

$$\eta = 4,22$$



➤ Selección de rodamiento

Existen varios tipos de rodamientos, cada uno con sus propias características distintivas las cuales los hacen tener ciertas ventajas cuando se los comparan con los cojinetes, y estas son:

- Su coeficiente de fricción estático es bajo y solamente existe una pequeña diferencia entre este y el coeficiente de fricción dinámico.
- Son estandarizados internacionalmente, intercambiables y fáciles de obtener.
- Sumamente fáciles de lubricar.
- Como regla general un rodamiento puede soportar tanto cargas radiales como axiales al mismo tiempo.
- Pueden utilizarse en aplicaciones a alta temperatura como a baja temperatura.

Los rodamientos pueden clasificarse en dos grandes grupos: rodamientos de bolas y rodamiento de rodillos. Los rodamientos de bolas a su vez pueden subdividirse de acuerdo a su configuración: rígidos de bolas y de contacto angular. Por otro lado, los rodamientos de rodillos se clasifican de acuerdo a la forma de sus elementos rodantes: rodillos cilíndricos, agujas, rodillos esféricos, entre otros. [14]

Para continuar con nuestro diseño y con los cálculos previamente calculados obtuvimos la carga axial ejercida sobre los rodillos a los cuales van sujetos a los rodamientos que vamos a seleccionar. Para lo cual se elige un rodamiento rígido de bolas, los mismos que son excelentes para resistir cargas axiales y radiales.

Datos:

- $d = 40 \text{ mm}$
- carga axial = 7,102 kN
- $n = 1750 \text{ rpm}$

Tomamos como Referencia los rodamientos rígidos de una hilera de bolas como se especifica en el anexo L.

$$F_l = \frac{C}{P} F_n$$

$$F_l = \sqrt[p]{a_1 \times a_2 \times a_3 \times \frac{C}{P} F_n}$$

Donde:

- $a_1 = 0,62$
- $a_2 = 1$
- $a_3 = [0,5-3,8]$  se recomienda 1,5

El factor de efectos dinámicos  $F_l$  se lo puede determinar mediante la figura 3.28 se selecciona el valor de del factor que va des de 3,5 a 4,5.

Motores eléctricos		
Motores eléctricos para aparatos electrodomésticos	1,5 ... 2	peso del rotor · $f_2$ ; velocidad nominal factor $f_2 = 1,5$ a 2 para máquinas estacionarias $f_2 = 1,5$ a 2,5 para motores de tracción para accionamientos por piñón; grupos de cargas con velocidades correspondientes
Motores estándar	3,5 ... 4,5	
Motores grandes	4 ... 5	
Motores de tracción	3 ... 3,5	

Figura3. 28. Factor de efectos dinámicos.

Fuente: [14]

Entonces  $F_l = 3,5$

El factor de velocidad  $F_n$  se lo determina mediante la figura 3.29.

▼ Valores $f_n$ para rodamientos de bolas									
n	$f_n$	n	$f_n$	n	$f_n$	n	$f_n$	$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 \times 10^6}{n}}$	
min <sup>-1</sup>		min <sup>-1</sup>		min <sup>-1</sup>		min <sup>-1</sup>		min <sup>-1</sup>	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

Figura3. 29. Factor de velocidad.

Fuente: [14]

$$F_n = 0,533$$

➤ Carga dinámica equivalente

$$P = X F_r \times Y / F_a$$

$$P = F_r = 7,102 \text{ KN}$$

$p = 3$  rodamiento rígido de bolas

➤ Capacidad de carga dinámica

$$C = \frac{P \times F_l}{F_n \times \sqrt[p]{a_1 \times a_2 \times a_3}}$$

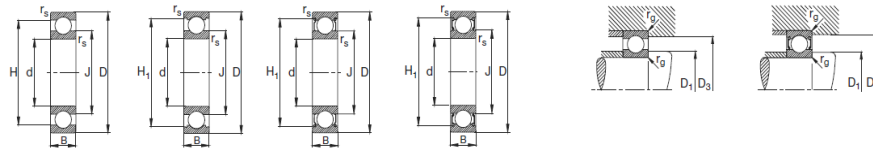
$$C = \frac{7,102 \times 3,5}{0,533 \times \sqrt[3]{0,62 \times 1 \times 1,5}}$$

$$C = 47,78 \text{ KN}$$

➤ Selección del rodamiento

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera

Los 8 de via



Eje	Dimensiones							Peso mm kg	Capacidad de carga		Velocidad límite min <sup>-1</sup>	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG
	d	D	B	r <sub>s</sub> mm	H	H <sub>1</sub>	J		dyn. C	stat. C <sub>0</sub>			
40	40	80	18	1.1	67.5	70.4	53	0.371	29	18	20000	11000	6208
	40	80	18	1.1	67.5	70.4	53	0.371	29	18	20000	11000	S6208.W203B
	40	80	18	1.1	67.5	70.4	53	0.382	29	18	6000	11000	6208.ZZR
	40	80	18	1.1	67.5	70.4	53	0.384	29	18	5600		6208.2RSR
	40	80	18	1.1	67.5	70.4	53	0.384	29	18	5600		S6208.2HSR.W203B
	40	80	23	1.1	67.5	70.4	53	0.477	29	18	5600		62208.2HSR
	40	90	23	1.5	74.6	76.5	55.5	0.64	42.5	25	18000	11000	6308
	40	90	23	1.5	74.6	76.5	55.5	0.641	42.5	25	18000	11000	S6308.W203B
	40	90	23	1.5	74.6	76.5	55.5	0.654	42.5	25	7500	11000	6308.ZZR
	40	90	23	1.5	74.6	76.5	55.5	0.654	42.5	25	5000		6308.2RSR
	40	90	33	1.5	74.6	76.5	55.5	0.903	42.5	25	5000		62308.2RSR
	40	110	27	2	91.6	95.1	68	1.12	62	38	14000	10000	6408

Figura3. 30. Selección de rodamiento.

Fuente: [14]

Se ha seleccionado un rodamiento FAG S6208.W203B, del cual obtenemos los siguientes datos:

- d = 40 mm
- D = 80 mm
- B = 18 mm
- C = 29 KN
- Co = 18 KN

Fl = 4

$$F_l = \sqrt[3]{\frac{LH}{500}}$$

$$L_h = F_l^3 \times (500)$$

$$L_h = 3,5^3 \times (500)$$

$$L_h = 21437,5 \text{ horas}$$

Se calcula los mismos valores, pero con el rodamiento seleccionado FAG S6208.W203B.

- Diámetro medio

$$D_m = \frac{D + d}{2}$$

$$D_m = \frac{80 + 40}{2}$$

$$\mathbf{D_m = 60 mm}$$

- Factor de velocidad

$$F_v = D_m \times n$$

$$F_v = 60mm \times 1750$$

$$\mathbf{F_v = 105000}$$

- Lubricación del rodamiento **anexo T**
- Temperatura de trabajo

$$T \text{ trabajo} = T_{\text{ambiente}} + \Delta T$$

$$T \text{ trabajo} = 20^\circ\text{C} + 40^\circ\text{C}$$

$$\mathbf{T \text{ trabajo} = 60^\circ\text{C}}$$

- Viscosidad

$$V_{T40^\circ} = [18 - 35] \text{ mm}^2/\text{s}$$

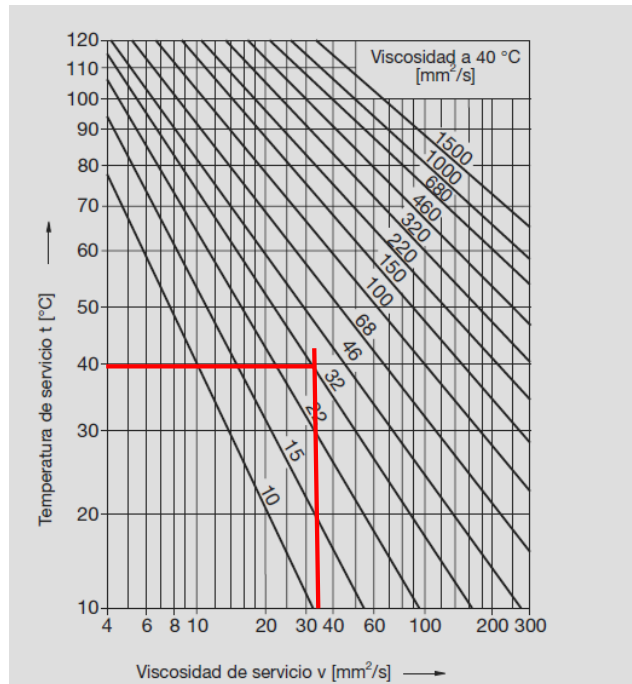


Figura3. 31. Selección de Viscosidad.

Fuente: [14]

Por medio de la figura 3. 31 se ha seleccionado un aceite ISO VG 32, con una viscosidad de 32 mm<sup>2</sup>/s.

➤ Corrección de la viscosidad a la temperatura de trabajo de 60°C

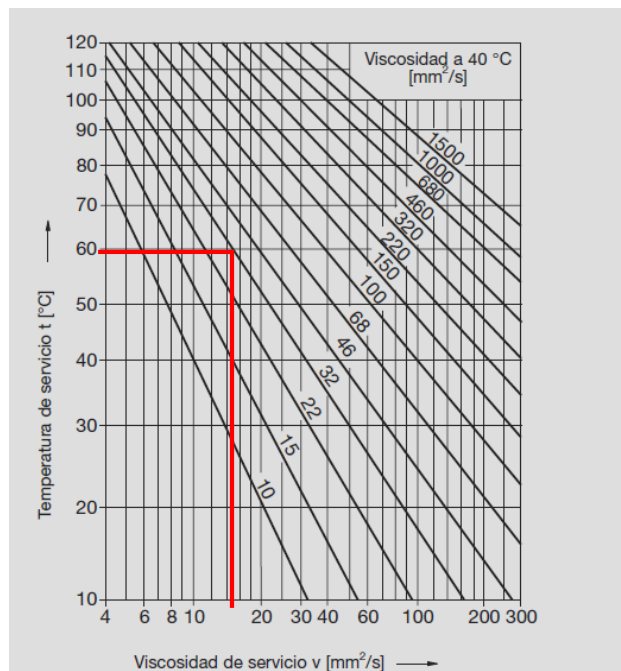


Figura3. 32. Viscosidad a la temperatura de 60°C.

Fuente: [14]

La viscosidad a la temperatura de 60°C va hacer igual a 16 mm<sup>2</sup>/s

$$a = \left(\frac{1000}{n}\right)^{1/3}$$

$$a = \left(\frac{1000}{1750}\right)^{1/3}$$

$$a = 0,829$$

$$a < 1; k = 1$$

➤ Viscosidad relativa

$$V_1 = \frac{4500}{\sqrt{n \times D_m}}$$

$$V_1 = \frac{4500}{\sqrt{1750 \times 60}}$$

$$V_1 = 13,88 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Por lo tanto:

$$k = \frac{V}{V_1}$$

$$k = \frac{16 \text{ mm}^2/\text{s}}{13,88 \text{ mm}^2/\text{s}}$$

$$k = 1,15$$

Para rodamientos de bolas: a = 0 y K1 = 0

Para lubricantes conocidos: k2 = 0

$$k = 1,15$$

$$k = 0$$

Con dichos valores de  $k$  nos dirigimos a la figura 3. 33, en la cual encontramos el valor de  $a_{23}$ .

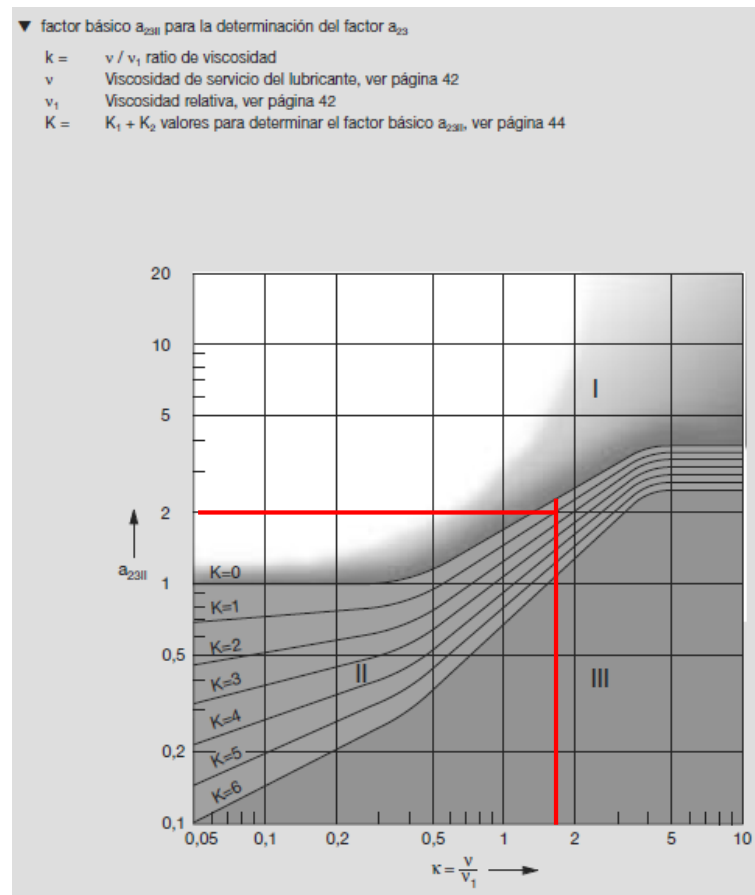


Figura3. 33. Selección del factor  $a_{23}$ .

Fuente: [14]

El valor de  $a_{23} = a_3 = 2,1$ .

➤ Vida útil del rodamiento  $L_h$



$$L_h = a_1 \times a_2 \times a_3 \times \left(\frac{C}{P}\right)^p \times \frac{10^6}{n \times 60}$$

$$L_h = 0,62 \times 1 \times 2,1 \times \left(\frac{47,78}{7,102}\right)^3 \times \frac{10^6}{1750 \times 60}$$

$$L_h = 3775,90 \text{ horas}$$

➤ Factor de esfuerzos dinámicos

$$F_l = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$$

$$F_l = \sqrt[3]{\frac{3775,90}{500}}$$

$$F_l = 2,00 \quad F_l = [2 - 3]$$

El se encuentra en el rango permitido de [2-3], por lo tanto, la selección del rodamiento es la correcta.

### 3.2.11. Diseño del piñón y la corona

Los engranes son elementos cuya función principal es la de transmitir potencia, para el diseño de nuestro piñón y corona, se implementa la fórmula de Lewis la misma que estima el esfuerzo a flexión en dientes de engranes, en la que interviene principalmente la forma de los mismos. Dicha fórmula fue presentada en 1892 y desde ese entonces es la base de la mayoría de los diseños de engranes. En la figura 3. 34 podemos observar las dimensiones su sección transversal F, t y la longitud l y una carga Wt uniformemente distribuida a lo largo del ancho de cara F. [13]

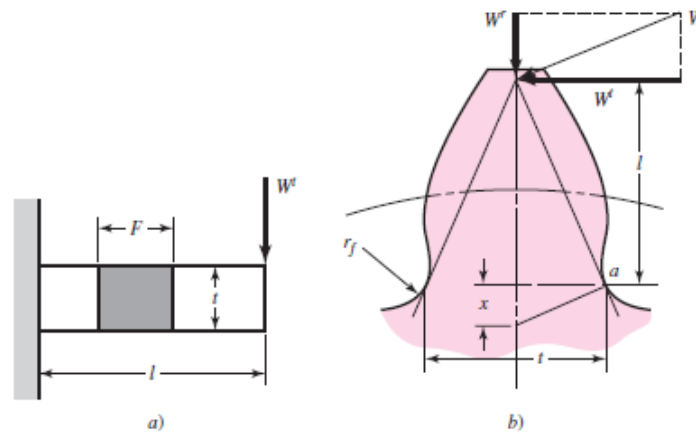


Figura 3. 34. Dimensionamiento de un diente de engrane fórmula de LEWIS

Fuente: [13]

Por lo tanto, la ecuación de esfuerzo de Lewis es la siguiente:

$$\sigma = \frac{6 x W^t x l}{F x t^2}$$

La ecuación de Lewis puede simplificarse o aumentar términos, como es el caso del factor de forma de Lewis (Y), el cual se obtiene mediante una representación gráfica del diente del engrane, **anexo R**, entonces la ecuación de Lewis se representa de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{W^t x P}{F x Y}$$

Una vez explicada la fórmula de Lewis procedemos hacer el cálculo del esfuerzo a flexión de nuestro piñón y corona.

Datos del Piñón:

- Módulo = m = 5
- Paso diametral P = 10
- Diámetro de paso = 90 mm
- Número de dientes = 12

- $H = 1,49 \text{ KW}$
- $n = 40 \text{ rpm}$
- ángulo de presión =  $20^\circ$
- $S_y = 560 \text{ Mpa}$  (acero AISI 4130 recocido) **anexo S**

Carga transmitida

$$W^t = \frac{60000 \times H}{d_p \times n \times \pi}$$

$$W^t = \frac{60000 \times 1,49 \times 10^3}{90 \text{ mm} \times 40 \times \pi}$$

$$W^t = 7904,7 \text{ N}$$

Factor de forma de Lewis

**Tabla 14-2**

Valores del factor de forma de Lewis  $Y$  (estos valores son para un ángulo normal de presión de  $20^\circ$ , dientes de altura completa y paso diametral igual a la unidad, en el plano de rotación)

Número de dientes	$Y$	Número de dientes	$Y$
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Figura 3. 35. Factor de forma de Lewis.

Fuente: [13]

Cuando un par de engranes son impulsados con velocidad moderada o elevada y produce una generación de ruido, con plena seguridad se presentan efectos dinámicos. Por lo tanto, calculamos la velocidad de la línea de paso y el factor de velocidad. [13]

Velocidad de la línea de paso

$$V = \frac{\pi \times d \times n}{12}$$

$$V = \frac{\pi \times 90 \text{ mm} \times 40}{12}$$

$$V = 942,47 \text{ mm/min}$$

Factor de velocidad

$$K_v = \frac{1200 + V}{1200}$$

$$K_v = \frac{1200 + 942,47}{1200}$$

$$K_v = 1,78$$

Entonces el esfuerzo a flexión del piñón será igual:

$$\sigma = \frac{K_v \times W^t}{F \times m \times Y}$$

$$\sigma = \frac{1,78 \times 7904,7}{0,03 \times 0,01 \times 0,245}$$

Los factores de F y m están en mm, ya que la ecuación expuesta del esfuerzo está expresada en su forma métrica.

$$\sigma = 191,433 \text{ MPa}$$

Datos de la corona:

- Módulo =  $m = 5$
- Paso diametral  $P = 10$

- Diámetro de paso = 150 mm
- Número de dientes = 50
- H = 1,49 KW
- n = 40 rpm
- ángulo de presión = 20°
- Sy = 560 Mpa (acero AISI 4130 recocido) **anexo S**

Carga transmitida

$$W^t = \frac{60000 \times H}{dp \times n \times \pi}$$

$$W^t = \frac{60000 \times 1,49 \times 10^3}{150 \text{ mm} \times 40 \times \pi}$$

$$W^t = 4742,81 \text{ N}$$

Factor de forma de Lewis

**Tabla 14-2**

Valores del factor de forma de Lewis Y (estos valores son para un ángulo normal de presión de 20°, dientes de altura completa y paso diametral igual a la unidad, en el plano de rotación)

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Figura 3. 36. Factor de forma de Lewis.

**Fuente: [13]**

Cuando un par de engranes son impulsados con velocidad moderada o elevada y produce una generación de ruido, con plena seguridad se presentan efectos dinámicos. Por lo tanto, calculamos la velocidad de la línea de paso y el factor de velocidad. [13]

Velocidad de la línea de paso

$$V = \frac{\pi \times d \times n}{12}$$

$$V = \frac{\pi \times 150 \text{ mm} \times 40}{12}$$

$$V = 1570,8 \text{ mm/min}$$

Factor de velocidad

$$K_v = \frac{1200 + V}{1200}$$

$$K_v = \frac{1200 + 1570,8}{1200}$$

$$K_v = 2,31$$

Entonces el esfuerzo a flexión del piñón será igual:

$$\sigma = \frac{K_v \times W^t}{F \times m \times Y}$$

$$\sigma = \frac{2,31 \times 4742,81}{0,03 \times 0,01 \times 0,409}$$

Los factores de F y m están en mm, ya que la ecuación expuesta del esfuerzo está expresada en su forma métrica.

$$\sigma = 89,30 \text{ MPa}$$

Esta normativa plantea el uso de aceros al carbono, níquel o bonificados, estos engranes son utilizados gracias a su bajo costo y fácil fabricación. A continuación, se muestra las características obtenidas por el software.

Tabla 3. 35. Parámetros de construcción de engranes.

Parámetro	Unidades	Corona	Piñón
Módulo	Mm	5	5
Ancho de cara	Mm	30	30
Número de dientes	-	50	12
Paso diametral	(diente/pulg)	10	10
Diámetro de paso	mm	150	90
Velocidad angular	RPM	40	40
Ángulo de presión	°	20	20

### 3.2.12. Cálculos Térmicos

En el presente apartado se realiza los diferentes cálculos térmicos necesarios para implementarlos en el diseño del horno secador, con el fin de eliminar la humedad presente en la arena, transformándola en vapor de agua, dando como resultado la obtención de la arena seca. Se presenta los cálculos en estado transitorio con el fin de obtener el tiempo de secado de la arena.

#### 3.2.12.1. Análisis en estado estable

Para un correcto análisis en estado estable es necesario estimar un consumo de calor por parte del horno secador, por lo que se considera fundamentalmente el calor necesario para evaporar la arena y las respectivas pérdidas de calor que sufre el sistema como se muestra en la figura 3.37.

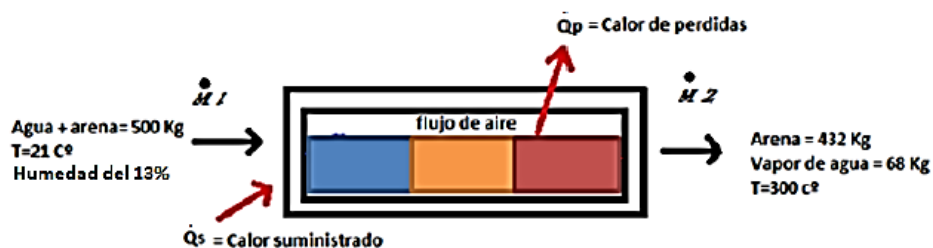


Figura 3. 37. Consumo de calor en estado estable.

Fuente: [1]

Para ello se asumirán temperaturas de entrada (proporcionada por el quemador) y la temperatura ambiente.

- La temperatura en el interior de la cámara de secado será una temperatura promedio, tomando en cuenta que la temperatura inicial será de 300°C proporcionada por el quemador, con dicha temperatura se espera un correcto secado de la arena.
- La temperatura de los alrededores o ambiente será de 20°C.
- Para la facilidad en el diseño del horno secador y sus cálculos térmicos se toma a consideración que la temperatura de los gases es la misma que la del interior de la cámara. Tomando en cuenta que realmente estas temperaturas difieren en su valor, ya que existe movimiento de aire en el interior de la cámara.

Para la determinación de la temperatura promedio en el interior del horno secador, es necesario la utilización de un software de simulación, para ello fueron ingresados los parámetros de la temperatura inicial y de ambiente, y así obtener las temperaturas en diversas secciones del horno como se muestra en la figura 3.38.

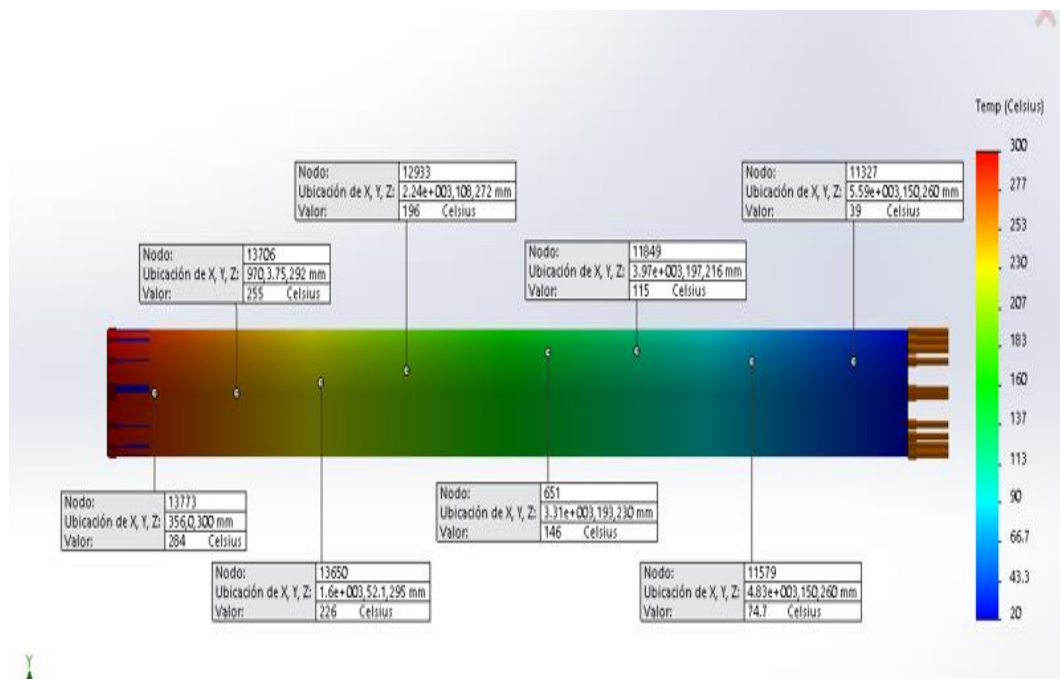


Figura 3. 38. Secciones del secador acorde a la temperatura.



Mediante las temperaturas obtenidas por medio del software de simulación se procede a calcular la temperatura en el interior de la cámara de secado.

$$T_p = \frac{T1+T2+T3+T4+T5+T6+T7+T8+T9}{9} \quad \text{Ecu. 3-21}$$

$$T_p = \frac{300 + 284 + 255 + 226 + 196 + 146 + 115 + 74,7 + 39}{9}$$

$$T_p = 181,74^\circ\text{C}$$

Mediante el uso de la ecuación 2-6 determinamos la energía necesaria para elevar la temperatura del horno hasta 181,74°C

$$Q_p = \frac{T1 - T2}{N1 + N2 + N3 + N4}$$

$$Q_p = \frac{T1 - T2}{\frac{1}{2 \times \pi \times r_1 \times L \times h_1} + \frac{\log(\frac{r2}{r1})}{2 \times \pi \times K_a \times L} + \frac{\log(\frac{r3}{r2})}{2 \times \pi \times k_b \times L} + \frac{1}{2 \times \pi \times h_4 \times r_4 \times L}}$$

Donde:

- $r_1 = 0,256\text{m}$ ;  $h_1 =$  coeficiente de convección del aire a  $181,74^\circ\text{C}$
- $r_2 = 0,267\text{m}$ ;  $k_a =$  coeficiente de conducción del acero ( $47 \text{ W/mK}$ )
- $r_3 = 0,287\text{m}$ ;  $k_b =$  coeficiente de conducción del acero ( $47 \text{ W/mK}$ )
- $r_4 = 0,289\text{m}$ ;  $h_4 =$  coeficiente de convección del aire a  $20^\circ\text{C}$

Para dichos coeficientes de transferencia de calor mediante convección como lo es para el aire a  $181,74^\circ\text{C}$  ( $454,89^\circ\text{K}$ ), existen rangos como lo muestra la figura 3.39. Obtuvimos el valor más cercano o exacto de  $h = 30 \text{ W/mK}$ , el mismo que es utilizado para este tipo de sistemas, por otro lado, el coeficiente de transferencia de calor para aire a  $20^\circ\text{C}$  ( $293,15^\circ\text{K}$ ), será de  $h = 10 \text{ W/mK}$ . [23]

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

Figura 3. 39. Coeficientes de transferencia de calor por convección.

Fuente: [25]

Por lo tanto:

$$Q_p = \frac{454,89 - 293,15}{\frac{1}{2 \times \pi \times 0,256 \times 6 \times 30} + \frac{\log\left(\frac{0,267}{0,256}\right)}{2 \times \pi \times 47 \times 6} + \frac{\log\left(\frac{0,287}{0,267}\right)}{2 \times \pi \times 47 \times 6} + \frac{1}{2 \times \pi \times 10 \times 0,289 \times 6}}$$

$$Q_p = 12,775 \text{ KW}$$

Para determinar la potencia necesaria del quemador, es de suma importancia conocer las características de la arena a secar, para ello se realizó un estudio en el laboratorio de la hormigonera “HORMICEN”, de donde se obtuvo el porcentaje de humedad retenida en la arena utilizada en los diversos procesos de fabricación de la planta, por lo que se comparó los pesos de las muestras antes y después de secarlas, obteniendo los siguientes resultados (tabla 3.36).

Tabla 3. 36. Obtención de resultados de humedad de la arena.

Contenido de humedad de la arena				
Materia prima	Arena rosada		Arena azul	
Peso de la arena húmeda más balde (kg)	14,22	15,74	13,6	11,6
Peso de la arena seca más balde (kg)	12,6	13,6	11,8	10,7
Peso de la arena seca (gr)	7,01	7,07	7,81	6,54
Contenido de humedad (%)	12,51%	12,47%	12,20%	12,05%
Porcentaje promedio de humedad	12,49%		12,12%	

El tipo de arena ideal para la fabricación de morteros es la arena “azul”, en la misma se determinó el 12,12% de humedad. Según la norma ASTM C 778 20-30 SAND [11], el porcentaje de humedad de la arena para la producción de morteros secos debe ser inferior al 5%, por lo tanto:

El porcentaje obtenido no cumple con las condiciones especificadas en la norma. Es así que, para determinar la cantidad de agua a evaporarse, se considera la masa de arena presente en el interior del horno calculada anteriormente en el apartado 3.2.5 y con el porcentaje de humedad del 12,12% se puede determinar el porcentaje de agua presente en la arena.

$$\textit{masa de agua} = \frac{41,17 \text{ kg (masa de la arena)} \times 12,12\%}{100\%}$$

$$\textit{masa de agua} = 4,98 \text{ kg}$$

Conforme a la normativa el porcentaje de agua no debe rebasar del 5%, por lo que la cantidad de agua a evaporar es:

$$\textit{masa de agua a evaporar} = \frac{4,98 \text{ kg} \times 95\%}{100\%}$$

$$\textit{masa de agua a evaporar} = 4,73 \text{ kg}$$

Con el valor obtenido de la cantidad de agua a evaporar se puede obtener la energía necesaria para transformar esta agua en vapor de agua, por lo que principalmente se debe elevar la temperatura del agua a 100°C, para ello se hace uso de la ecuación 2-8.

$$Q_1 = m \times c \times (100 - T_{\infty})$$

Donde:

- c = calor específico
- c agua = 4180 (J/kg°K)
- c arena = 795 (J/kg°K)

$$Q_1 = 4,73(\text{masa de agua a evaporar}) \times 4180 \times (373,15 - 298,15)$$

$$Q_1 = 1482855 \text{ Joules}$$

Consecutivamente se procede al cálculo de la energía necesaria para convertir esa cantidad de agua a 100°C en vapor de agua, por lo que se hace uso de la ecuación 2-9.

$$Q_2 = m \times Lv$$

Donde:

➤  $Lv$  = calor latente de evaporación del agua =  $2260 \times 10^3$

$$Q_2 = 4,73 \times 2260 \times 10^3$$

$$Q_2 = 10689800 \text{ Joules}$$

La determinación de la variación de la entalpía se la obtiene a través de la siguiente formula:

$$\Delta h = Q_1 + Q_2$$

$$\Delta h = 1482855 + 10689800$$

$$\Delta h = 12172655 \text{ Joules}$$

Posteriormente se realiza el cálculo de la cantidad de calor que absorbe la arena durante el proceso en el que la arena y el agua se encuentran a 100°C:

$$Q_1 = m \times c \times (100 - T_\infty)$$

$$Q_1 = (41,17 - 4,73) \times 795 \times (373,15 - 298,15)$$

$$Q_1 = 2172735 \text{ Joules}$$

Hay que tomar en cuenta que el flujo másico es constante gracias a que en un sistema con volumen controlado como se presenta en la figura 3. 38, en la cual no existe acumulación y salida de masa. Entonces:

$$m1 = \dot{m}2 = \dot{m}$$

Entonces para determinar el valor de la fuente de calor es necesario sumar la variación de entalpías más el calor de pérdidas.

$$\begin{aligned} & \mathbf{W_{fuente} = calor\ de\ perdidas} \\ & \mathbf{+ variación\ de\ entalpías\ de\ agua\ a\ evaporar} \\ & \mathbf{+ calor\ absorbido\ por\ la\ arena} \end{aligned}$$

$$W_{fuente} = 6667,513 + 12172655 + 2172735$$

$$\mathbf{W_{fuente} = 14352057,51\ Joules}$$

En el cálculo en estado estable se establece mediante ecuación que el tiempo en que la arena permanece dentro del horno secador es de 8,94 minutos o 536,6 segundos. Por lo tanto, convertimos a Watts para determinar la potencia necesaria de la fuente de calor.

$$P = \frac{14352057,51\ Joules}{536,6\ segundos}$$

$$P = 26,74\ KW$$

Por lo tanto, se necesitará por lo mínimo de 26,74 KW de potencia para secar 41,17 Kg de arena en 8,9 minutos. Cabe recalcar que el quemador seleccionado tiene una potencia térmica máxima de 56,1 KW (Anexo S) lo suficientemente capaz de satisfacer las necesidades de secado. A demás el poder calorífico del diesel es de 43 KW, por lo que dicho combustible es lo suficientemente capaz a abastecer la energía calorífica necesaria al horno secador de arena.

Para la determinación de la eficiencia del sistema se tomará a consideración la energía útil sobre la requerida, este cálculo se lo realiza mediante la siguiente ecuación 3-22.

$$\eta = \frac{\text{Energía}_{\text{util}}}{\text{Energía}_{\text{requerida}}} \quad \text{Ecu. 3-22}$$

$$\eta = \frac{26,74KW}{56,1KW}$$

$$\eta = 47,66\%$$

### 3.2.12.2. Balance de energía en estado transitorio

Este apartado nos permite tomar en cuenta el tiempo estimado en el que el horno secador se estabiliza, para ello es necesario tomar en cuenta varios aspectos y variables que intervienen en el modelo matemático del estado transitorio.

- Temperatura inicial del material árido: la temperatura inicial a la cual el material ingresa al horno secador para el proceso de secado y es de 20°C.
- Temperatura en los alrededores: la temperatura en los alrededores es la misma de los gases a 100°C. Las propiedades del aire a la temperatura de 100°C son las siguientes:

$$\rho = 0,946 \frac{kg}{m^3}$$

$$C_p = 1,009 \frac{KJ}{kg^{\circ}K}$$

$$\mu = 21,81 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}$$

$$v = 23,05 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$kf = 30,95 \times 10^{-3} \frac{W}{m^{\circ}K}$$

$$\infty = 32,42 \frac{m^2}{s}$$

$$Pr = 0,7111 \text{ número de Prandtl}$$

- Dimensionamiento de la arena: se toma en cuenta la geometría de la arena en base a la de un cilindro, ya que esta asume la forma de la cámara, la masa de arena en el interior de la cámara es de 41,17 kg. Las propiedades de la arena son las siguientes:

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

$$C_p = 290 \frac{J}{kg^\circ K}$$

$$k_s = 1,13 \frac{W}{m^\circ K}$$

$$v = 89,2 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

La viscosidad cinemática fue tomada de la sílice como referencia, ya que este es el principal componente de la arena.

### 3.2.12.3. Flujo de calor

Para la determinación del flujo de calor en este tipo de sistemas es de mucha importancia tomarlo en cuenta como constante, para la facilidad del cálculo, ahora bien, bajo estas condiciones los resultados vienen presentados por el número de Grashof, el mismo que se determina mediante la ecuación 2-16.

$$Gr_x^* = Gr_x \times Nu_x = \frac{g \times \beta \times q_{w,x} \times X^4}{k_f \times v^2}$$

Donde:

$$g = 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$\beta = \frac{1}{T}; T = 100^\circ C$$

$$q_w = 43000 \frac{W}{m^2} = \text{calor suministrado por la fuente}$$

$$k_f = 30,95 \times 10^{-3} \frac{W}{m^{\circ}K}$$

$$v = 23,05 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

Por lo tanto:

$$Gr_x^* = \frac{9,81 \times 2679 \times 10^{-3} \times 47000 \times 6^4}{30,95 \times 10^{-3} \times 23,05 \times 10^{-6}}$$

$$Gr_x^* = 2,243 \times 10^{12}$$

#### 3.2.12.4. Número de Nusselt

Esta configuración es igual a la gradiente de temperatura adicional en la superficie, además de proporcionar una medida de transferencia de calor por convección. Tomando en cuenta el número de Grashof y Prandtl. [1]

$$Gr_x^* = 2,243 \times 10^{12}$$

$$Pr_f = 0,7111$$

$$Gr_x^* Pr_f = (2,243 \times 10^{12}) 0,7111$$

$$Gr_x^* Pr_f = 1,595 \times 10^{12}$$

Tomando en consideración que el término  $Gr_x^* Pr_f$  se encuentra en el intervalo turbulento, para flujo de calor constante, para ello Nusselt será calculado mediante la ecuación 2-18.

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

$$Nu_{xf} = 0,17 (Gr_x^* Pr_f)^{1/4}$$



$$Nu_{xf} = 0,17(1,595 \times 10^{12})^{1/4}$$

$$Nu_{xf} = 191,04$$

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección para el horno secador será:

$$Nu_{xf} = \frac{h_x}{k_f}$$

Donde:

$$Nu_{xf} = 191,04$$

$$k_f = 30,95 \times 10^{-3} \frac{W}{m^{\circ}K}$$

$$X = 6 \text{ m}$$

Entonces se tiene:

$$h = \frac{Nu_{xf} \times k_f}{x}$$

$$h = \frac{191,04 \times 30,95 \times 10^{-3}}{6}$$

$$h = 0,985 \frac{Watts}{m^2 \circ K}$$

### 3.2.12.5. Cálculo del tiempo invertida hasta llegar a la temperatura de 100°C

Mediante la ecuación 2-20, determinamos un tiempo aproximado para que la arena húmeda alcance la temperatura de 100°C, por lo que se puede expresar como dos sistemas diferentes la arena y el agua, para determinar cuál de los dos tarda en llegar a la temperatura de 100°C.

Para el agua:

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

Donde el coeficiente de pérdidas (R) es igual al área expuesta multiplicado por el coeficiente de transferencia de calor (hx). Teniendo a consideración que el volumen de área dentro del horno secador es de 13.52% se puede obtener mediante trigonometría el área exhibida al quemador, la misma que sería igual a la longitud del tubo por la sección de arena, como se muestra en la figura 3.40 [1]

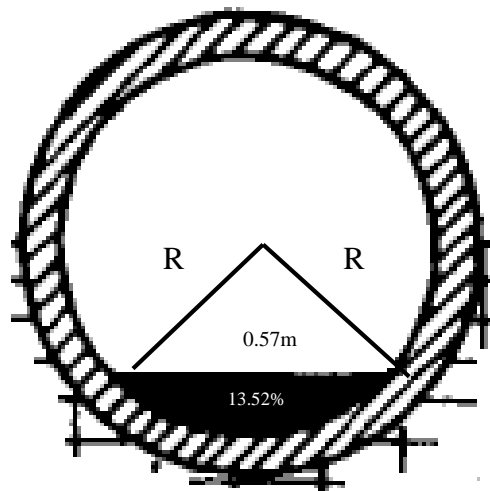


Figura 3. 40. Nivel de llenado de la arena dentro del secador

$$R = A_{arena} \times h_x \quad \text{Ecu. 3-23}$$

$$R = (0,57 \times 6) \times 0,985$$

$$R = 3,36 \frac{\text{Watts}}{^{\circ}\text{K}}$$

Entonces:

$$t = -\frac{4,73 \times 4180}{3,36} \ln \left( 1 - \frac{3,36}{43000} (373,15 - 293,15) \right)$$

$$t = 36,89 \text{ seg.}$$

Para la arena:

$$t = -\frac{(41,17 - 4,98) \times 795}{3,36} \ln\left(1 - \frac{3,36}{43000} (373,15 - 293,15)\right)$$

$$t = 53,65 \text{ seg.}$$

Podemos considerar que la arena húmeda llega a 100°C en un tiempo de 53 segundos aproximadamente.

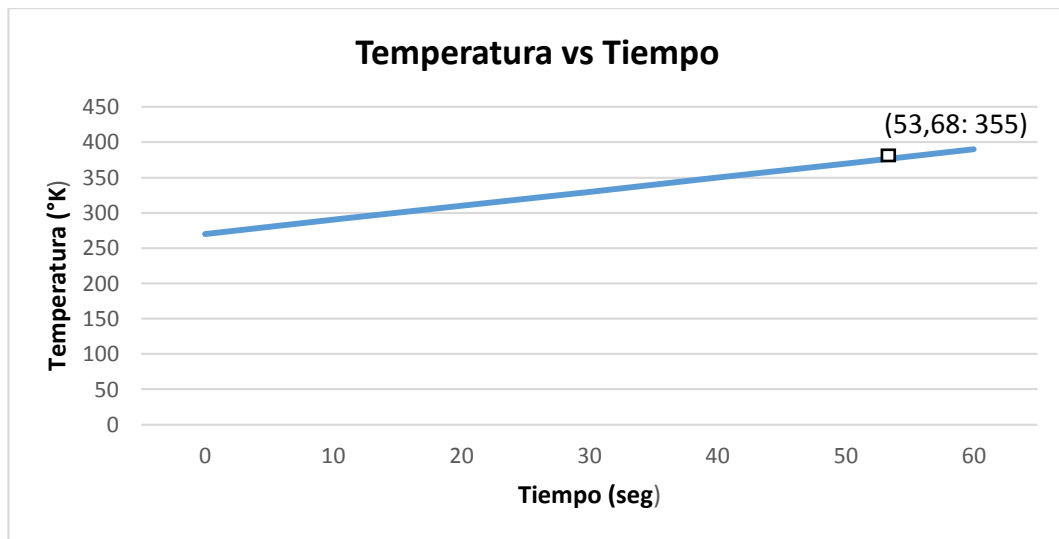


Figura3. 41. Temperatura vs Tiempo

### 3.2.12.6. Tiempo invertido para la evaporación del agua presente en la arena.

Mediante la utilización de la ecuación 2-21, se determina el tiempo en que el agua se evapora después de alcanzar la temperatura de 100°C con un tiempo t1.

$$t = \frac{m_e \times L_v}{P - R(100 - T_0)} + (t1)$$

Entonces:

$$t = \frac{4,73 \times 2260 \times 10^3}{43000 - 3,36(373,15 - 293,15)} + (53,65)$$

$$t = 303,81 \text{ seg.}$$

Por lo tanto, el agua que se encuentra presente en la arena se evapora después de 5,063 minutos.

### 3.2.12.7. Transporte de material árido en hornos secadores de arena

Bureau of mines de los Estados Unidos, presenta una fórmula de determinación del tiempo necesario para el paso de las partículas de material a lo largo de una cámara de secado de forma cilíndrica [12], dicha fórmula lleva el mismo nombre se su procedencia y esta es:

$$t = \frac{1,77 \times L \times \sqrt{\phi}}{p \times d \times n} \times G \quad \text{Ecu. 3-24}$$

Donde:

- $t$  = tiempo de paso de material (minutos)
- $l$  = longitud de la cámara de secado (m)
- $p$  = pendiente del horno ( $^{\circ}$ ), recomendable para hornos de hasta 2,8 m de diámetro
- $d$  = diámetro del horno (m)
- $n$  = # de vueltas por minuto
- $\phi$  = ángulo de deslizamiento de material ( $^{\circ}$ ), para este tipo de sistemas es recomendable un  $\phi = 38^{\circ}$
- $G$  = factor de forma, este factor toma en cuenta las estrangulaciones y dispositivos internos del horno (palas). Si el horno tiene estrangulaciones y presenta dispositivos internos el valor de este factor es de 2. [12]

Por lo tanto:

$$t = \frac{1,77 \times 6 \times \sqrt{36}}{5 \times 0,57 \times 5} \times 2$$

$$t = 8,94 \text{ minutos}$$

Este valor representa el tiempo en el que las partículas de arena permanecen a lo largo del horno secador.

### 3.3. Presupuesto

En el siguiente apartado se especifica la inversión realizada para la realización del proyecto de titulación, comprobando la viabilidad del mismo. Para ellos se ha dividido los costos de la siguiente manera: costos directos y costos indirectos.

#### 3.3.1. Costos directos

A su vez estos costos se subdividen en: materia prima e insumos y mano de obra directa. Se entiende como materia prima a los recursos materiales utilizados a través de todo el proceso transformándose en parte del producto terminado. Por otro lado, la mano de obra directa hace referencia al trabajo empleado para la transformación de la materia prima.

#### ➤ Costos de materia prima e insumos

Tabla 3. 37. Costos material prima e insumos.

Material	Cantidad	Costo unitario (\$)	Costo total (\$)
Tubo cuadrado 100x100x5	2	18	36
Pernos acero M20	90	2.54	228,6
Tuerca acero M20	90	0.17	15,3
Arandela M20	90	0.15	13,5
Eje de acero AISI 4140 $\phi$ 40x140mm	6	80	480
Plancha de acero A36	2	50	100
Cadena	1	50	50
Polea de aluminio $\phi$ 10in	1	6	6
Polea de aluminio $\phi$ 20 in	1	6.25	6,25
Engranés	2	50	50

Motor trifásico	1	200	200
Moto reductor	1	40	40
Tubería de oleoducto $\phi 20 \text{inx} 6 \text{m}$	1	700	700
Quemador	1	250	250
Mangueras reforzadas	2	1.10	2,2
Filtros	2	2.50	5
Depósito de combustible	1	25	25
Pintura de alta temperatura	3	5,1	15,3
Línea de combustible	55 (galones)	1,037	57,035
<b>Total</b>			<b>2280,18</b>

➤ Costos de mano de obra directa

Este costo depende básicamente del costo de hora-máquina-obrero, costo de procesos de fabricación, entre otros.

Tabla 3. 38. Costo de mano de obra directa.

Proceso	Tiempo (horas)	Costo (\$/hora)	Costo total (\$)
Torneado	48	4	192
Soldadura SMAW	24	10	240
Pintado	4	3	12
Ensamblaje	8	14	112
Línea de combustible	2,5	7,5	18,75
Salario obreros	24	4,5	108
Construcción de la cámara de secado	2	600	1200
Instalación eléctrica	1	20	20
<b>Total</b>			<b>1902,75</b>

### 3.3.2. Costos indirectos

Este tipo de costos son aquellos que no tienen que ver de forma directa en la realización del horno secador de arena.

Tabla 3. 39. Costos mano de obra indirecta.

Ítem	Tiempo (horas)	Costo (\$/hora)	Costo total
Diseño e ingeniería	100	4	400
Planos	8	4	36
Movilización	10	10	100
Alimentación	5	2,25	11,25
Impresiones	2	20	40
Internet	7	10	70
<b>Total</b>			<b>657,25</b>

### 3.3.3. Costo total del proyecto de titulación

Este costo representa la suma de todos los costos expuestos anteriormente, hay que tomar en cuenta siempre la mano de obra, instalación e imprevistos existentes a lo largo de su fabricación. Como parámetro fundamental esta la utilidad, la misma que se sugiere en un margen del 15% al 30%, agregado al costo de inversión de la máquina, una vez asignado este valor hay que tomar en cuenta que este es relevante ya que la oferta de productos similares en el mercado mundial, con el fin de resaltar la calidad, funcionamiento, precio y marketing. En el caso del horno secador de arena diseñado se ha tomado un porcentaje de utilidad del 20%, como lo especifica la tabla 3. 40.

Tabla 3. 40. Costo total del Proyecto.

Rubro	Costo (\$)
Costos de materia prima e insumos	2280,18
Costos de mano de obra directa	1902,75
Costos indirectos	657,25
<b>Subtotal</b>	<b>4840,18</b>
Utilidad	980,036
<b>Total</b>	<b>5820,21</b>

### 3.4. Especificaciones Técnicas

Una vez concluido el diseño y la construcción del horno secador de arena, se puede describir las características técnicas en las cuales trabaja el equipo.

Tabla 3. 41. Especificaciones técnicas.

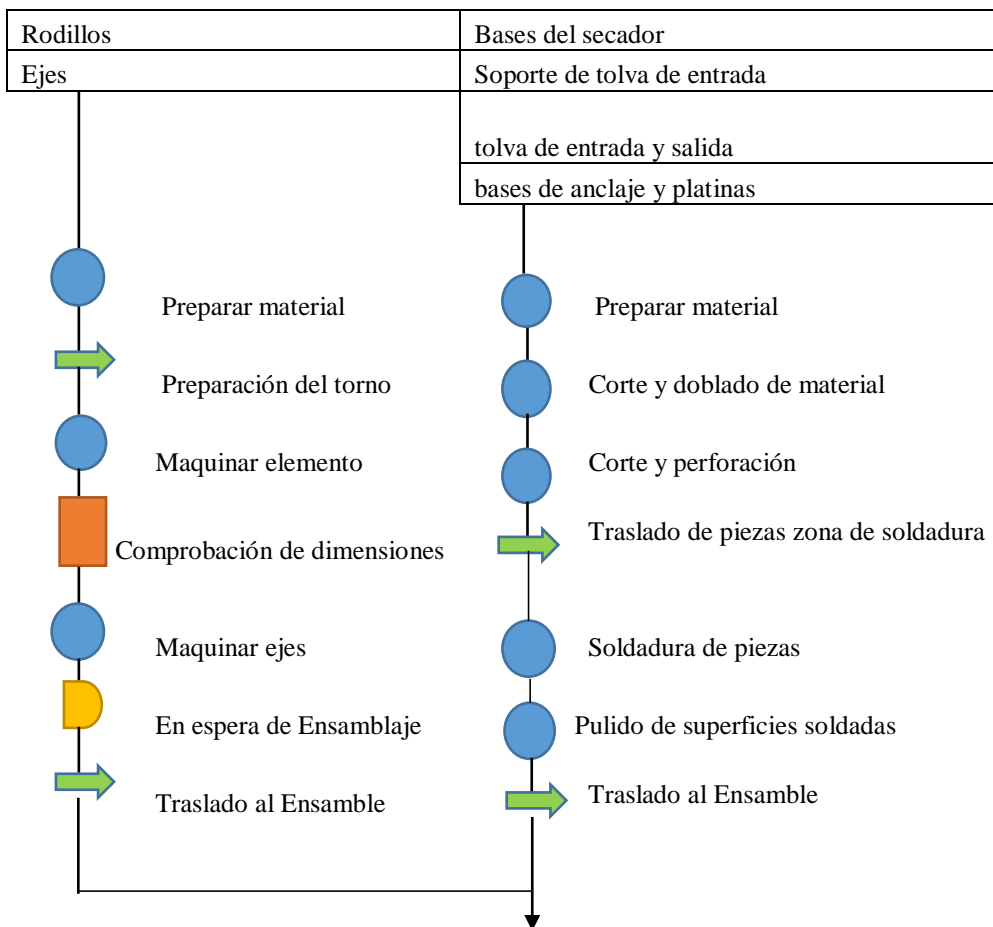
Característica	Magnitud
Capacidad de carga (volumen de arena seca a la semana)	8 m <sup>3</sup>
Temperatura suministrada para el quemador	300°C
Tiempo de transporte de la arena a lo largo del horno	8,94 min.
Dimensiones (largo, ancho, altura)	6000x2500x2000 mm
Tiempo máximo de trabajo continuo	8 horas
Humedad de arena seca obtenida	3.12%
Eficiencia del sistema	97,30%
Potencia del motor	7,5 HP
Potencia motor reductor	1,25 HP
Voltaje	220 V
Frecuencia	60Hz
Peso del horno secador	1826,176 kg

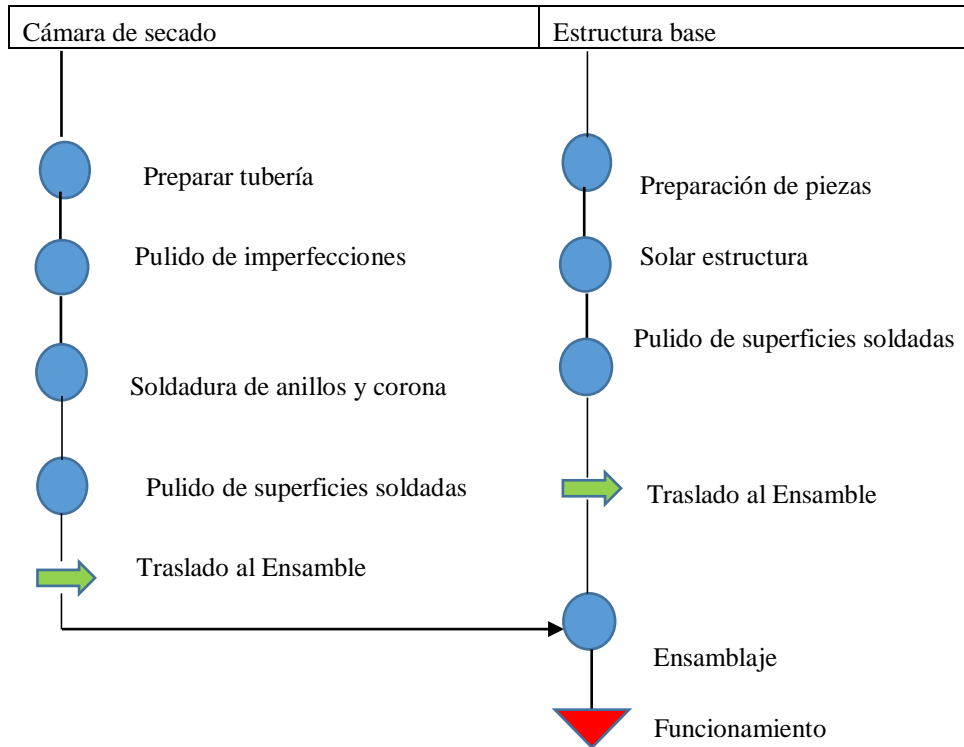


### 3.5. Construcción del horno secador de arena

En el siguiente apartado se detallará de manera general el procedimiento empleado para la construcción y ensamblaje del horno secador de arena.

DIAGRAMA DEL PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DEL HORNO SECADOR DE ARENA		
Material <span style="color: red;">■</span>	Operario <span style="border: 1px solid black; display: inline-block; width: 20px; height: 10px;"></span>	Máquina <span style="border: 1px solid black; display: inline-block; width: 20px; height: 10px;"></span>
<b>Proceso:</b> Construcción del horno secador de arena		
<b>Comienza en:</b> Preparación del material	Método actual <span style="border: 1px solid black; display: inline-block; width: 20px; height: 10px;"></span>	
<b>Termina en:</b> Funcionamiento		
<b>Realizado por:</b> Sebastián Ortega		





### 3.5.1. Maquinado de rodillos de soporte

Para el proceso de manufactura de los rodillos se ha empleado el torneado, técnica que utilizada para piezas cilíndricas y redondeadas. Como breve introducción la técnica del torneado se basa en girar una pieza a varias resoluciones, mientras que dicha pieza se mantiene sujeta o inmóvil. Para lograr el desbaste de la pieza se debe seleccionar una herramienta con un inserto de carburo de tungsteno. Para la realización de un torneado se debe considerara los siguientes aspectos:

- Velocidad de corte: velocidad a la cual el filo del corte mecaniza la superficie de la pieza. (mpm)
- Velocidad del usillo: velocidad a la que gira la pieza. (rpm)
- Velocidad de avance: desplazamiento de la pieza en diversas direcciones.
- Profundidad de corte: la mitad de la diferencia entre el diámetro a mecanizar y el mecanizado.
- Avance por revolución: el desplazamiento de la herramienta a lo largo de una vuelta de la pieza.

Estos parámetros dependen directamente del material de la pieza a maquinar. Para el acero AISI 4140 existen parámetros establecidos como se muestra en la tabla 3.42.

Tabla 3. 42. Parámetros de corte del acero AISI 4140.

Parámetros de corte	Torneado con metal duro		Torneado con acero rápido
	Torneado de desbaste	Torneado fino	Torneado fino
velocidad de corte (vc) m/min	100-150	150-200	dic-15
Avance (f) mm/r	0,2-0,4	0,05-0,2	0,05-0,3
Profundidad de corte (ap) mm	02-abr	0,5-2	0,5-2
Mecanismo grupo ISO	K15-K20	K15-K20	

Fuente: [16]

Una vez establecidos los parámetros de corte, se realizó en maquinado de los rodillos de soporte como se muestra en la figura 3. 41.



Figura 3. 42. Maquinado de rodillos de soporte.

Finalmente, realizado el maquinado se obtuvo los rodillos terminados como se muestra en la figura 3.42



*Figura 3. 43. Rodillos terminados.*

### **3.5.2. Construcción de la base del horno secador**

Para la base del horno secador se dispuso la utilización de materiales presentes en la hormigonera como: platinas, tubos y perfiles.



*Figura 3. 44. Base del horno secador.*

Las bases del horno secador se distribuyen en tres, ya que, por la longitud del mismo, estas deben soportar la carga de todo el sistema. Una vez empotradas las bases se procedió a la colocación de los rodillos, los cuales ayudarán al movimiento de la cámara de secado, como se muestra en la figura 3.44.



*Figura 3. 45. Colocación de los rodillos de soporte.*

### **3.5.3. Construcción de la cámara de secado**

Para la construcción de la cámara de secado la empresa tercerizó el proceso ya que el mismo es complejo por las dimensiones de la cámara, los cálculos de diseño fueron realizados en el apartado 3.2.7. La cámara de secado se muestra en la figura 3.45.



*Figura 3. 46. Construcción de la cámara de secado*

La cámara de secado está construida con acero negro o acero de tubería de oleoducto y aceros bonificados para el engrane y aros.

### **3.5.4. Construcción de las tolvas de ingreso y salida del material**

Las tolvas de ingreso y salida de material fueron construidas de acero estructural A36, además de la implementación de una banda transportadora para facilitar el

ingreso del material y así evitar que los trabajadores se encuentren expuestos a las temperaturas que produce la cámara de secado.



*Figura 3. 47. Tolvas de entrada, salida y banda transportadora.*

### **3.5.5. Construcción de la base del sistema de transmisión**

Para la construcción de la base del sistema de transmisión fue construida con ángulos y planchas de acero estructural A36 y una base de concreto para tensar correctamente la cadena que hace girar la cámara y las bandas que conducen las poleas del motor al motor reductor como se muestra en la figura 3.47.



*Figura 3. 48. Base del Sistema de transmisión.*

### 3.5.6. Instalación de la cámara de secado

Para la instalación de la cámara de secado se utilizó una retroexcavadora para ubicar la cámara en la base por el peso y longitud de la misma como se muestra en la figura 3.48



*Figura 3. 49. Instalación de la cámara de secado.*

### 3.5.7. Instalación de la línea de combustible para el quemador

Para la instalación de combustible se implementó un sistema de almacenamiento con una base fabricada con acero estructural A36 y la implementación de mangueras de entrada y salida que conecta el tanque con el quemador. El quemador se observar en la figura 3.49.



Figura 3. 50. Quemador en funcionamiento.

### 3.6. Funcionamiento

#### 3.6.1. Pruebas de funcionamiento

En la realización de las pruebas se utilizó dos diferentes tipos de arena:

- Arena húmeda
- Arena muy húmeda

Se realizó pruebas similares a las del apartado 3.2.11.1, donde se determinó el porcentaje de humedad presentes en las diversas muestras de arena a partir de su peso antes y después de ser secados obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 3. 43. Resultados de las pruebas de funcionamiento del horno secador.

Contenido de humedad de la arena				
Materia prima	Prueba 1		Prueba 2	
Peso de la arena húmeda más balde (kg)	15,1	14,8	17,6	17,2
Peso de la arena seca más balde (kg)	14,6	14,1	16,8	16,15
Peso de la arena seca (gr)	9,3	9,07	9,25	9,15
Contenido de humedad (%)	3,20%	3,05%	6,48%	6,78%
Porcentaje promedio de humedad	3,12%		6,63%	

Como se puede observar en las muestras de arena seca contiene una masa similar en las dos pruebas, por lo que, esta se secó completamente. En la primera prueba se



cumplió exitosamente el objetivo de secar la arena u obtener porcentajes mínimos de humedad, alcanzando un porcentaje menor al de 5% y cumpliendo así con la norma ASTM C 778 20-30 SAND, por lo que, la arena puede ser utilizada para la fabricación de morteros.



*Figura 3. 51. Resultados obtenidos.*

Uno de los principales resultados obtenidos es el consumo de combustible, para la comprobación del mismo se utilizó un recipiente de 1 galón conectado hacia el quemador como se muestra en la figura 3.51. Obteniendo así un consumo de 0,5 galones por hora. Es decir, si se trabaja 6 horas diarias, el consumo de combustible semanal sería de 15 galones, lo que no representa un gasto elevado en el proceso de producción.



*Figura 3. 52. Funcionamiento del quemador.*

### 3.6.2. Mantenimiento

Tabla3. 44 Tabla de mantenimiento

Actividad	Diario	Semanal	Mensual	Anual
Lubricación de partes móviles (cadena, piñón, corona, rodamientos)		X		
Revisar apriete de tuercas			X	
Revisar apriete de pernos de anclaje (motor, motor reductor)			X	
Chequeo de instalaciones eléctricas (cables, pulsadores, interruptores)			X	
Verificar el funcionamiento del motor, motor reductor y quemador		X		
Chequeo de mangueras de alimentación de combustible	X			
Revisar almacenamiento de combustible (fugas)	X			
Limpieza de tolvas de entrada y salida	X			

## CAPÍTULO IV

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 4.1. Conclusiones

- Se alcanzó la construcción del horno rotatorio secador de arena mediante un generador de calor (quemador), generado por diesel, para la producción de morteros secos, cumpliendo con todos los parámetros de diseño y los proporcionados por el propietario de la hormigonera HORMICEN.
- El porcentaje de humedad alcanzado fue de 3,12% cumpliendo así con la normativa ASTM C 778 20-30 SAND, y el aumento en el proceso de producción, dejando así a un lado el secado rústico que utilizaba la empresa anteriormente.
- El consumo de combustible fue aceptable, ya que, se seleccionó un tanque de almacenamiento de 55 galones, el horno secador trabaja 6 horas al día por lo que el consumo semanal es de 15 galones.
- El sistema de transmisión no presenta ningún inconveniente de atascamiento o ruido de los engranes, pero hay que tomar en consideración una lubricación adecuada.
- Con la selección del quemador a diesel para la realización del proceso, la cual fue una alternativa viable y de bajo costo, presentando un secado óptimo de arena en 5 minutos.
- El horno secador debe tener un precalentamiento de 8 minutos antes de que la arena ingrese por la tolva de entrada, esto se lo hace, con el fin de que el calor generado por el quemador sea transmitido a lo largo de la cámara de secado.

- El diseño mecánico, el análisis de alternativas, los elementos y materiales utilizados en la construcción del horno secador de arena fueron verificados por un modelo matemático y optimización por software de ingeniería.
- El costo del horno secador fue de 5820 dólares, inversión aceptable en comparación con a los hornos de importación.

#### **4.2. Recomendaciones**

- Mediante el proceso de secado de arena se presenta el problema de la elevación de polvo en los alrededores de la cámara de secado, inconveniente poco controlable, para lo cual se exige a los trabajadores de la empresa el uso obligatorio de equipos de protección personal como mascarillas y lentes.
- Se tiene que tener muy presente la lubricación del sistema de transmisión y de los elementos móviles presentes en el equipo.
- El control y supervisión del proceso de secado ayuda al mejoramiento de tiempos y costos de producción.
- La puesta en marcha de este proyecto de titulación, permitirá próximas investigaciones y mejoras del sistema de secado de arena en industrias hormigoneras del centro del país.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] E. R. Z. J. C. Romero, "Diseño y construcción de un horno secador de arenas para la producción de morteros," Tesis de Grado, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Sangolquí, 2016.
  
- [2] C. Aluz, "Análisis granulométrico de agregados finos y gruesos," Artículo Técnico, Universidad Nacional de Cuyo, Mendoza, 2010.
  
- [3] R. García, "Tipos de quemadores industriales," Artículo Técnico" Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2010.
  
- [4] A. C. R. Gómez, "Análisis de implementación de sistemas de bandas transportadoras en patios de alimentación de empresas de minería de carbón con simulación discreta y diseño de experimentos," Artículo Técnico, Universidad Nacional de Colombia, Medellín, 2011.
  
- [5] W. Duda, "Manual metodológico del Cemento," Málaga, 1977.
  
- [6] X. XBM, Hornos Secadores." [Online]. Available: <http://spanish.alibaba.com/product-datail/xbm-brand-sand-and-ore-used-rotary-dryer-cheap-dryer-for-sale-598649337.html>. [Último acceso: 01 Jul 2017].
  
- [7] S. Lipu, "Shanghai Lipu Industria Pesada." [Online]. Available: <https://goo.gl/rHgg3J>. [Último acceso: 01 Jul 2017].

- [8] Didion, "Hornos Secadores." [Online]. Available: <http://www.didion.com/rotary-separators.html>. [Último acceso: 02 Jul 2017].
- [9] Baltur, "Diseño y producción de soluciones inteligentes para calefacción, climatización." [Online]. Available: <https://goo.gl/uEH5pT>. [Último acceso: 03 Jul 2017].
- [10] Y. Cengel, "Transferencia de Calor y Masa," Mc Graw Hill, Mexico, 2007.
- [11] ASTM, "Standar Specification for Standard Sand," New York, 2010.
- [12] Uniovi, "Cementos y Hornos Rotativos." [Online]. Available: <https://www6.uniovi.es/usr/fblanco/Leccion20.CEMENTOS.HornoROTATORIO.pdf>. [Último acceso: 10 Jul 2017].
- [13] J. N. R. Budynas, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley," Mc Graw Hill, Mexico, 2008.
- [14] R. Fag, "WL 41 520/3 SB rodamientos Fag," Mexico, 2000.
- [15] D. Moran, "Diseño y construcción de un horno vertical para el asado de pollos parrilleros," Tesis de Grado, Escuela Politécnica de Ecuador," Quito, 2014.

- [16] Axxecol, "Parámetros de corte de aceros AISI 4140." [Online]. Available: <https://goo.gl/QWJZyb>. [Último acceso: 20 12 2017].
- [17] D. R. Y. Rueda, "Diseño y construcción de un secador directo cilíndrico rotativo para pollinaza," Tesis de Grado, Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, 2009.
- [18] P. C. J. P. F. C. F. Gomez, "Caracterización y análisis del proceso real de un secador rotatorio residual de molienda de aceite de oliva industrial," Artículo Técnico, Departamento de Ingeniería Mecánica y Minera, Escuela Superior Politécnica de Jaen, Jaen, 2017.
- [19] O. Ajayl, "Aplicación de análisis de imágenes para determinar la carga de diseño en Florida secadores rotatorios ighted," Artículo Técnico, Facultad de Ingeniería/Ciencias Físicas de la Universidad de James Cook, Queensland, 2012.
- [20] L. P. Y. Y. L. D. L. B. C. Conghui, "Una nueva fórmula corregida para predecir el tiempo de resistencia de filamentos flexibles en secadores rotativos," Artículo Técnico, Universidad del Sureste Nanjing, Nanjing, 2016.
- [21] M. R. D. H. S. Firousi, "Consumo de energía y el arroz, calidad de molienda sobre arroz con un secador rotatorio horizontal de nuevo diseño," Artículo Técnico, Departamento de Ergonomía de la Universidad Islámica AZAD, Irán, 2016.

- [22] E. Plaza, "Uso de gliserina, subproducto del biodiesel, en quemadores industriales y optimización del biodiesel," Tesis de Grado, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2015.
- [23] H. Yuhong- Heavy Machinery CO. LTD, "Fabricants y proveedores de maquinaria para plantas de producción de cemento." [Online]. Available: <https://goo.gl/Z1rQsK>. [Último acceso: 11 Ago 2017].
- [24] A. Sandino, "Tecnología del Concreto," Texto de la asociación de ingenieros civiles de la Universidad Nacional de Colombia AICUN, Bogotá, 1988.
- [25] Incropera, "Fundamentos de Transferencia de Calor", Mc Graw-Hill, Oxford, 2002.
- [26] Oleostatic, "Correas trapesoidales convencionales," Catálogo, México, 2006.
- [27] Oks, Molytec Ltda, "Speciality Lubricants Maintenance Products,", Catálogo, México, 2007.



## **ANEXOS**

ANEXO A. Propiedades del aire a 100°C

**TABLA A-15**

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	$4.158 \times 10^{-6}$	$8.636 \times 10^{-6}$	$3.013 \times 10^{-6}$	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	$8.036 \times 10^{-6}$	$1.189 \times 10^{-6}$	$5.837 \times 10^{-6}$	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	$1.252 \times 10^{-5}$	$1.474 \times 10^{-5}$	$9.319 \times 10^{-6}$	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	$1.356 \times 10^{-5}$	$1.527 \times 10^{-5}$	$1.008 \times 10^{-5}$	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	$1.465 \times 10^{-5}$	$1.579 \times 10^{-5}$	$1.087 \times 10^{-5}$	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	$1.578 \times 10^{-5}$	$1.630 \times 10^{-5}$	$1.169 \times 10^{-5}$	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	$1.696 \times 10^{-5}$	$1.680 \times 10^{-5}$	$1.252 \times 10^{-5}$	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	$1.818 \times 10^{-5}$	$1.729 \times 10^{-5}$	$1.338 \times 10^{-5}$	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	$1.880 \times 10^{-5}$	$1.754 \times 10^{-5}$	$1.382 \times 10^{-5}$	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	$1.944 \times 10^{-5}$	$1.778 \times 10^{-5}$	$1.426 \times 10^{-5}$	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	$2.009 \times 10^{-5}$	$1.802 \times 10^{-5}$	$1.470 \times 10^{-5}$	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	$2.074 \times 10^{-5}$	$1.825 \times 10^{-5}$	$1.516 \times 10^{-5}$	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	$2.141 \times 10^{-5}$	$1.849 \times 10^{-5}$	$1.562 \times 10^{-5}$	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	$2.208 \times 10^{-5}$	$1.872 \times 10^{-5}$	$1.608 \times 10^{-5}$	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	$2.277 \times 10^{-5}$	$1.895 \times 10^{-5}$	$1.655 \times 10^{-5}$	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	$2.346 \times 10^{-5}$	$1.918 \times 10^{-5}$	$1.702 \times 10^{-5}$	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	$2.416 \times 10^{-5}$	$1.941 \times 10^{-5}$	$1.750 \times 10^{-5}$	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	$2.487 \times 10^{-5}$	$1.963 \times 10^{-5}$	$1.798 \times 10^{-5}$	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	$2.632 \times 10^{-5}$	$2.008 \times 10^{-5}$	$1.896 \times 10^{-5}$	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	$2.780 \times 10^{-5}$	$2.052 \times 10^{-5}$	$1.995 \times 10^{-5}$	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	$2.931 \times 10^{-5}$	$2.096 \times 10^{-5}$	$2.097 \times 10^{-5}$	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	$3.086 \times 10^{-5}$	$2.139 \times 10^{-5}$	$2.201 \times 10^{-5}$	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	$3.243 \times 10^{-5}$	$2.181 \times 10^{-5}$	$2.306 \times 10^{-5}$	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	$3.565 \times 10^{-5}$	$2.264 \times 10^{-5}$	$2.522 \times 10^{-5}$	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	$3.898 \times 10^{-5}$	$2.345 \times 10^{-5}$	$2.745 \times 10^{-5}$	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	$4.241 \times 10^{-5}$	$2.420 \times 10^{-5}$	$2.975 \times 10^{-5}$	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	$4.593 \times 10^{-5}$	$2.504 \times 10^{-5}$	$3.212 \times 10^{-5}$	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	$4.954 \times 10^{-5}$	$2.577 \times 10^{-5}$	$3.455 \times 10^{-5}$	0.6974

Fuente: Y. ÇENGEL, “Transferencia de Calor y Masa”

ANEXO B. Propiedades de la arena.

**TABLA A-8**

Propiedades de diversos materiales  
(A menos que se indique lo contrario, los valores se dan a 300 K)

Material	Densidad, $\rho$ kg/m <sup>3</sup>	Conductividad t�rmica, $k$ W/m · K	Calor espe- c�fico, $c_p$ J/kg · K	Material	Densidad, $\rho$ kg/m <sup>3</sup>	Conductividad t�rmica, $k$ W/m · K	Calor espe- c�fico, $c_p$ J/kg · K
Asfalto	2 115	0.062	920	Hielo			
Baquelita	1 300	1.4	1 465	273 K	920	1.88	2 040
Ladrillo refractario				253 K	922	2.03	1 945
Ladrillo de cromita				173 K	928	3.49	1 460
473 K	3 010	2.3	835	Cuero para suela	998	0.159	—
823 K	—	2.5	—	Lin�leo	535	0.081	—
1173 K	—	2.0	—		1 180	0.186	—
Arcilla refractaria				Mica	2 900	0.523	—
cocida				Papel	930	0.180	1 340
1600 K				Pl�sticos			
773 K	2 050	1.0	960	Plexigl�s	1 190	0.19	1 465
1073 K	—	1.1	—	Tefl�n			
1373 K	—	1.1	—	300 K	2 200	0.35	1 050
Arcilla refractaria				400 K	—	0.45	—
cocida				Lexan	1 200	0.19	1 260
1725 K				Nylon	1 145	0.29	—
773 K	2 325	1.3	960	Polipropileno	910	0.12	1 925
1073 K	—	1.4	—	Poli�ster	1 395	0.15	1 170
1373 K	—	1.4	—	PVC, vinilo	1 470	0.1	840
Ladrillo de arcilla				Porcelana	2 300	1.5	—
refractaria				Caucho natural	1 150	0.28	—
478 K	2 645	1.0	960	Caucho vulcanizado			
922 K	—	1.5	—	Blando	1 100	0.13	2 010
1478 K	—	1.8	—	Duro	1 190	0.16	—
Magnesita				Arena	1 515	0.2-1.0	800
478 K	—	3.8	1 130	Nieve reciente	100	0.60	—
922 K	—	2.8	—	Nieve, 273 K	500	2.2	—
1478 K	—	1.9	—	Suelo seco	1 500	1.0	1 900
Carne de pollo blanca				Suelo mojado	1 900	2.0	2 200
(74.4% de contenido				Az�car	1 600	0.58	—
de agua)				Tejido humano			
198 K	—	1.60	—	Piel	—	0.37	—
233 K	—	1.49	—	Capa de grasa	—	0.2	—
253 K	—	1.35	—	M�sculo	—	0.41	—
273 K	—	0.48	—	Vaselina	—	0.17	—
293 K	—	0.49	—	Madera, perpendicular			

Fuente: Y.  ENDEL, "Transferencia de Calor y Masa"

ANEXO C. Tubo cuadrado de acero A36 espesores requeridos. Catálogo DIPAC

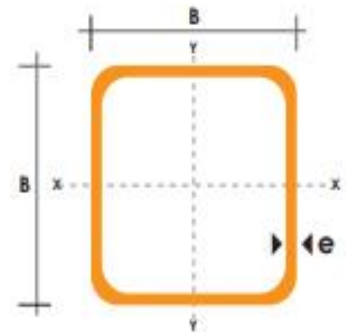
## CUADRADO

### Especificaciones Generales

<b>Norma</b>	ASTM A-500
<b>Recubrimiento</b>	Negro o galvanizado
<b>Largo normal</b>	6 mts.
<b>Otros largos</b>	Previa Consulta
<b>Dimensiones</b>	Desde 20mm a 100mm
<b>Espesor</b>	Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84

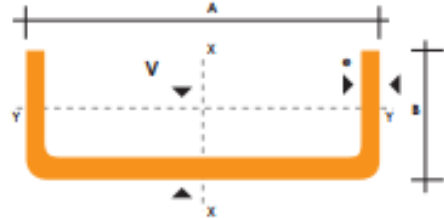


ANEXO D. Perfiles estructurales canales en U espesores requeridos. Catálogo DIPAC.

## PERFILES ESTRUCTURALES CANALES "U"

### Especificaciones Generales

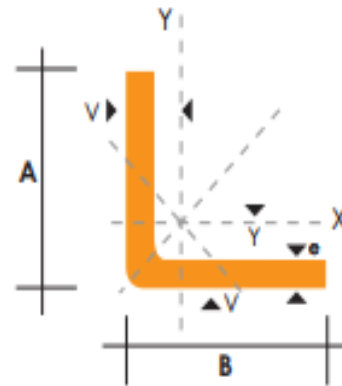
<b>Norma</b>	INEN 1 623: 2000
<b>Otras calidades</b>	Previa consulta
<b>Largo normal</b>	6mts
<b>Otros largos</b>	Previa consulta
<b>Espesores</b>	Desde 1.5mm hasta 12mm
<b>Acabado</b>	Natural
<b>Otro acabado</b>	Previa consulta



DIMENSIONES			PESOS			TIPOS						
A	B	e	6 metros	1 metro	SECCION	EJE X-X			EJE Y-Y			
mm	mm	mm	kg	kg	cm <sup>2</sup>	I	W	I	I	W	I	x
						cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm
40	25	2	7.86	1.31	1.67	4.20	2.10	1.59	1.06	0.62	0.80	0.79
50	25	2	8.82	1.47	1.87	7.06	2.83	1.94	1.13	0.63	0.78	0.72
50	25	3	12.72	2.12	2.70	9.70	3.88	1.89	1.57	0.91	0.76	0.77
60	30	2	10.62	1.77	2.26	12.50	4.16	2.35	2.00	0.93	0.94	0.85
60	30	3	15.54	2.59	3.30	17.50	5.85	2.31	2.84	1.34	0.93	0.89
60	30	4	19.80	3.30	4.20	21.10	7.03	2.24	3.51	1.72	0.91	0.95
80	40	2	14.46	2.41	3.07	30.80	7.71	3.17	4.89	1.68	1.26	1.09
80	40	3	21.24	3.54	4.50	43.90	11.00	3.12	7.01	2.45	1.25	1.14
80	40	4	27.66	4.61	5.87	55.40	13.90	3.07	8.92	3.17	1.23	1.19
80	40	5	34.44	5.74	7.18	65.49	16.37	3.02	10.62	3.83	1.21	1.23
80	40	6	40.44	6.74	8.42	74.18	18.54	2.96	12.10	4.44	1.19	1.28
100	50	2	18.24	3.04	3.87	61.50	12.30	3.99	9.72	2.66	1.58	1.34
100	50	3	26.88	4.48	5.70	88.50	17.70	3.94	14.10	3.89	1.57	1.39
100	50	4	35.22	5.87	7.47	113.00	22.60	3.89	18.10	5.07	1.56	1.44
100	50	5	43.20	7.20	9.18	135.00	27.10	3.84	21.80	6.19	1.53	1.48
100	50	6	51.96	8.66	10.82	155.26	31.05	3.79	25.14	7.24	1.52	1.53
100	60	4	38.28	6.38	8.13	128.00	25.60	3.97	29.70	7.17	1.91	1.86
100	60	5	46.86	7.81	9.95	152.00	30.50	3.91	35.70	8.76	1.90	1.92
100	60	6	57.72	9.62	12.02	181.80	36.36	3.89	42.25	10.38	1.87	1.93
100	60	8	74.40	12.40	15.50	22.60	44.52	3.78	52.47	13.32	1.83	2.06
125	50	2	20.58	3.43	4.37	103.60	16.50	4.86	10.40	2.74	1.54	1.20
125	50	3	30.42	5.07	6.45	149.00	23.90	4.81	15.10	4.02	1.53	1.24
125	50	4	39.90	6.65	8.47	192.00	30.70	4.76	19.40	5.24	1.51	1.29
125	50	5	49.14	8.19	10.40	231.00	37.00	4.71	23.40	6.40	1.50	1.34
125	50	6	59.16	9.86	12.32	266.00	42.67	4.65	27.19	7.51	1.48	1.38
125	60	5	53.82	8.97	11.43	266.98	42.71	4.83	39.36	9.15	1.86	1.70
125	60	6	64.92	10.82	13.52	309.25	49.48	4.78	45.85	10.78	1.84	1.75
125	60	8	84.00	14.00	17.50	383.34	61.33	4.68	57.30	13.94	1.80	1.81
125	80	6	76.44	12.74	15.92	394.28	63.08	4.97	102.94	19.10	2.54	2.61
125	80	8	99.30	16.55	20.69	493.02	78.88	4.88	130.27	24.30	2.50	2.64
125	80	10	120.96	20.16	25.21	576.62	92.25	4.78	154.19	29.31	2.47	2.74
150	50	2	22.92	3.82	4.87	159.00	21.10	5.71	10.90	2.80	1.50	1.09
150	50	3	33.96	5.66	7.20	230.00	30.70	5.65	15.90	4.11	1.49	1.13
150	50	4	44.64	7.44	9.47	297.00	39.60	5.60	20.50	5.36	1.47	1.17
150	50	5	55.02	9.17	11.70	359.00	47.90	5.55	24.80	6.55	1.46	1.22
150	50	6	66.36	11.06	13.82	416.69	55.55	5.49	28.80	7.70	1.44	1.26
150	60	5	59.70	9.95	12.68	441.85	54.91	5.7	41.72	9.40	1.81	1.56
150	60	6	72.12	12.02	15.02	478.93	63.85	5.64	48.70	11.07	1.80	1.60
150	60	8	93.60	15.60	19.50	598.74	79.83	5.54	61.15	14.35	1.77	1.74

## PERFILES ESTRUCTURALES ANGULOS "L" DOBLADO Especificaciones Generales

<b>Norma</b>	INEN 1 623: 2000
<b>Otras calidades</b>	Previa consulta
<b>Largo normal</b>	6,00 m
<b>Otros largos</b>	Previa consulta
<b>Espesores</b>	Desde 1,5 hasta 12 mm
<b>Acabado</b>	Natural
<b>Otro acabado</b>	Previa consulta



DIMENSIONES			PESOS								
A	B	e	6 metros	1 metro	SECCION	EJE X-X = EJE Y-Y		EJE U-U	EJE V-V		
mm	mm	mm	Kg	Kg		I	W	i	X=Y	i	i
mm	mm	mm	Kg	Kg	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm	cm	cm
25	25	2	4.38	0.73	0.93	0.57	0.32	0.78	0.72	0.99	0.47
25	25	3	6.36	1.06	1.35	0.79	0.44	0.76	0.77	0.98	0.44
30	30	2	5.34	0.89	1.13	1.00	0.46	0.94	0.84	1.20	0.58
30	30	3	7.80	1.30	1.65	1.41	0.67	0.92	0.89	1.18	0.55
30	30	4	10.08	1.68	2.14	1.80	0.88	0.92	0.94	1.17	0.52
40	40	2	7.20	1.20	1.53	2.44	0.84	1.26	1.09	1.61	0.78
40	40	3	10.62	1.77	2.25	3.50	1.22	1.25	1.14	1.59	0.76
40	40	4	13.86	2.31	2.94	4.46	1.58	1.23	1.19	1.58	0.78
40	40	5	19.62	2.82	3.59	5.31	1.91	1.22	1.23	0.73	0.73
50	50	2	9.12	1.52	1.93	4.86	1.33	1.58	1.34	2.01	0.98
50	50	3	13.44	2.24	2.85	7.03	1.95	1.57	1.39	2.00	0.96
50	50	4	17.64	2.94	3.74	9.04	2.53	1.56	1.43	1.98	0.94
50	50	5	21.60	3.60	4.59	10.88	3.09	1.54	1.48	1.97	0.93
50	50	6	25.92	4.32	5.40	12.57	3.62	1.53	1.53	1.96	0.90
60	60	3	16.26	2.71	3.45	12.37	2.84	1.89	1.64	2.41	1.16
60	60	4	21.36	3.56	4.54	16.00	3.71	1.88	1.68	2.39	1.15
60	60	5	26.34	4.39	5.59	19.40	4.54	1.86	1.73	2.38	1.13
60	60	6	31.68	5.28	6.60	22.56	5.35	1.85	1.78	2.37	1.11
60	60	8	41.04	6.84	8.55	28.21	6.85	1.82	1.88	2.34	1.05
75	75	3	19.56	3.26	4.35	24.60	4.48	2.38	2.01	3.02	1.48
75	75	4	27.06	4.51	5.74	32.02	5.88	2.36	2.06	3.00	1.45
75	75	5	33.42	5.57	7.09	39.08	7.25	2.35	2.11	2.99	1.43
75	75	6	40.32	6.72	8.40	45.76	8.57	2.33	2.16	2.97	1.40
75	75	8	52.56	8.76	10.95	58.03	11.05	2.30	2.25	2.95	1.37
75	75	10	64.92	10.82	13.36	68.89	13.38	2.27	2.35	2.92	1.32
80	80	4	28.92	4.82	6.14	39.10	6.72	2.52	2.18	3.21	1.56
80	80	5	35.76	5.96	7.59	47.79	8.28	2.51	2.23	3.20	1.54
80	80	6	43.20	7.20	9.00	56.05	9.80	2.49	2.28	3.18	1.51
80	80	8	56.40	9.40	11.75	71.32	12.67	2.46	2.37	3.16	1.46
80	80	10	68.94	11.49	14.36	84.94	15.36	2.43	2.47	3.13	1.43

## TUBO POSTE

### Cerramientos, Estructuras y Funiculares

#### Especificaciones Generales

<b>Norma</b>	ASTM A-500
<b>Recubrimiento</b>	Galvanizado
<b>Largo normal</b>	6 mts.
<b>Otros largos</b>	Previa Consulta
<b>Dimensiones</b>	Desde 1/2" a 4"
<b>Espesor</b>	Desde 1,8mm a 2,0mm



DIMENSIONES				PROPIEDADES			
DIAMETRO EXTERIOR		ESPESOR	PESO	AREA			
D		e	P	A	I	W	I
Pulg.	mm	mm	Kg/m	cm <sup>2</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
1"	25.40	1.80	1.09	1.34	0.93	0.73	0.83
1"	25.40	2.00	1.21	1.47	1.01	0.79	0.83
1 1/4"	31.75	1.80	1.37	1.69	1.90	1.20	1.06
1 1/4"	31.75	2.00	1.52	1.87	2.07	1.30	1.05
1 1/2"	38.10	1.80	1.65	2.05	3.38	1.78	1.28
1 1/2"	38.10	2.00	1.84	2.27	3.70	1.94	1.28
1 3/4"	44.45	1.80	1.98	2.41	5.48	2.47	1.51
1 3/4"	44.45	2.00	2.20	2.67	6.01	2.70	1.50
1 7/8"	47.63	1.80	2.11	2.59	6.80	2.86	1.62
1 7/8"	47.63	2.00	2.34	2.87	7.46	3.13	1.61
2"	50.80	1.80	2.22	2.77	8.32	3.27	1.73
2"	50.80	2.00	2.48	3.07	9.13	3.59	1.73
2 3/8"	60.33	2.00	2.92	3.67	15.58	5.17	2.06
2 1/2"	63.50	2.00	3.09	3.86	18.27	5.75	2.17
2 7/8"	73.03	2.00	3.56	4.46	28.14	7.71	2.51
3"	88.90	2.00	4.35	5.46	51.54	11.60	3.07
4"	114.30	2.00	5.67	7.06	111.23	19.46	3.97



#### NOMENCLATURA

- A= Area de la selección transversal del tubo, cm<sup>2</sup>
- I= Momento de inercia de la sección, cm<sup>4</sup>
- W= Módulo resistente de la sección, cm<sup>3</sup>
- I= Radio de giro de la sección cm

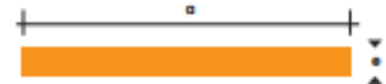
## ANEXO G. Platinas de acero estructural A36. Catálogo DIPAC

### Especificaciones Generales

**Norma** AISI 304  
**Largo normal** 6,00 m  
**Otros largos** Previa Consulta



DIMENSIONES		PESO		AREA
mm		kg/m	kg/6m	cm2
a	e			
12	3	0.28	1.70	0.36
12	4	0.38	2.45	0.48
12	6	0.57	3.40	0.72
19	3	0.45	2.68	0.57
19	4	0.60	3.58	0.76
19	6	0.89	5.37	1.15
25	3	0.59	3.53	0.75
25	4	0.79	4.71	1.00
25	6	1.18	7.07	1.50
30	3	0.71	4.24	0.90
30	4	0.94	5.65	1.20
30	6	1.41	8.47	1.80
30	9	2.12	12.71	2.70
30	12	2.83	16.95	3.60
38	3	0.89	5.37	1.15
38	4	1.19	7.16	1.52
38	6	1.79	11.40	2.28
38	9	2.69	16.11	3.42
38	12	3.58	21.48	4.56
50	3	1.18	7.08	1.50
50	4	1.58	9.42	2.00
50	6	2.26	14.16	3.00
50	9	3.53	21.20	4.50
50	12	4.71	28.26	6.00
65	6	3.06	18.37	3.90
65	9	4.59	27.55	5.85
65	12	6.12	36.73	7.80
75	6	3.53	21.20	4.50
75	9	5.30	31.80	6.75
75	8	7.07	28.26	9.00
75	12	7.07	42.39	9.00
100	6	4.71	28.26	6.00
100	8	7.07	37.68	9.00
100	9	7.07	43.00	9.00
100	12	9.42	58.00	12.00
120	12	67.82	67.82	14.40
150	15	105.88	105.88	22.50
150	20	145.44	145.00	30.00







## EJES ACERO DE TRANSMISIÓN



### Especificaciones Generales

**Calidad:** AISI 1018

**Descripción:** Es un acero de cementación no aleado principalmente utilizado para la elaboración de piezas pequeñas, exigidas al desgaste y donde la ductilidad del núcleo no es muy importante.

**Aplicaciones:** Levas, uniones, bujes, pines, pivotes, pernos grado 3

**Longitud:** 6 m

Composición Química				
%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 - 0,20	0 - 0,25	0 - 0,70	0 - 0,04	0 - 0,035

Propiedades Mecánicas			
Resistencia Mecánica (N/mm <sup>2</sup> )	Fuerza de fluencia (N/mm <sup>2</sup> )	Elongación 5% Min.	Dureza ROCKWELL B
410 - 620	235	20	143



### Dimensiones

Diámetro
3/8"
1/4"
5/8"
3/4"
7/8"
1"
1 1/4"
1 1/2"
1 3/4"
2"
2 1/4"
2 1/2"
2 3/4"
3"
4"
5"
6"

ANEXO I. Propiedades mecánicas del acero AISI 4140

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura, °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1 630 (236)	1 460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1 500 (217)	1 380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1 280 (186)	1 190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1 000)	1 030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1 200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1 600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1 585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	TyR	205 (400)	1 770 (257)	1 640 (238)	8	38	510
	TyR	315 (600)	1 550 (225)	1 430 (208)	9	43	445
	TyR	425 (800)	1 250 (181)	1 140 (165)	13	49	370
	TyR	540 (1 000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	TyR	650 (1 200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1 600)	1 020 (148)	655 (95)	18	47	302
	Recocido	815 (1 500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340	TyR	315 (600)	1 720 (250)	1 590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1 470 (213)	1 360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1 000)	1 170 (170)	1 080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1 200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

Fuente: R. BUDYNAS, J. NISBETT, “Diseño en Ingeniería Mecánica de

ANEXO J. Características del electrodo E6011

## ELECTRODO CELULOSICO

**C - 13**

Norma: 

AWS	E 6011
-----	--------

Color de Revestimiento: Blanco      Identificación: Punta Azul

**Análisis del Metal Depositado:**

C	0.08-0.12%	Mn	0.4-0.6%	Si	0.25%
---	------------	----	----------	----	-------

\*Valores típicos

**Características:**

Electrodo del tipo celulósico, para soldaduras de penetración. El arco es muy estable, potente y el material depositado de solidificación rápida, fácil aplicación con corriente continua y alterna. Los depósitos son de alta calidad en cualquier posición.

**Aprobación:**

**AMERICAN BUREAU OF SHIPPING**

**Propiedades Mecánicas:**

Resistencia a la Tracción	Elongación	Resistencia al Impacto
48-51 kg / mm <sup>2</sup>	24-26%	CHARPY - V
68.000		Joules
a		55 - 75
72.000 lbs./pulg <sup>2</sup>		(-29°C)

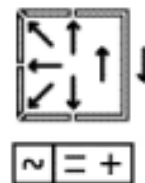
\*Valores típicos

**Posiciones de Soldar:**

Plana, horizontal, sobrecabeza, vertical ascendente, vertical descendente

**Corriente y polaridad:**

Para corriente alterna o continua Electrodo al polo positivo		
ømm	øPulg.	Amperaje
2.50	3/32	70- 90
3.20	1/8	90-120
4.00	5/32	120-150
5.00	3/16	150-180



**Aplicaciones:**

- Soldadura para aceros no templables (aceros dulces).
- Carpintería metálica.
- Estructuras y bastidores para máquinas.
- Chapas gruesas y delgadas

**LARGO:** 350 mm.

**PESO POR CAJA:** 20 kg./44 lbs.

Fuente: Catálogo AGA

ANEXO K. Características del electrodo E7018

## ELECTRODO BASICO BAJA ALEACION

**B - 10**

Norma: 

AWS	E 7018
-----	--------

Color de Revestimiento: Gris	Identificación: Punta Blanca
------------------------------	------------------------------

**Análisis del**

C	0.08%	Mn	1.0%	Si	0.6%
---	-------	----	------	----	------

**Metal Depositado:**

\*Valores típicos

**Características:**

Electrodo con revestimiento de bajo hidrógeno, con polvo de hierro. Indicado para la soldadura de aceros de alta resistencia a la tracción (56 kg/mm<sup>2</sup> Máx) así como para aceros de construcción. Su arco es sumamente estable, poco chisporroteo y para mejores resultados úsese arco corto. Se recomienda mantener un arco corto para garantizar buenos resultados en inspecciones radiográficas. Para trabajos de alta responsabilidad es necesario secarlos a 350°C durante una hora.

**Aprobación:**

**AMERICAN BUREAU OF SHIPPING**

**Propiedades Mecánicas:**

Resistencia a la Tracción	Elongación	Resistencia al Impacto
54-57 kg/mm <sup>2</sup>	30 - 34%	CHARPY-V
76.000		Joules
81.000 lbs/pulg <sup>2</sup>		70 - 90 (-29°C)

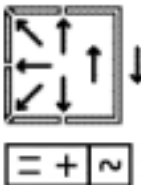
\*Valores típicos

**Posiciones de Soldar:**

Plana, horizontal, sobrecabeza, vertical ascendente, vertical descendente.

**Corriente y Polaridad:**

Para corriente continua o alterna Electrodo al polo positivo		
ø mm	ø Pulg.	Amperaje
3.20	1/8	100-140
4.00	5/32	140-190
5.00	3/16	190-250



**Aplicaciones:**

- Para aceros de mediano y bajo carbono, baja aleación
- Para aceros laminados en frío, por sus características de resistencia a la deformación a altas temperaturas, su fácil manejo y óptimo rendimiento, es especialmente adecuado.
- Para soldadura de tuberías de vapor.
- Calderas de alta presión, tanques.
- Piezas para maquinaria pesada.
- Construcciones metálicas en obra.
- Reparaciones Navales.

**IMPORTANTE:**

Los electrodos húmedos o con manchas de grasa, deben destruirse.

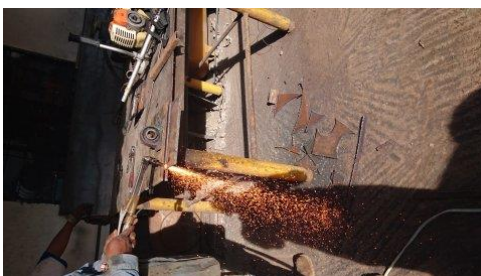
**LARGO:** 350 mm.

**PESO POR CAJA:** 20 kg/44 lbs.

Fuente: Catálogo AGA

ANEXO L. Imágenes del proceso de construcción















ANEXO M. Manual de cemento

Dipl. - Ing. Walter H. Duda

# MANUAL TECNOLOGICO DEL CEMENTO

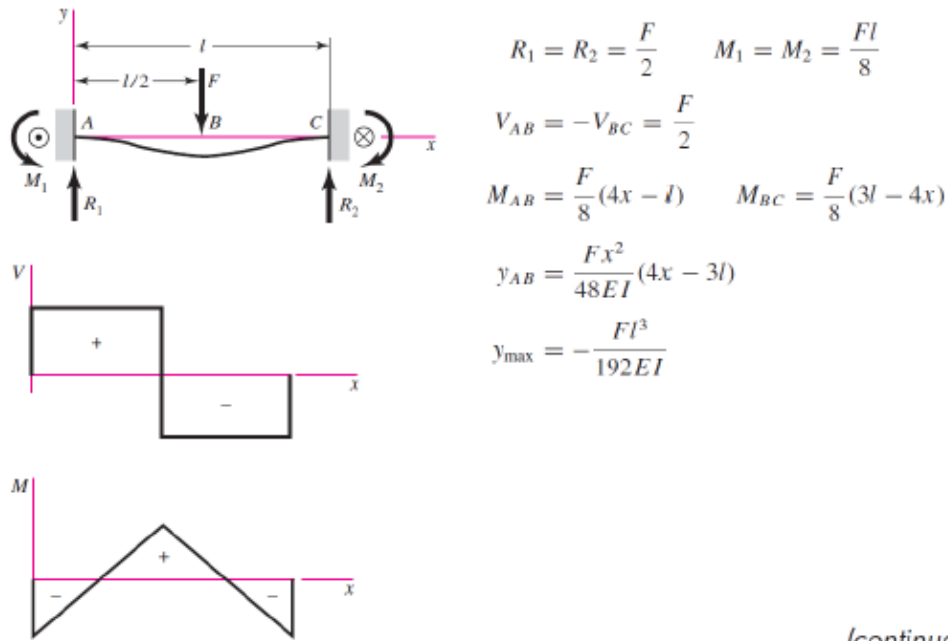
Traducido al español por  
ANTONIO SARABIA GONZALEZ  
Dr. Ingeniero Industrial



editores técnicos asociados, s. a.  
Maigón, 26 - Barcelona - 12 - España  
1977

Fuente: W. Duda, "Manual metodológico del cemento"

ANEXO N. Diagrama de momentos y cortantes de una viga empotrada.

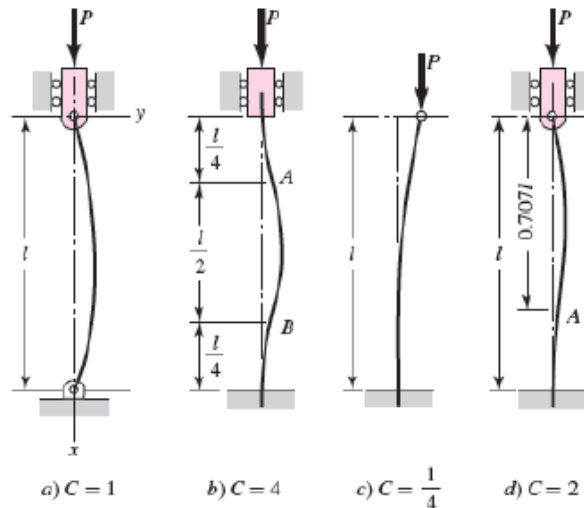


Fuente: R. BUDYNAS, J. NISBETT, “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”

ANEXO O. Diagrama de momentos y cortantes de una viga empotrada.

**Figura 4-18**

a) Ambos extremos están pivoteados o articulados; b) ambos extremos están empotrados; c) un extremo libre, un extremo empotrado; d) un extremo redondo y articulado, y un extremo empotrado.



Fuente: R. BUDYNAS, J. NISBETT, “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”

ANEXO P. Valores de  $c_1$  y  $L_e$  para columnas

**VALORES DE  $C_1$  y  $L_e$  EN TIPOS DE SUJECCIONES DE COLUMNAS.**

CONDICIONES DE SUJECCIÓN	$C_1$ COEFICIENTE PARA MULTIPLICAR POR Perit	$L_e$ LONGITUD EFECTIVA
Ambos extremos empotrados	4	$1/2 l$
Un extremo empotrado y el otro articulado	2	$0,7 l$
Ambos extremos articulados	1	$l$
Un extremo empotrado y el otro libre	$1/4$	$2 l$

Fuente: R. BUDYNAS, J. NISBETT, “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”

ANEXO Q. Selección de bandas, sistema de transmisión

**PERFIL Y MEDIDAS DE LAS CANALES:**

En la tabla 10 que se aprecia a continuación hallamos, clasificados por sección (Z, A, B, C, D, E), los datos correspondientes a los perfiles y a las medidas de las canales de las poleas. En la misma

- $l_p$  = Ancho primitivo
- $k$  = Altura mínima de la canal sobre la línea primitiva
- $h$  = Profundidad mínima de la canal por debajo de la línea primitiva
- $\alpha$  = Angulo de la canal  $\rightarrow b \in 34^\circ$  a  $38^\circ$
- $d$  = Diámetro primitivo
- $e$  = Distancia entre los ejes de dos canales consecutivos
- $f$  = Distancia entre el eje de la canal exterior y el borde de la polea
- $\Delta\alpha$  = Tolerancia del ángulo de la canal

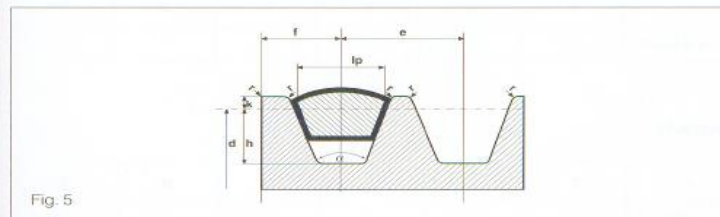
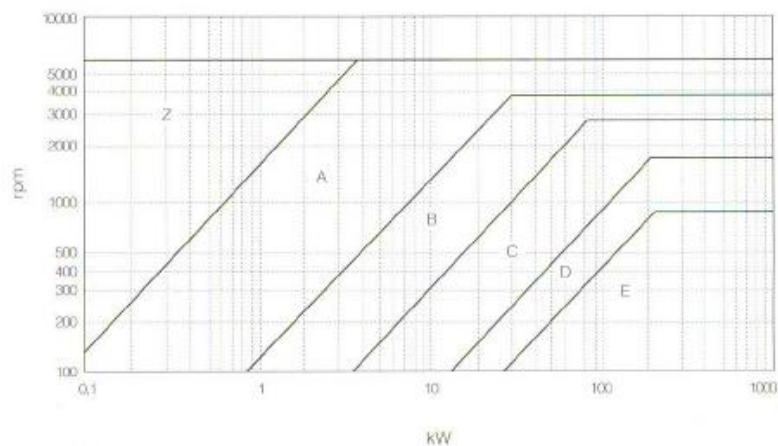


Fig. 5

**TABLA 10**

	$l_p$ (mm)	$k$ (mm)	$h$ (mm)	$e$ (mm)	$f$ (mm)	$\Delta\alpha$
<b>Z</b>	8,5	2,5	7	12 $\pm 0,3$	8 $\begin{matrix} +1 \\ -1 \end{matrix}$	$\pm 1^\circ$
<b>A</b>	11	3,3	8,7	15 $\pm 0,3$	10 $\begin{matrix} +2 \\ -1 \end{matrix}$	$\pm 1^\circ$
<b>B</b>	14	4,2	10,8	19 $\pm 0,4$	12,5 $\begin{matrix} +2 \\ -1 \end{matrix}$	$\pm 1^\circ$
<b>C</b>	19	5,7	14,3	25,5 $\pm 0,5$	17 $\begin{matrix} +2 \\ -1 \end{matrix}$	$\pm 1/2^\circ$
<b>D</b>	27	8,1	19,9	37 $\pm 0,6$	24 $\begin{matrix} +3 \\ -1 \end{matrix}$	$\pm 1/2^\circ$
<b>E</b>	32	9,6	23,4	44,5 $\pm 0,7$	29 $\begin{matrix} +4 \\ -1 \end{matrix}$	$\pm 1/2^\circ$

**GRAFICO 1 - SELECCION DE LA SECCION DE LA CORREA**



Aplicaciones	Horas diarias de funcionamiento					
	0-8	8-16	16-24	0-8	8-16	16-24
Trabajos ligeros Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (materiales ligeros), ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW.	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Trabajos normales Cizallas para chapa, prensas, cintas transportadoras y de cadena, tamices (materiales pesados), grupos generadores, máquinas-herramienta, amasadoras, lavadoras industriales, prensas de tipografía, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Trabajos pesados. Molino de martillos, compresores de pistón, cintas transportadoras para cargas muy pesadas, montacargas, máquinas para la industria textil, máquinas continuas para papeleras, bombas de pistón, bombas para dragar, sierras alternativas.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Trabajos particularmente pesados Molinos de potencia elevada, Trituradores de piedras, calandras, mezcladoras, grúas, excavadoras, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

**TABLA 4 - FACTOR DE CORRECCION  $C_\gamma$**

$C_\gamma$	$\gamma$	180°	175	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	90°
		T/T	1	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74
T/P	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69	

T/T = Transmisión trapecial/trapecial  
 T/P = Transmisión trapecial/plana  
 $\gamma$  = Arco de contacto sobre la polea menor

**TABLA 5 - FACTOR DE CORRECCION  $C_L$  EN FUNCION DEL TIPO Y DE LA LONGITUD DE LA CORREA**

	PULGADAS																												
	9½	16	22	24	28	32	35	42	48	53	66	75	81	90	105	128	144	162	180	210	240	285	330	420	540	720	780		
Z	0,69	0,77	0,82	0,84	0,87	0,89	0,91	0,95	0,96	1,00																			
A	0,73	0,79	0,80	0,83	0,85	0,87	0,91	0,93	0,95	1,00	1,03	1,05	1,07	1,11	1,16	1,19	1,22	1,25	1,29										
B	0,73	0,75	0,77	0,80	0,81	0,85	0,87	0,89	0,93	0,96	0,98	1,00	1,03	1,08	1,11	1,14	1,16	1,20	1,24	1,29	1,33	1,40							
C					0,72	0,73	0,76	0,79	0,80	0,85	0,87	0,88	0,90	0,93	0,97	1,00	1,03	1,05	1,09	1,12	1,16	1,20	1,27						
D													0,81	0,83	0,87	0,89	0,92	0,94	0,97	1,00	1,04	1,07	1,13	1,20	1,27				
E																			0,90	0,94	0,96	1,00	1,03	1,09	1,15	1,23	1,25		

Fuente: Oleostatic correas trapezoidales convencionales.

ANEXO R. Factor de forma de Lewis

**Tabla 14-2**

Valores del factor de forma de Lewis  $Y$  (estos valores son para un ángulo normal de presión de 20°, dientes de altura completa y paso diametral igual a la unidad, en el plano de rotación)

Número de dientes	$Y$	Número de dientes	$Y$
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Fuente: R. BUDYNAS, J. NISBETT, “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”

ANEXO S. Propiedades del acero AISI 4130 recocido

**Tabla A-21** (continuación)

Propiedades mecánicas medias de algunos aceros tratados térmicamente

(Éstas son propiedades típicas de materiales normalizados y recocidos. Las propiedades de aceros templados y revenidos (TyR) son de una sola colada. Debido a las muchas variables, las propiedades listadas son promedios generales. En todos los casos, los datos se obtuvieron de piezas con diámetro de 0.505 pulg, maquinadas a partir de barras redondas de 1 pulg y la longitud de calibración es de 2 pulg. A menos que se especifique otra cosa, todas las piezas se templaron en aceite] Fuente: ASM Metals Reference Book, 2a. ed., American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1983.

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura, °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1 630 (236)	1 460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1 500 (217)	1 380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1 280 (186)	1 190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1 000)	1 030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1 200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1 600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1 585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
	4140	TyR	205 (400)	1 770 (257)	1 640 (238)	8	38
TyR		315 (600)	1 550 (225)	1 430 (208)	9	43	445
TyR		425 (800)	1 250 (181)	1 140 (165)	13	49	370
TyR		540 (1 000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
TyR		650 (1 200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
Normalizado		870 (1 600)	1 020 (148)	655 (95)	18	47	302
Recocido		815 (1 500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340		TyR	315 (600)	1 720 (250)	1 590 (230)	10	40
	TyR	425 (800)	1 470 (213)	1 360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1 000)	1 170 (170)	1 080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1 200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

Fuente: R. BUDYNAS, J. NISBETT, “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”

ANEXO T. Guía para la selección de la viscosidad del aceite.

<b>GUIA PARA SELECCIONAR LA VISCOSIDAD DEL ACEITE</b>				
ESCALA DE TEMP DE TRABAJO (°C)	FV	VISCOSIDAD CINEMATICA cSt a 37.8°C		TIPOS DE RODAMIENTO A LOS QUE SE PUEDE APLICAR
		Carga Normal	Carga Pesada o de impacto	
de -30 a 0	Hasta valor especificado	18-35	30-60	Todos excepto oscilantes de rodillos
0-60	Hasta 15000	40-70	85-120	Todos excepto oscilantes de rodillos
	15000-80000	30-55	55-80	Todos excepto oscilantes de rodillos
	80000-150000	18-35	30-45	Todos excepto axiales de bolas y rodillos
	150000-500000	9,5-12	18-35	Rígidos de bolas y de rodillos cilindricos
0-100	Hasta 15000	110-165	180-260	Todos excepto oscilantes de rodillos
	15000-80000	85-120	110-160	Todos excepto oscilantes de rodillos
60-100	80000-150000	50-70	80-160	Todos excepto axiales de bolas y rodillos
	150000-500000	30-40	50-70	Rígidos de bolas y de rodillos cilindricos
100-150	Hasta valor especificado	240-430		Todos excepto oscilantes de rodillos
0-60	Hasta valor especificado	35-70		Rodamientos oscilantes de rodillos
60-100		105-165		

Fuente: OKS, Molytec Ltda, ” Specialty Lubricants Maintenance Products”

ANEXO S. Quemador Baltur.



**BTL 4 P 50-60Hz**  
 Código 35500010  
 Quemadores de gasóleo de dos etapas.

Dos fases de potencia.  
 Pulverización mecánica.

[DESCARGAR LA FICHA TÉCNICA](#)

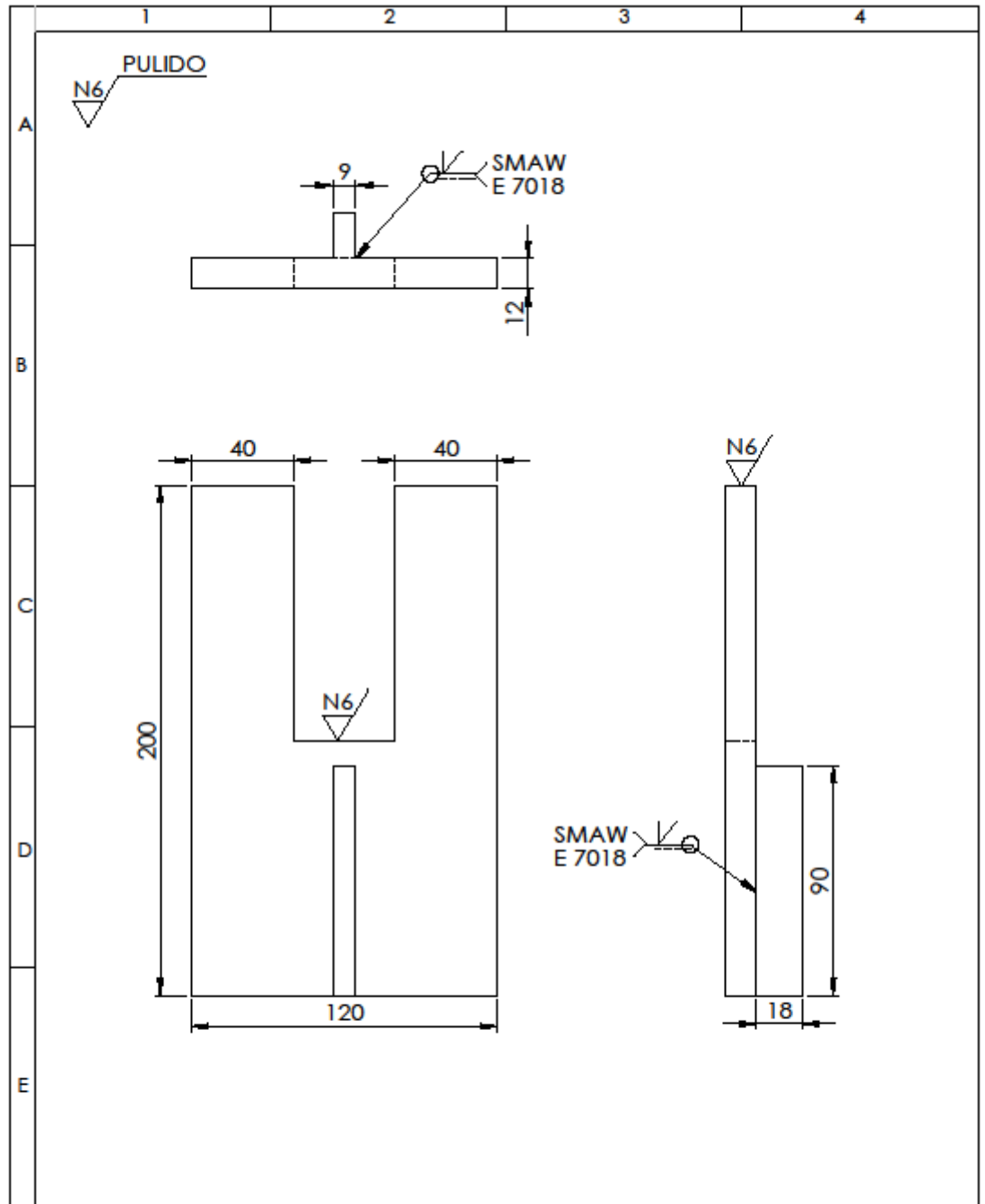


## Datos técnicos

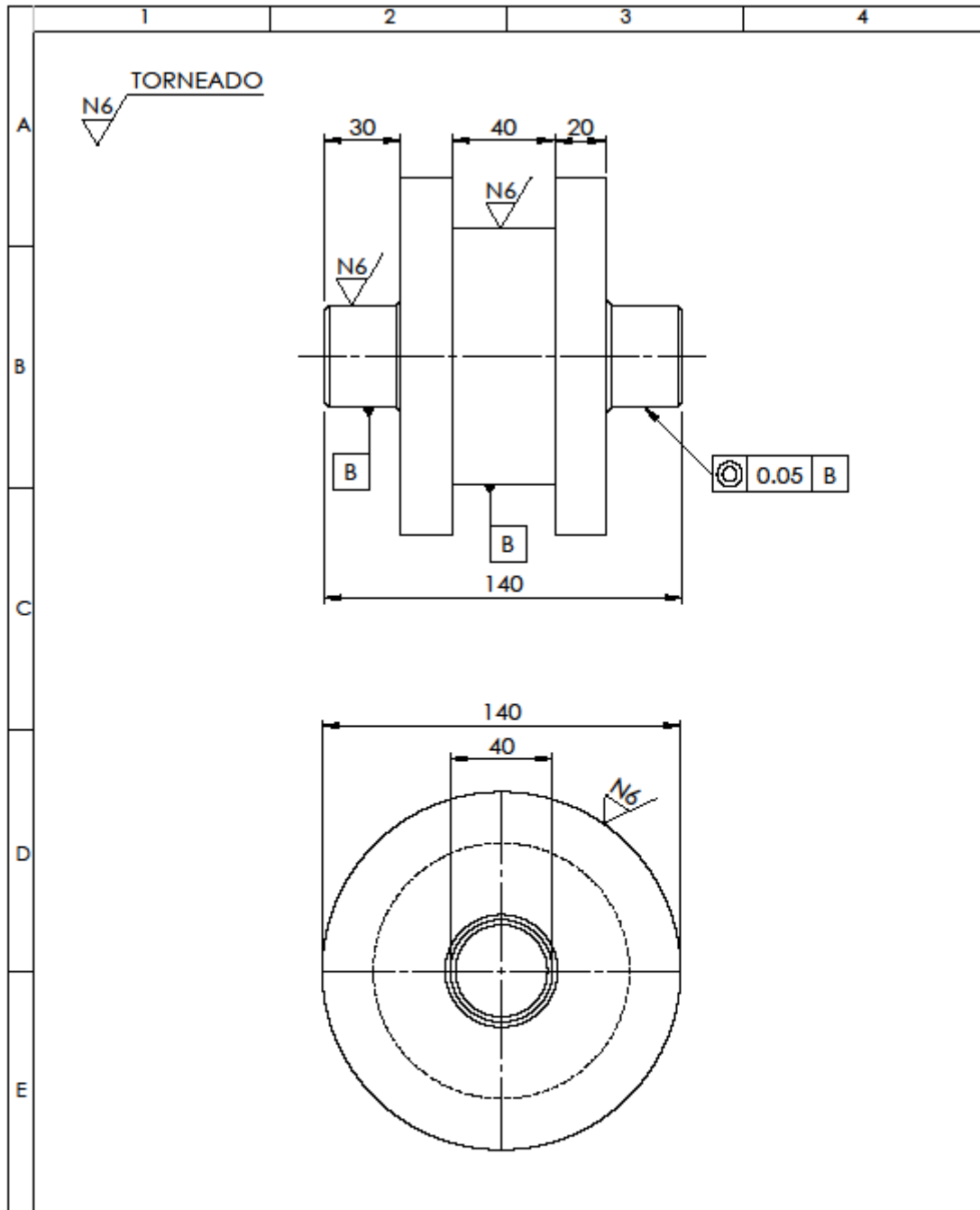
Combustible	Gasóleo
Funcionamiento	Dos etapas
Potencia Térmica Mínima (kW)	26
Potencia Térmica Máxima (kW)	56.1
Caudal Mín (Sm <sup>3</sup> /H)	2.2
Caudal Máx (Sm <sup>3</sup> /H)	4.7
Viscosidad Máx (°E)	1.5
Tipo Alimentación Eléctrica	AC
N.º Fases	1N
Tensión Alimentación (V)	230
Frecuencia Alimentación (Hz)	50/60
Potencia Motor Ventilador (kW)	0.1
Peso sin embalaje (kg)	10.8
Peso con embalaje (kg)	12
Ancho (mm)	540
Profundidad (mm)	300
Altura (mm)	320

## **PLANOS**

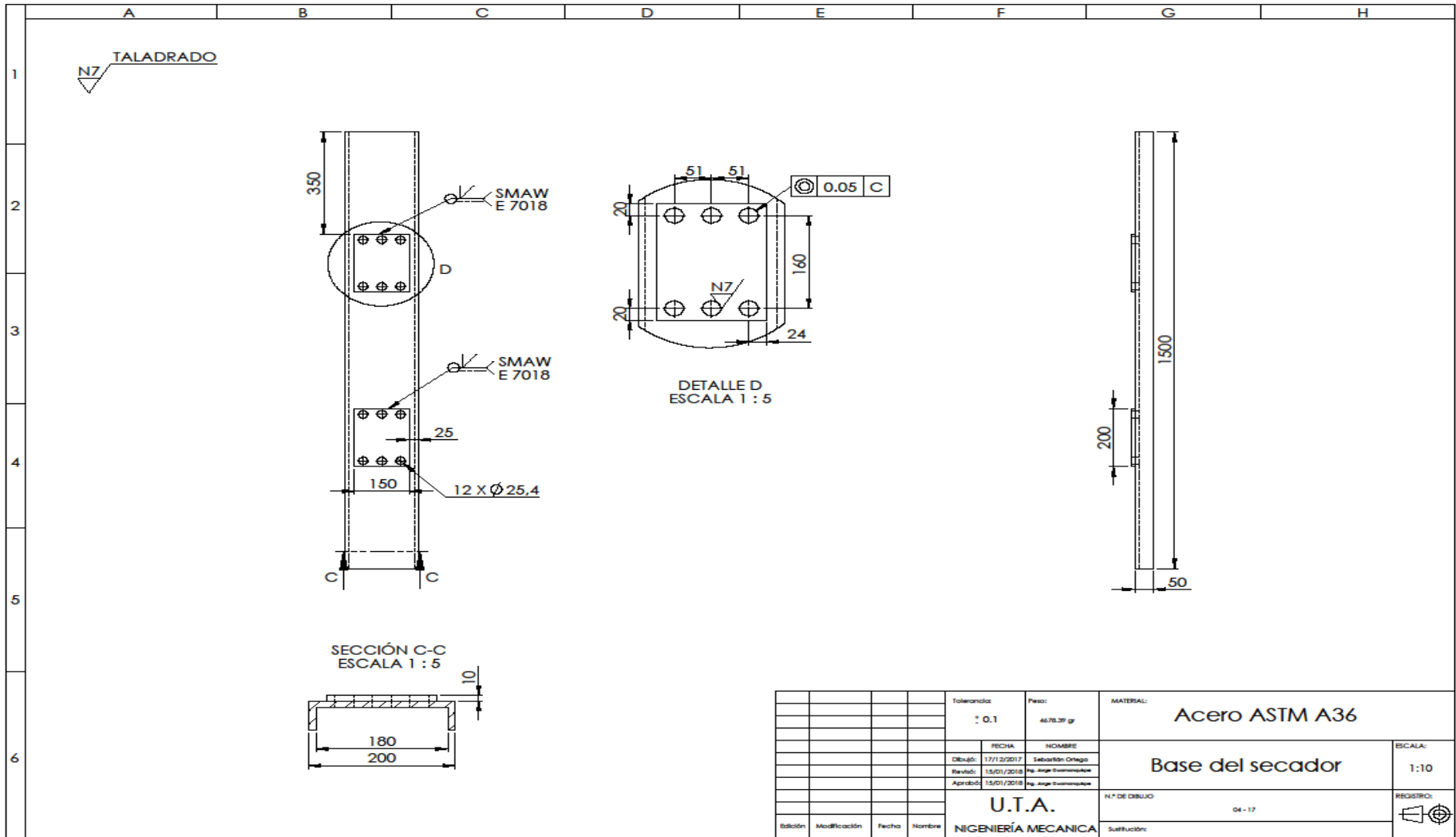


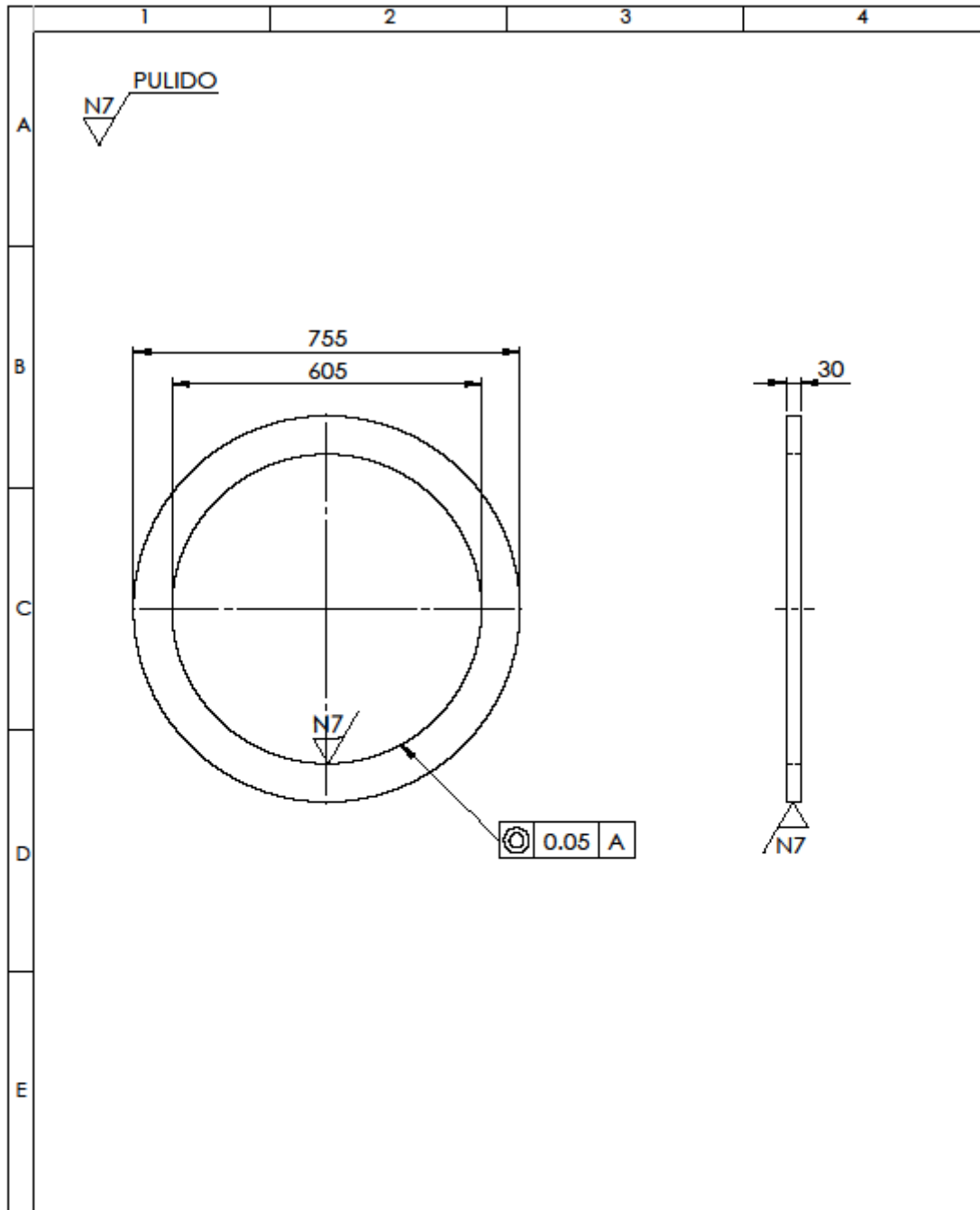


				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				± 0.1	1998.45 gr	Acero ASTM A36	
				FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJÓ: 17/12/2017	Sebastián Ortega	Acople para rodillos	1:2
				REVISÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guamanáque		
				APROBÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guamanáque		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA:	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			02 - 17	
						SUSTITUCIÓN:	

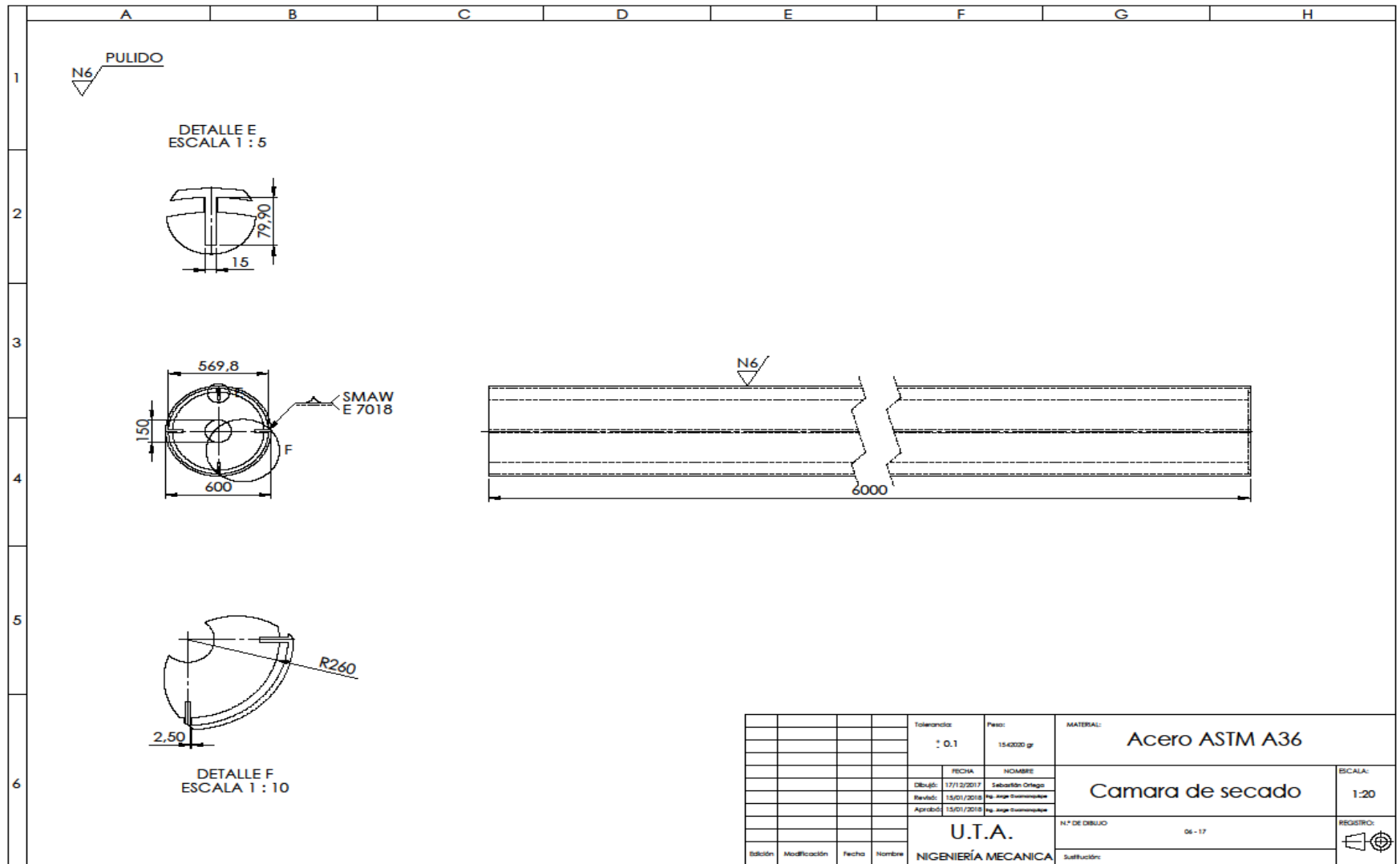


				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				±0.1	7891.68 gr	Acero AISI 4140	
				FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJÓ: 17/12/2017	Sebastián Ortega	Rodillo de soporte	1:2
				REVISÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guamanque		
				APROBÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guamanque		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA:	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			03 - 17	
						SUSTITUCIÓN:	

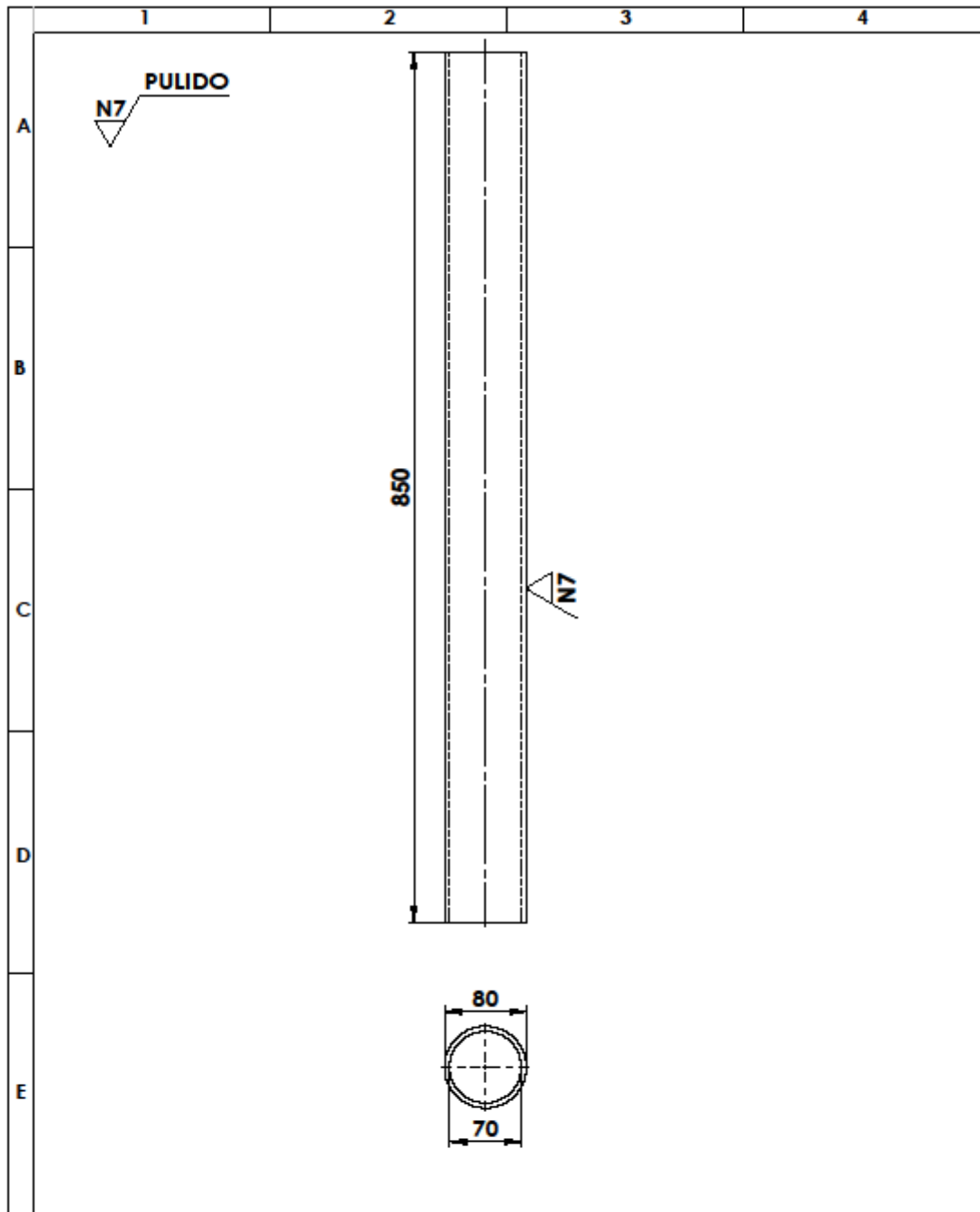




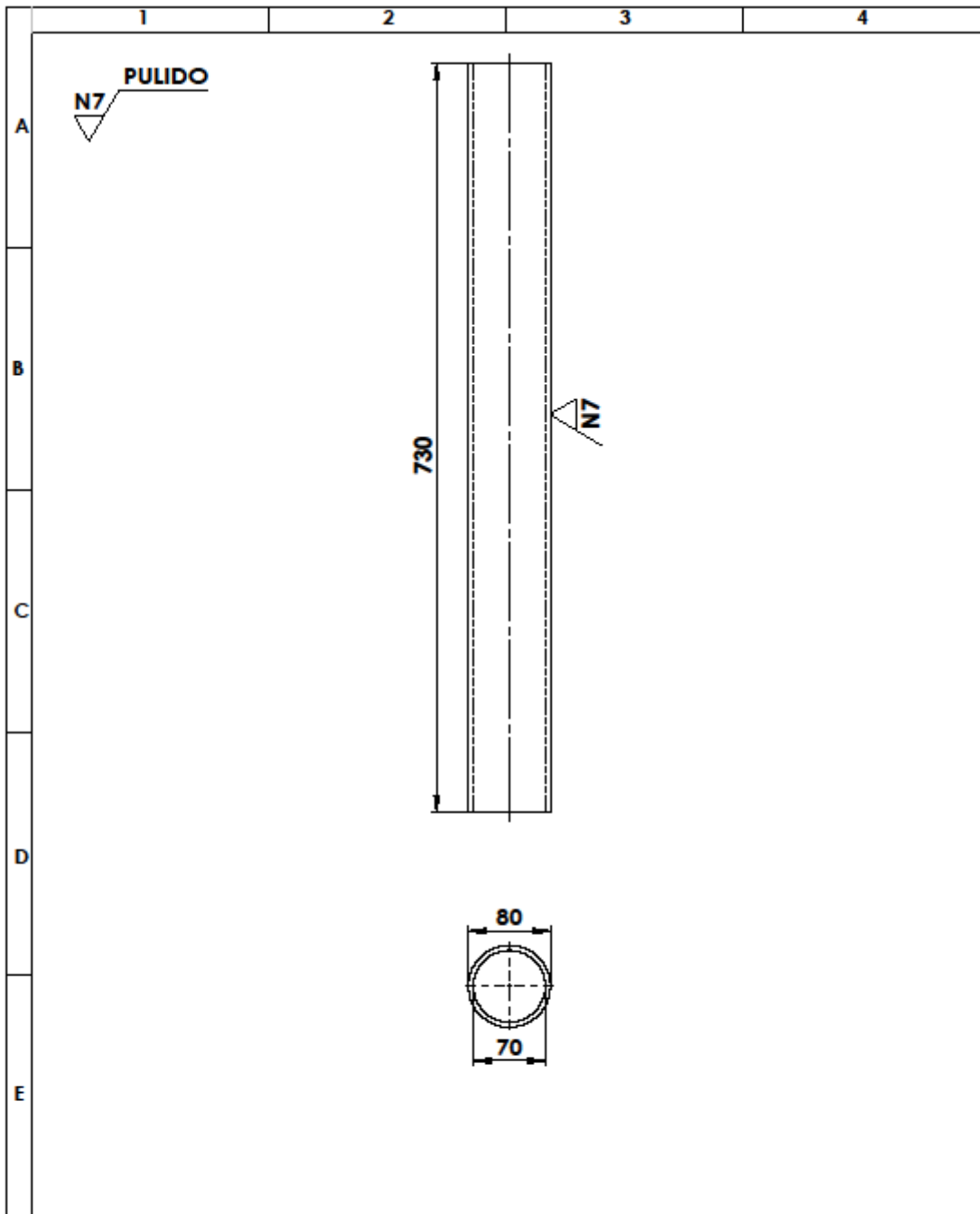
				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				± 0.1	37732 gr	Acero ASTM A36	
				FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJÓ: 17/12/2017	Sebastián Ortega	Anillo de soporte	1:10
				REVISÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guamanálope		
				APROBÓ: 15/12/2018	Ing. Jorge Guamanálope		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA:	REGISTRO:
						05 - 17	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:			



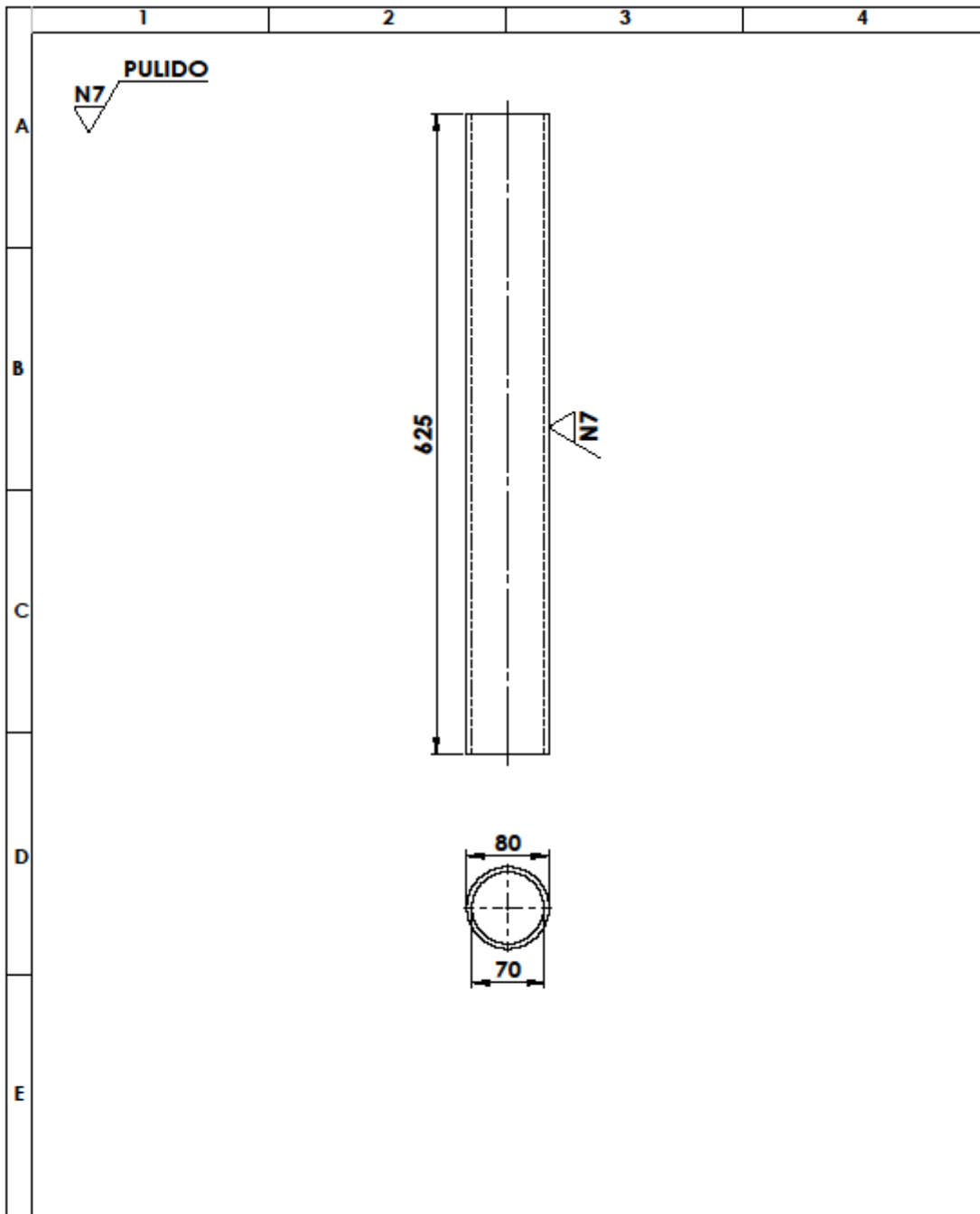




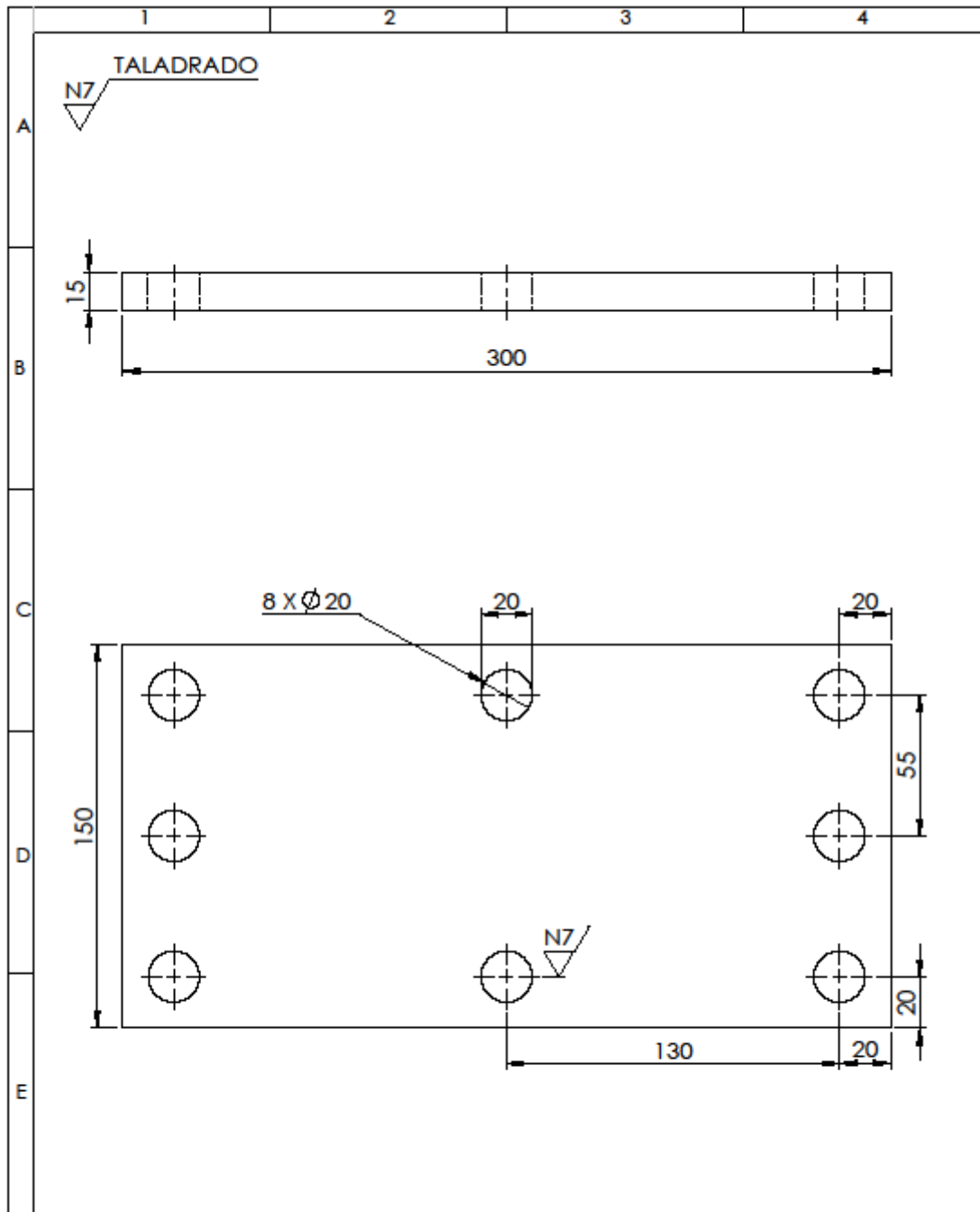
				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				± 0.1	7860.8 gr	Acero ASTM A36	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
					DIBUJÓ: 17/12/2017	Sebastián Ortega	Base mayor de la cámara
					REVISÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guzmán López	
					APROBÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guzmán López	
				U.T.A.		N.º DE LÁMINA:	REGISTRO:
				INGENIERÍA MECÁNICA		07 - 17	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:			



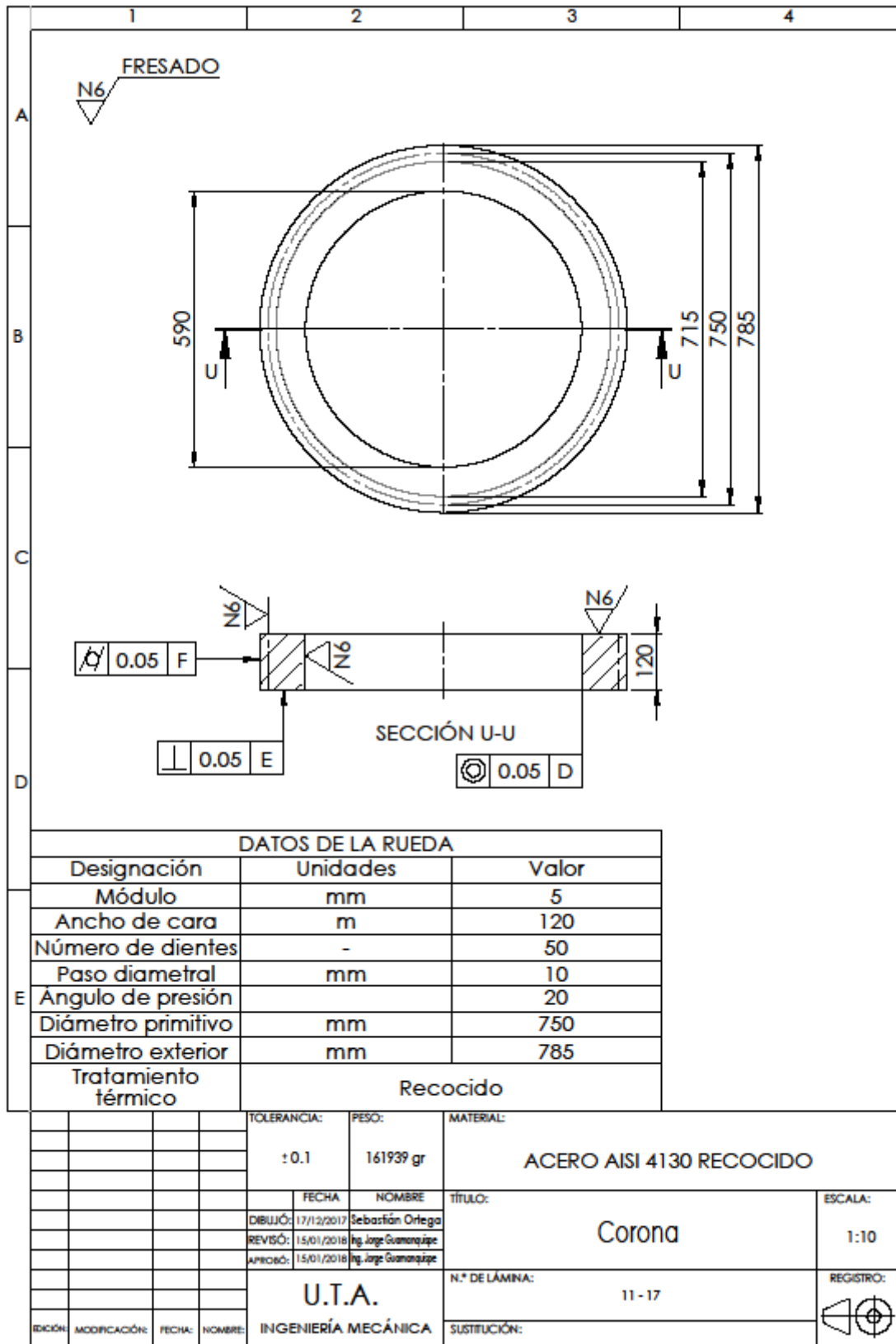
				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				±0.1	6751 gr	Acero ASTM A36	
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJÓ: 17/12/2017	Sebastián Ortega	Base media de la cámara	1:2
				REVISÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guzmán López		
				APROBÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guzmán López		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA:	REGISTRO:
						08 - 17	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:			

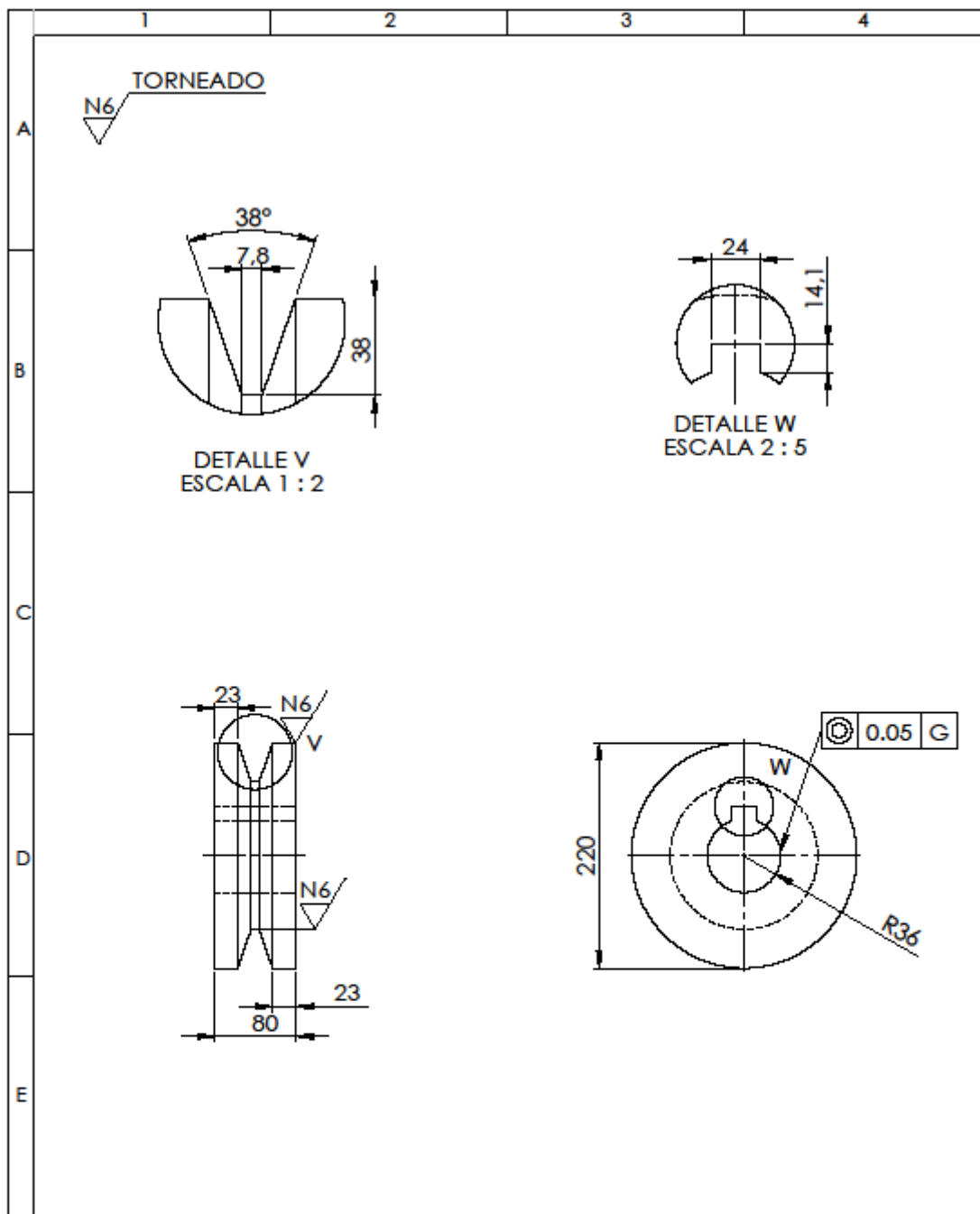


				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				± 0.1	5780 gr	Acero ASTM A36	
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:
					DIBUJÓ: 17/12/2017	Sebastián Ortega	Base menor de la cámara
					REVISÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guzmán López	
					APROBÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guzmán López	
					U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA:
							09 - 17
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:		SUSTITUCIÓN:		

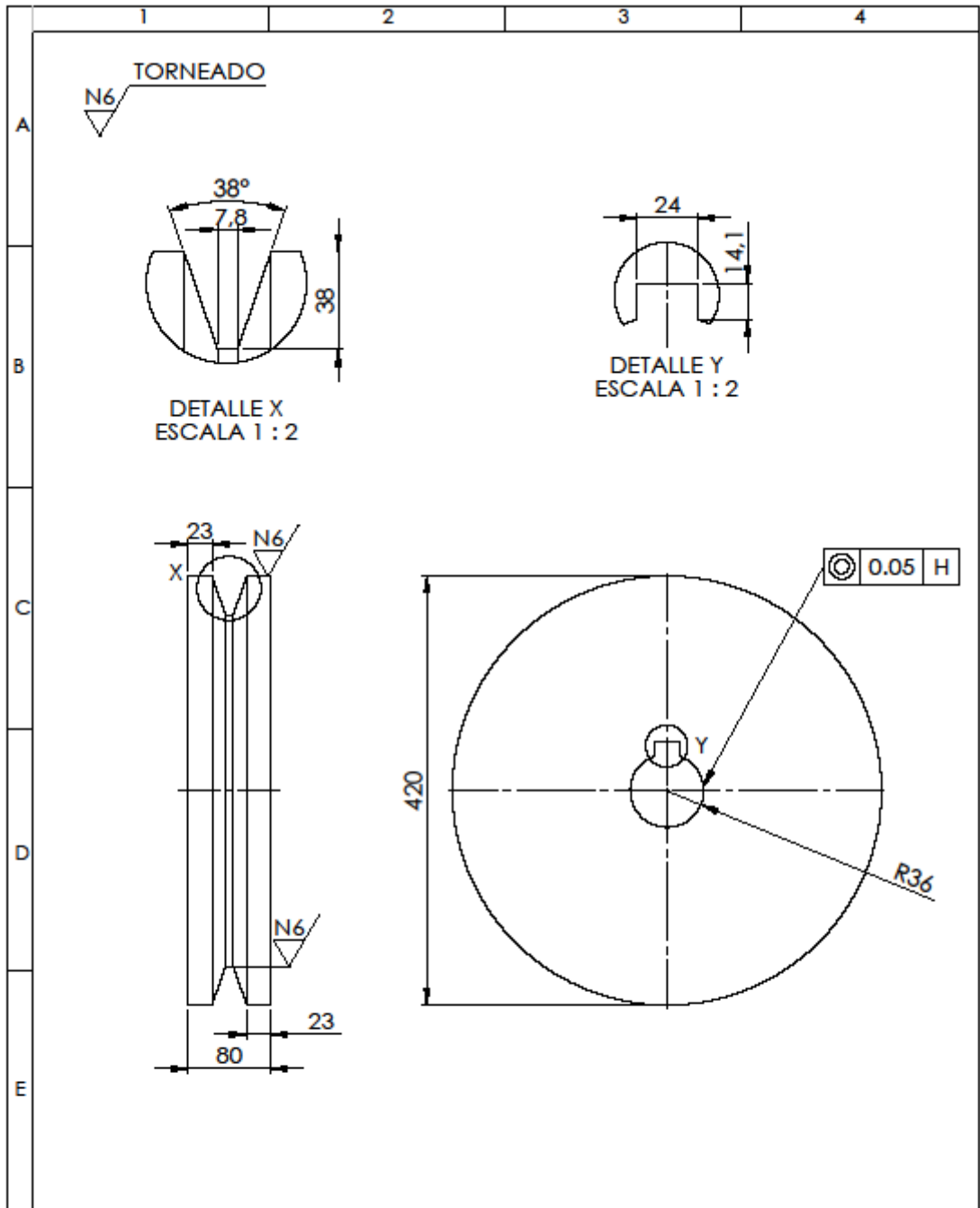


				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				±0.1	5002.8 gr	Acero ASTM A36	
				FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJÓ: 17/12/2017	Sebastián Ortega	Placa de anclaje	1 : 2
				REVISÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guamanriquez		
				APROBÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guamanriquez		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA:	REGISTRO:
						10 - 17	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:			

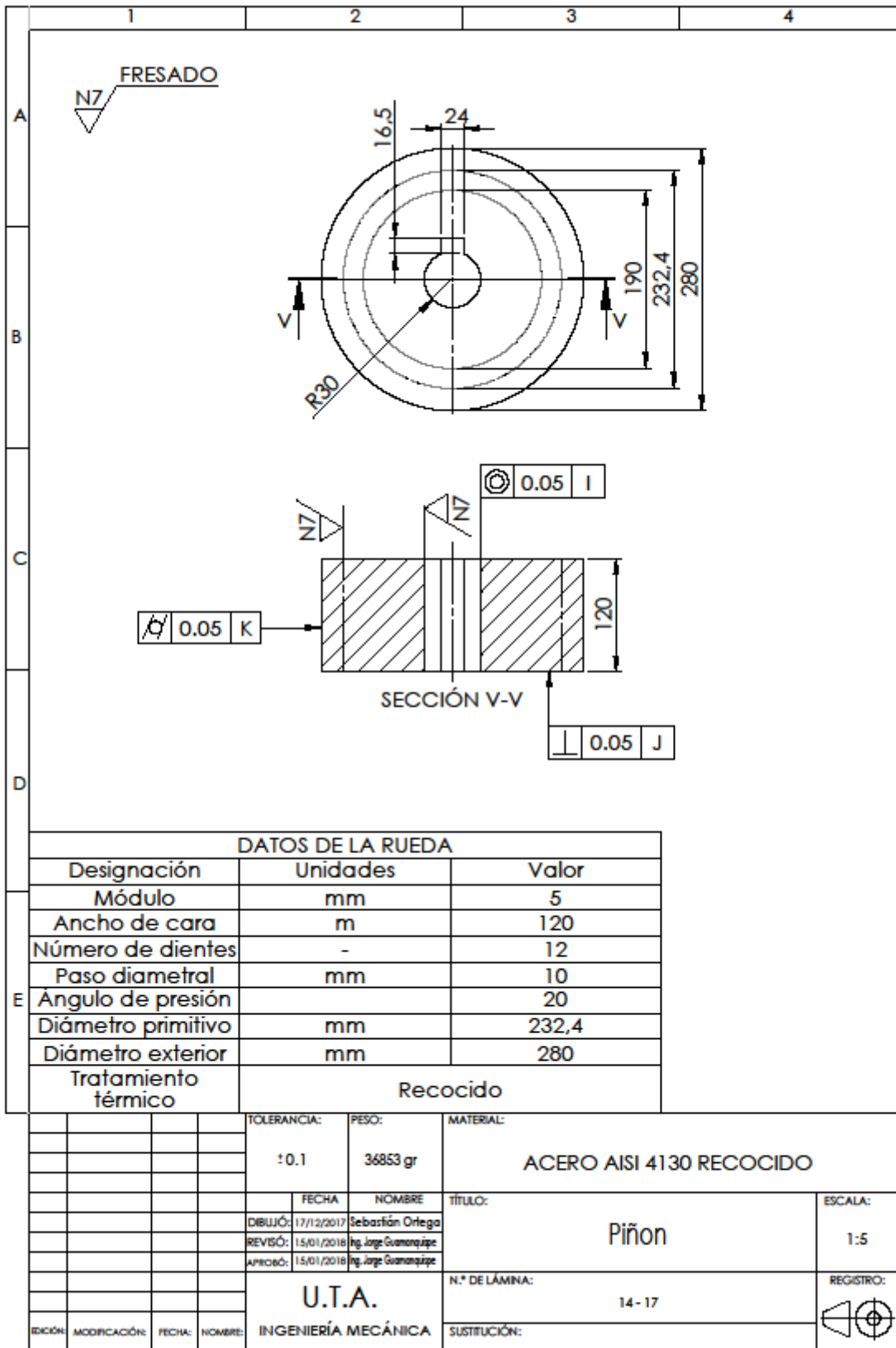




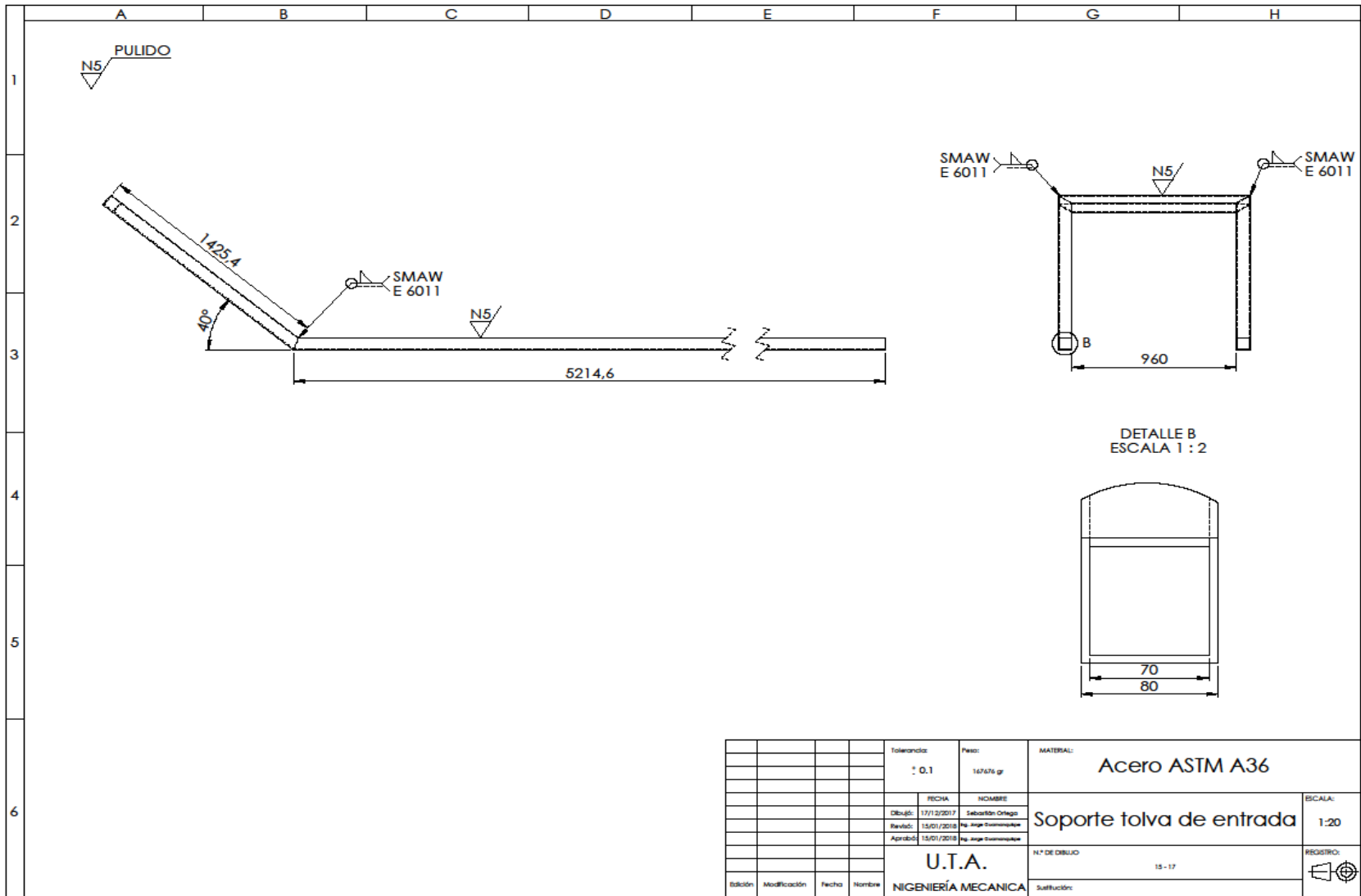
				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				±0.1	5985.30 gr	ALEACIÓN DE ALUMINIO	
				FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:	ESCALA:
				17/12/2017	Sebastián Ortega	Polea del motor	1:5
				REVISÓ:	Ing. Jorge Guamanriquez		
				APROBÓ:	Ing. Jorge Guamanriquez		
				<b>U.T.A.</b>		N.º DE LÁMINA:	REGISTRO:
				INGENIERÍA MECÁNICA		12 - 17	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:			



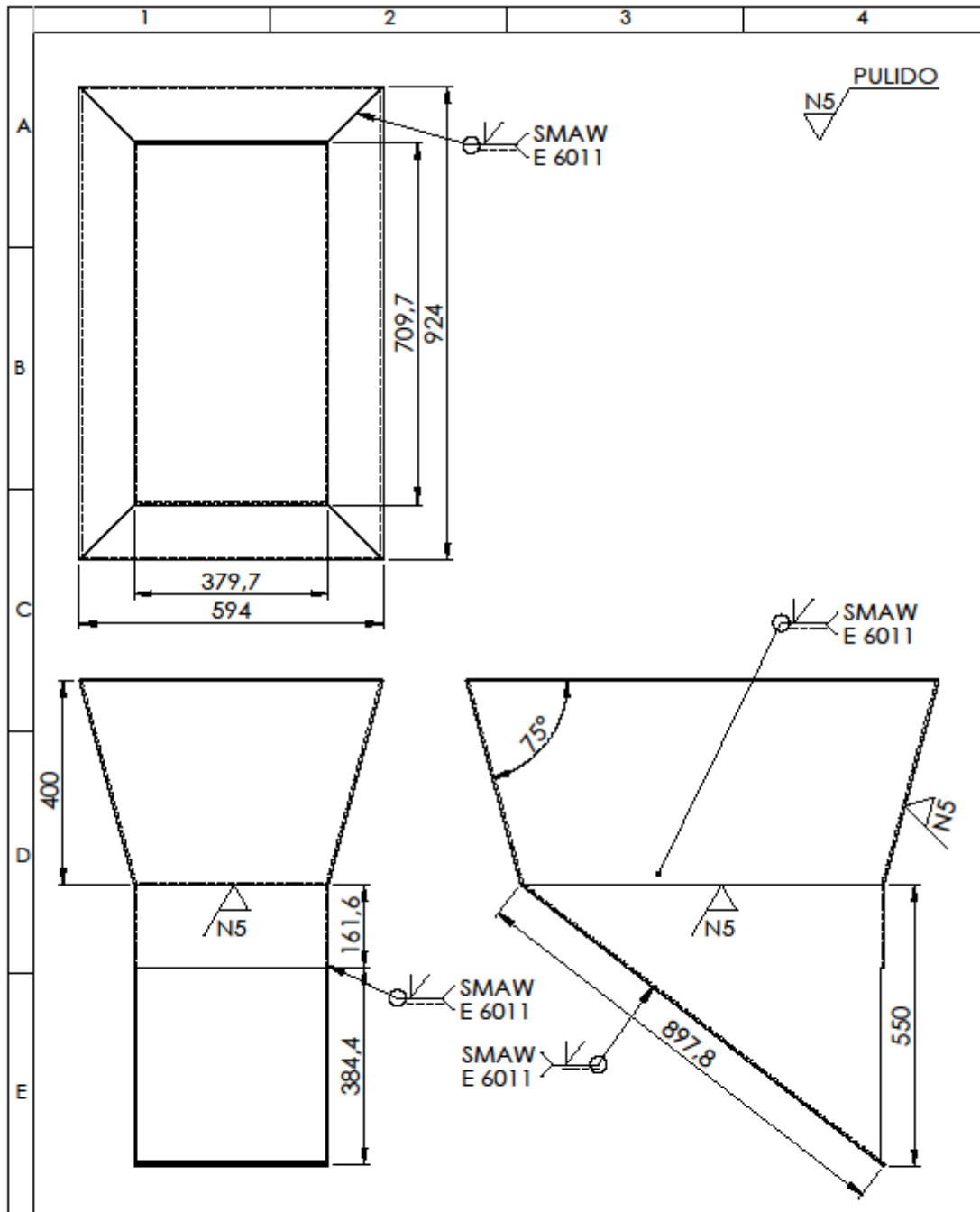
				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				:0.1	26449.25 gr	ALEACIÓN DE ALUMINIO	
				FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJÓ: 17/12/2017	Sebastián Ortega	Polea del motor - reductor	1:5
				REVISÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guamanáque		
				APROBÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guamanáque		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA:	REGISTRO:
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			13 - 17	
						SUSTITUCIÓN:	







				Tolerancia: ± 0.1	Peso: 167676 gr	MATERIAL: <b>Acero ASTM A36</b>	
				FECHA	NOMBRE	<b>Soporte tolva de entrada</b>	ESCALA: 1:20
				Dibujó: 17/1/2017	Sebastián Ortega		
				Revisó: 15/01/2018	Ing. Jorge Guzman Quijano		
				Aprobó: 15/01/2018	Ing. Jorge Guzman Quijano		
				<b>U.T.A.</b>		N.º DE DIBUJO: 15 - 17	REGISTRO: 
Estación	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERÍA MECÁNICA		Substitución:	



				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				±0.1	71956.8 gr	Acero ASTM A36	
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJÓ: 17/12/2017	Sebastián Ortega	Tolva de entrada	1:10
				REVISÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guamanriquez		
				APROBÓ: 15/01/2018	Ing. Jorge Guamanriquez		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA:	REGISTRO:
						16 - 17	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:			

