

**DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA CADENEADORA PARA
EL REACONDICIONAMIENTO DE TAMBORES
METÁLICOS**

ANDRÉS LEONARDO ACOSTA CAMACHO

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2009

**DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA CADENEADORA PARA
EL REACONDICIONAMIENTO DE TAMBORES
METÁLICOS**

ANDRÉS LEONARDO ACOSTA CAMACHO

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
ROMULO NIÑO DELGADO
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2009**

DEDICATORIA

A Dios,
A mis padres,
A mi novia y familiares.

Andrés Leonardo Acosta Camacho.

AGRADECIMIENTOS

A mi madre, la mujer a quien le debo todo lo que soy.

A mi padre, por su ejemplo de trabajo e invaluable respaldo y colaboración.

A mi hermana, por sus sonrisas y alegrías.

A mis familiares, por su apoyo y colaboración en momentos difíciles.

A mi novia, por su paciencia y ser mi compañera incondicional.

A mi director de proyecto, Rómulo Niño, por su tiempo y orientación.

A todos mis amigos, que me han acompañado en este proceso.

Andrés Leonardo Acosta Camacho.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. OBJETIVOS	3
1.1 OBJETIVO GENERAL	3
1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS	3
2. PROCESO DE REACONDICIONAMIENTO DE TAMBORES METALICOS	4
2.1 DESCRIPCION DE LOS TAMBORES METALICOS	9
3. DISEÑO CONCEPTUAL DE CADENEADORA PARA TAMBORES METALICOS	12
3.1 Requerimientos Generales	12
3.2 Parámetros Técnicos	13
4. DISEÑO DE CADENEADORA PARA TAMBORES METÁLICOS	17
4.1 Diseño de la estructura	
4.1.1 Estimación de Cargas	
4.2 Diseño de trenes de apoyo.	25
4.2.1 Diseño de eje de rotación.	25
4.2.2 Selección de chumacera.	29
4.2.3 Diseño de tren de apoyo.	31
4.3 Diseño de Sistema de Rotación para tambores.	33
4.3.1 Diseño de masas de rotación.	33
4.3.2 Estimación de velocidades angulares.	36
4.3.3 Diseño de Ejes.	37
4.3.3.1 Determinación preliminar de potencia necesaria.	39
4.3.3.2 Estimación preliminar de sprockets.	40

4.3.3.3 Estimación de cargas sobre eje.	41
4.3.4 Selección de chumaceras para ejes.	47
4.4 Diseño y selección de sistema de transmisión de potencia.	47
4.4.1 Selección de motor eléctrico y unidad de reducción.	48
4.4.2 Selección de la cadena de rodillos.	53
4.4.3 Selección de tensores.	54
5. CONSTRUCCION DE LA MAQUINA.	55
5.1 Fabricación de la estructura metálica.	55
5.2 Fabricación de los trenes de apoyo.	56
5.3 Montaje de ejes y chumaceras.	57
5.4 Armado de masas de rotación.	57
5.5 Montaje de sistema de rotación y sistema de transmisión de potencia.	58
5.6 Alineación de masas de rotación.	61
5.7 Montaje de motor eléctrico.	62
5.8 Montaje de cadenas de rodillos.	63
5.9 Montaje de tensores para cadenas.	63
5.10 Pintura de cadeneadora.	64
5.11 Montaje de estructura metálica en trenes de apoyo.	66
5.12 Conexión eléctrica y posición definitiva del motoreductor.	66
5.13 Montaje final de cadeneadora.	67
6. PUESTA EN MARCHA Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.	68
CONCLUSIONES	70
RECOMENDACIONES	71
BIBLIOGRAFÍA	72
ANEXOS	73

LISTA DE FIGURAS

	pág
Figura 1. Recepción y ubicación de tambores metálicos.	4
Figura 2. Tambor en proceso de inflado.	5
Figura 3. Tambor rotando con diluyente y cadenas.	6
Figura 4. Tambor metálico en proceso de limpieza interior en cadeneadora.	6
Figura 5. Tambor metálico en proceso de pintura.	7
Figura 6. Tambor después de proceso de reacondicionado.	8
Figura 7. Carrocería especializada para el transporte de tambores.	8
Figura 8. Tambores metálicos de diferentes capacidades volumétricas.	9
Figura 9. Tambor metálico cerrado de 55 galones.	10
Figura 10. Tambor metálico abierto.	11
Figura 11. Boceto de estructura general de cadeneadora.	14
Figura 12. Diseño conceptual de cadeneadora (Vista Isométrica).	15
Figura 13. Cadeneadora en vista frontal.	16
Figura 14. Cadeneadora en posición inclinada.	16
Figura 15. Dimensiones preliminares de masas de rotación.	18
Figura 16. Diagrama de cuerpo libre para estructura de cadeneadora.	20
Figura 17. Configuración de estructura con refuerzos.	22
Figura 18. Montaje de perfiles angulares sobre estructura.	22
Figura 19. Gráfico de factor de seguridad para estructura metálica.	23
Figura 20. Gráfico de deformaciones en estructura reforzada.	23
Figura 21. Gráfico de esfuerzo en estructura reforzada.	24
Figura 22. Configuración de eje de rotación y estructura.	25
Figura 23. Diagrama de esfuerzos para eje de rotación.	27
Figura 24. Diagrama de deformaciones para eje de rotación.	28
Figura 25. Diagrama del factor de seguridad para eje de rotación.	28
Figura 26. Eje de rotación en estructura metálica.	29
Figura 27. Configuración geométrica de tren de apoyo.	31
Figura 28. Tren de apoyo con chumacera y eje de rotación.	32
Figura 29. Configuración para masa de rotación.	33
Figura 30. Masas para rotación de tambores.	36
Figura 31. Distancia entre masas de rotación.	36
Figura 32. Relación de velocidades para tambor y masas.	37
Figura 33. Eje central crítico.	38
Figura 34. Sprocket para motor.	38

Figura 35. Configuración geométrica de eje.	41
Figura 36. Estado de cargas del eje.	42
Figura 37. Gráfico de esfuerzo sobre eje.	43
Figura 38. Gráfico de factor de seguridad en eje.	44
Figura 39. Motoreductor para cadeneadora.	52
Figura 40. Estructura metálica para cadeneadora.	55
Figura 41. Trenes de apoyo.	56
Figura 42. Base para fijación de chumaceras.	56
Figura 43. Montaje de chumaceras en ejes.	57
Figura 44. Montaje de masas de rotación.	58
Figura 45. Eje completo con cuatro masas de rotación.	58
Figura 46. Espacio para colocación de tambor metálico.	59
Figura 47. Montaje de ejes y distribución sobre estructura.	59
Figura 48. Montaje de chumaceras.	60
Figura 49. Montaje de sprocket en zona central de la estructura.	60
Figura 50. Masas sin alineación.	61
Figura 51. Cadeneadora con masas alineadas.	61
Figura 52. Alineación de sprocket.	62
Figura 53. Montaje del motoreductor sobre estructura metálica.	62
Figura 54. Montaje de cadenas de rodillos.	63
Figura 55. Montaje de tensores para cadenas de rodillos.	63
Figura 56. Trenes de apoyo con base epóxica.	64
Figura 57. Cadeneadora en proceso de pintura con capa final.	65
Figura 58. Pintura sobre masas de rotación.	65
Figura 59. Montaje de estructura sobre trenes de apoyo.	66
Figura 60. Posición final del motor en estructura inclinada.	66
Figura 61. Vista general de cadeneadora finalizada.	67
Figura 62. Detalle de posición final de tambores metálicos.	67
Figura 63. Rotación de tambores metálicos en posición horizontal.	68
Figura 64. Desgaste sobre reborde inferior de tambor.	69
Figura 65. Prueba de cadeneadora con topes giratorios.	69

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Especificaciones técnicas de tambores de 55 galones.	11
Tabla 2. Subsistemas de cadeneadora.	13
Tabla 3. Pesos aproximados a soportar por la estructura.	19

LISTA DE ANEXOS

	pág.
ANEXO A. PROPIEDADES DE TUBOS DE ACERO	74
ANEXO B. DIMENSIONES Y PROPIEDADES DE PERFIL U	75
ANEXO C. SOPORTE DE PIE PARA SISTEMA DE ROTACION	76
ANEXO D. GUIA PRÁCTICA PARA CÁLCULO DE MOTORES	77
ANEXO E. DIMENSIONES DE SPROCKET	78
ANEXO F. PROPIEDADES MECANICAS Y FISICAS DE ACERO SAE1045.	79
ANEXO G. DIMENSIONES DE CHUMACERAS PARA EJES.	80
ANEXO H. CRITERIOS SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.	81
ANEXO I. FORMULAS PARA SELECCIÓN DE MOTOREDUCTOR	82
ANEXO J. TABLAS DE SELECCIÓN MOTOREDUCTOR.	83
ANEXO K. TABLAS DE SELECCIÓN UNIDAD REDUCTORA.	85
ANEXO L. TABLAS DE SELECCIÓN CADENAS DE RODILLOS	86
ANEXO M. RECOMENDACIONES APLICACIÓN PINTURA EPÓXICA	88
ANEXO N. PLAN DE MANTENIMIENTO	89
ANEXO O. PLANOS	90

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CADENEADORA PARA EL REACONDICIONAMIENTO DE TAMBORES METALICOS *

AUTORES:

Andrés Leonardo Acosta Camacho. **

PALABRAS CLAVES:

Tambores metálicos, Reacondicionamiento, Maquinaria.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto es brindar soluciones industriales a las nacientes empresas enfocadas al reacondicionamiento de tambores metálicos, a través del desarrollo de maquinaria que permita agilizar la limpieza interna de los tambores de una manera fácil, eficiente y con bajos costos de inversión, contribuyendo no solo al sector industrial sino colaborando a la conservación del medio ambiente.

La cadeneadora, es una máquina que permite realizar la rotación simultánea de doce tambores metálicos de 55 galones, llenos de gravilla y soda caústica. Para garantizar la limpieza de toda la superficie interna, la máquina permite tres posiciones de rotación, por tal motivo cuenta con una estructura metálica y sistema de base de rotación. El funcionamiento de la máquina es alimentado por un único motoreductor eléctrico, que junto con un sistema de transmisión de potencia por cadenas de rodillos y un sistema de masas y ejes, permiten la rotación estimada para todos los tambores.

El resultado es una máquina funcional, económica, de fácil mantenimiento y resistente a las exigentes condiciones de servicio, todo esto gracias al desarrollo de un proceso de diseño, basado en un diseño conceptual y verificado con la ayuda de herramientas CAD (SolidWorks) y CAE (Cosmos), junto un cuidadoso proceso de manufactura Siendo así, se obtuvo una máquina con capacidad de girar doce tambores metálicos de 55 galones de manera simultánea, a una velocidad angular de 20 rpm, capaz de resistir 750 kg de peso y ofrecer 340 N,m para la rotación de los tambores, constituyendo una máquina fundamental para asegurar la calidad del proceso de reacondicionamiento.

*Trabajo de Grado

**Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Rómulo Niño.

SUMMARY

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF OIL DRUMS WASHING MACHINE *

AUTHORS:

Andrés Leonardo Acosta Camacho **

KEY WORDS:

Oil Drum, Machinery, Recycle.

DESCRIPTION:

The objective of this project is to offer industrial solutions to the new industries approach to the oil drum recycle process, through of the machinery development for to improve the internal cleaning of the oil drums, making this process efficient, easy and economic, to help to improve the industrial sector and the environment.

The oil drum washing machine is a machine that let the simultaneous rotation of twelve oil drums of 55 gallons, with small stones and caustic soda inside. With the purpose of to guarantee the all internal surface cleaning, the metallic structure and rotation system base let three rotation positions. The machine power is supplied for an only gear motor unit, together to power chain transmission system, shafts and cylinder system, let the right rotation for all oil drums.

The result is a functional, economic, easy maintenance and strong machine, designed for demanding condition service. In the design process, from conceptual design to the final design, was used packages CAD (Solid Works) and CAE (Cosmos), together a careful manufacturing process. The final result is a machine with capacity of wash and turn twelve oil drums, to 20 rpm, strong to 750 kg of weight, and offer 340 N.m for the rotation process, became this machine in the fundamental tool for ensure the quality of oil drums recycle process.

* Degree Work.

** Physical-Mechanical Engineering Faculty, Mechanical Engineering School, Eng. Romulo Niño.

INTRODUCCIÓN

En los últimos años, ante los graves problemas ambientales que afronta el planeta, resulta de vital importancia la generación de estrategias a gran escala que permitan contribuir a mitigar el daño generado a la naturaleza durante el desarrollo de los procesos industriales. Con este fin actualmente los esfuerzos se han enfatizado en buscar alternativas que permitan emplear diferentes fuentes de energía y recuperar la mayor cantidad de materiales posibles para su reutilización en procesos industriales.

Bajo este contexto, una de las empresas más importantes de nuestro tiempo, como lo es la industria de insumos químicos y petroquímicos, ha desarrollado la posibilidad de reacondicionar los tambores metálicos de 55 galones, depósitos donde son envasados aceites, grasas, productos químicos, detergentes industriales y residuos tóxicos, junto con una amplia gama de productos de la industria petrolífera. El hecho de reacondicionar estos tambores resulta un gran aporte en la reducción de material virgen disponible para su fabricación y consumo de energía en dicho proceso.

Actualmente, en la región han surgido iniciativas orientadas a implementar el proceso de reacondicionamiento de tambores metálicos de 55 galones, proceso que conlleva el desarrollo de una serie de máquinas que tiene como propósito remediar los daños que pueden tener los tambores durante su uso, transporte y almacenamiento.

Una de estas máquinas es la denominada cadeneadora, encargada de la limpieza interior de los tambores metálicos, proceso de vital importancia, ya que garantiza la no contaminación de los productos envasados en los tambores reacondicionados.

Teniendo en cuenta las razones anteriores, se ha desarrollado la presente tesis de grado, la cual tiene como fin el diseño y construcción de una máquina cadeneadora, que permita la limpieza interna de doce tambores simultáneamente,

basándose en criterios de funcionabilidad y economía, con el fin de respaldar el naciente sector empresarial regional dedicado a esta actividad económica, afianzando ampliamente la relación Universidad –Industria, reafirmando el importante papel que cumple la Universidad como ente generador de progreso sostenible y mejoramiento de la sociedad y su ambiente.

En el primer capítulo, se encuentran generalidades sobre el proceso de reacondicionamiento de tambores metálicos, que permitirán al lector entender de manera clara la importancia de la cadeneadora dentro de la cadena productiva, además se muestra la descripción técnica de los tambores metálicos de 55 galones que son empleados para el proceso.

Posteriormente, en el capítulo 2, se expone todas las fases superadas para realizar el diseño de la cadeneadora, describiendo desde el diseño conceptual hasta el diseño de detalle, haciendo uso de herramientas CAD Y CAE como SolidWorks y Cosmos, junto a esto, se muestra el proceso de selección de elementos mecánicos para el funcionamiento integral de la cadeneadora.

Finalmente se plantean los resultados y posibles mejoras o accesorios para optimizar el funcionamiento de la máquina.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Afianzar la relación entre la Universidad y el sector industrial, a través de brindar soluciones óptimas a las necesidades que se le presentan a las empresas fabricantes de maquinaria, otorgando conocimiento y herramientas teóricas que permitan orientar nuevas tendencias de fabricación de maquinaria y desarrollar equipos más confiables y eficientes para todo el sector de la reutilización de tambores metálicos convirtiéndose en un ente generador de progreso y de desarrollo tecnológico para la región y el país.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar a través de herramientas CAD y CAE como SolidWorks y Cosmos, la estructura metálica, masas y ejes necesarios para el funcionamiento óptimo de la cadeneadora de 12 tambores metálicos.
- Seleccionar los componentes necesarios para la transmisión de potencia por cadena, como los son piñones, chumaceras, cadenas y tensores, adecuados para un torque aproximado de 320 N.m, necesarios para la rotación de la totalidad de los tambores metálicos.
- Selección de sistema moto reductor, con el régimen de velocidad angular y potencia necesaria para la rotación de tambores metálicos de 55 galones a 20 rpm aproximadamente.

2. PROCESO DE REACONDICIONAMIENTO DE TAMBORES METÁLICOS

El proceso de reacondicionamiento de tambores metálicos comprende una serie de operaciones encaminadas a obtener como resultado final un tambor apto para el envase, caracterizado por su alta resistencia mecánica, ligereza, hermeticidad y opacidad. Las fases que comprende el proceso de reacondicionamiento de tambores cerrados son:

Recepción

En este paso se registra la entrada de los tambores en la Planilla de Ingreso de Tambores, donde se especifica las sustancias que contiene y su procedencia. Estos tambores se reciben de diferentes proveedores de lubricantes, grasas y aceites

Figura 1. Recepción y ubicación de tambores metálicos.



Identificación y Clasificación

Los tambores son organizados principalmente de acuerdo a la sustancia que contienen y de acuerdo a su calidad, es decir, su estado físico actual.

Prueba Neumática y Desabollado

El tambor es colocado en una máquina denominada infladora, la cual permite introducir aire a través del orificio de $\frac{3}{4}$ de pulgada, a una presión que oscila entre 70 y 120 psi, dependiendo del espesor de la lamina del tambor. A través de esta prueba se verifica la hermeticidad del tambor y se pueden desabollonar los golpes que pueda presentar el tambor.

Figura 2. Tambor en proceso de inflado.



Escurrimiento

Los tambores son colocados en forma inclinada para que puedan escurrir los productos que han quedado después de su uso, posteriormente se saca estos residuos y son depositados en otros tambores para su disposición y tratamiento final.

Limpieza interior con cadeneadora

Esta fase comprende varios pasos, el primer paso consiste en introducir en el tambor un diluyente desengrasante con cadenas, y son colocados en una máquina para que giren y toda la superficie interior del tambor sea limpiada. Este proceso con diluyente y cadenas se realiza especialmente para tambores con residuos de aceite, debido a que la remoción de los residuos no es complicada.

Generalmente para los tambores con residuos de grasas, resinas o fluidos de viscosidad alta, que dejan residuos difíciles de remover en el interior, se introduce en el tambor soda cáustica con gravilla y es montado en la cadeneadora, la cual se encarga de rotar el tambor durante una hora a 20 rpm aproximadamente. La cadeneadora permite colocar el tambor en tres posiciones con el fin de limpiar toda la superficie interior del tambor de residuos, óxidos o partículas que puedan contaminar el producto a envasar, factor vital en el proceso de reacondicionamiento

En la última fase se realiza una limpieza final con disolvente limpio.

Figura 3. Tambor rotando con diluyente y cadenas.



Figura 4. Tambor metálico en proceso de limpieza interior en cadeneadora.



Lavado exterior

El lavado exterior se hace sobre una estructura giratoria con jabón detergente, disolvente y agua, con el fin de quitar cualquier residuo exterior y quitar el screen litografiado que trae el tambor.

Enjuague

Se realiza un enjuague final con agua a presión, con el fin de retirar todo residuo de soda cáustica. Además con el uso de pulidora se retira cualquier tipo de pintura fisurada o rayones sobre la superficie.

Secado Interior

El tambor se seca en su interior mediante el uso de aspiradora. Junto a esto, se hace una inspección mediante una lámpara, la cual se introduce en el tambor y se limpia mediante trapos las posibles partes donde se presenten residuos.

Pintado

Estando el tambor seco, se pasa a la cabina de pintura, donde es montado sobre un burro, el cual se encarga de hacer rotar el tambor a 45 rpm. El tambor es pintado con pistolas de alta presión y pintura sintética, con los colores de acuerdo al cliente. Posteriormente se saca de la cabina y se deja secar la pintura a temperatura ambiente o se pasa a un horno de secado.

Figura 5. Tambor metálico en proceso de pintura.



Litografiado

Esta fase consiste en colocar los logos especificados por cada cliente, este proceso se realiza mediante el uso de un screen y tintas especiales.

Control de calidad

El tambor es revisado tanto exterior como interiormente con el fin de asegurar una buena presentación y que no se presente sustancias ni humedad en su interior. Superada esta fase se pasa al sector de entrega.

Figura 6. Tambor después de proceso de reacondicionado.



Entrega y Embalaje

Este paso final consiste en primera instancia en forrar cada uno de los tambores con una lámina de cartón para protegerlo durante su transporte. Posteriormente se montan los tambores en carrocerías con capacidad de transportar 150 tambores, con destino final a cada compañía cliente.

Figura 7. Carrocería especializada para el transporte de tambores.



2.1 DESCRIPCIÓN DE LOS TAMBORES METÁLICOS

Los tambores comprenden una amplia gama de envases metálicos, empleados para almacenar y transportar todo de tipo de carga líquida, desde productos alimenticios hasta sustancias tóxicas, siendo comúnmente usados en la industria nacional para el transporte de lubricantes, grasas, aceites y resinas sintéticas.

Actualmente se fabrican tambores de diferentes capacidades volumétricas, que comprenden 28, 30 y 55 galones, de acuerdo al producto a almacenar, siendo el tambor de 55 galones de principal importancia, ya que es el tambor de mayor flujo comercial e industrial, motivo por el cual la máquina cadeneadora está diseñada para trabajar para el reacondicionamiento de este tipo de tambor.

Figura 8. Tambores metálicos de diferentes capacidades volumétricas.



La fabricación de tambores metálicos está normalizada de acuerdo a sus dimensiones y principalmente frente al tipo de revestimiento interno, para lo cual los tambores son homologados según normas UN, ADR y RID, garantizando seguridad para el transporte de sustancias peligrosas y alimenticias. Además todos los componentes del tambor deben cumplir los requerimientos de la normativa FDA sección 175-300 para el almacenamiento de pulpa de frutas y alimentos.

La capacidad mínima debe ser de 212 litros y con una altura que oscila en el rango de 85 a 92 cm, con una tara aproximada de 15 a 18 kg.

Los materiales empleados para la fabricación son principalmente lámina Cold Rolled DIN 1623/ST 1203 con una dureza 52 RW, las uniones son presionadas y selladas con Darex DL-14, para garantizar hermeticidad. La película de revestimiento exterior del tambor es de 0,0001 pulgadas, realizada en pintura anticorrosiva horneable y los tapones tienen un diámetro de 2 y $\frac{3}{4}$ de pulgadas, fabricados en acero, acero lacado o polipropileno.

Además en el interior del tambor puede hacerse de manera opcional un recubrimiento con lacas o recubrimientos epóxicos de acuerdo al producto a envasar. Por otro lado de acuerdo al logo de las diferentes compañías se realiza un litografiado o screen sobre el tambor, con el fin de identificar su procedencia y cumplir con la normatividad para la identificación de sustancias envasadas, la compañía envasadora y la empresa encargada del proceso de reacondicionamiento.

Generalmente, en la industria se encuentran dos tipos de tambores de 55 galones, de acuerdo al tipo de producto que manejan y el tipo de tapa que dispone. Los dos tipos de tambores aptos para el proceso de reacondicionamiento son:

Tambor cerrado. También conocido como tambor de tapa fija o tambor de dos tapones de rosca, es el tambor de mayor demanda industrial y es usado especialmente en el envase y almacenamiento de resinas, aceites lubricantes, aceites comestibles, aceites de pescado, detergente industrial, productos agrícolas y productos químicos esenciales. Generalmente es empleado para productos de baja viscosidad, ya que se tiene que asegurara que el cargue y el descargue se haga a través de los dos orificios que posee en la tapa.

Figura 9. Tambor metálico cerrado de 55 galones.



Tambor abierto. También conocido como tambor de tapa removible o tapa ajustable con aro de aluminio y tornillo, es usado principalmente en el transporte de grasas, tintas, pinturas, pulpa de frutas, miel y jugos concentrados. Es especializado para el transporte de alimentos, ya que se facilita la aplicación y control de calidad sobre el recubrimiento interno del tambor.

Figura 10. Tambor metálico abierto.



A pesar de la normatividad, los fabricantes de tambores metálicos como Imco, Reyde, Van Leer y Fembasa presentan diferentes configuraciones de tambores de 55 galones, manteniendo constante el diámetro del cilindro en 58,5 cm y variando e la altura, el calibre del acero empleado y la configuración de las venas, encargadas de brindar resistencia mecánica al tambor, situación que se tuvo en cuenta para garantizar la versatilidad y operación de la cadeneadora. A continuación se muestra las posibles configuraciones en las que se comercializan los tambores de 55 galones.

Tabla 1. Especificaciones técnicas de tambores de 55 galones.

Capacidad Nominal(litros)	Espesor Cuerpo (mm)	Espesor Tapa/Fondo(mm)	Altura Exterior(mm)	Tara Aproximada(kg)
217,5	0,7	0,9	900	14
225	0,7	0,9	920	14
210	0,8	1	885	15,6
217,5	1	1	900	18
225	1	1	920	18
217,5	1,2	1,2	900	22

3. DISEÑO CONCEPTUAL DE CADENEADORA PARA TAMBORES METÁLICOS

3.1 Requerimientos Generales

Como fase inicial del proceso de diseño conceptual se establecieron los criterios óptimos para el funcionamiento de la cadeneadora, los cuales fueron:

- La estructura de la cadeneadora debe estar dimensionada para el trabajo y rotación de 12 tambores simultáneamente.
- La máquina debe estar configurada para el manejo de dos filas de seis tambores, para reducir tamaño.
- En la configuración de la cadeneadora se debe asegurar la no interferencia del movimiento de un tambor con otro.
- La cadeneadora debe tener puntos fijos que permitan rotación, para colocación de tambores en tres posiciones, dos inclinadas y una horizontal. La posiciones inclinadas deben tener un ángulo de 50 grados, con respecto a la horizontal, para garantizar que los tambores metálicos se mantengan en su posición durante el proceso de rotación y no tiendan a presentar saltos o tendencia a salirse de la estructura.
- La estructura de la máquina debe ser a la vez resistente y liviana para facilitar el manejo por parte de operarios.
- La fuente de potencia debe ser un motor eléctrico y estar integrado a la estructura de la cadeneadora.
- Los elementos de transmisión de potencia y la estructura deben ser lo suficientemente resistentes y protegidos contra un ambiente de trabajo pesado.
- A petición de los operarios se debe garantizar un alto rendimiento al desgaste y durabilidad de los elementos mecánicos con el fin de reducir el mantenimiento.

3.2 Parámetros Técnicos:

La definición de los parámetros técnicos fue un paso vital para establecer criterios de dimensionamiento y hacer un acercamiento preliminar a la configuración y disposición de los diferentes sistemas de la cadeneadora. Los parámetros técnicos son:

- La altura de los tambores metálicos tiene un mínimo de 88 cm y un máximo de 92 cm.
- El peso total aproximado de cada uno de los tambores es de 65 kg.
- El diámetro estándar de todos los tambores de 55 galones es 58,5 cm.
- La velocidad angular de los tambores metálicos debe ser un rango de 25 a 30 rpm, para permitir una limpieza interior eficiente.

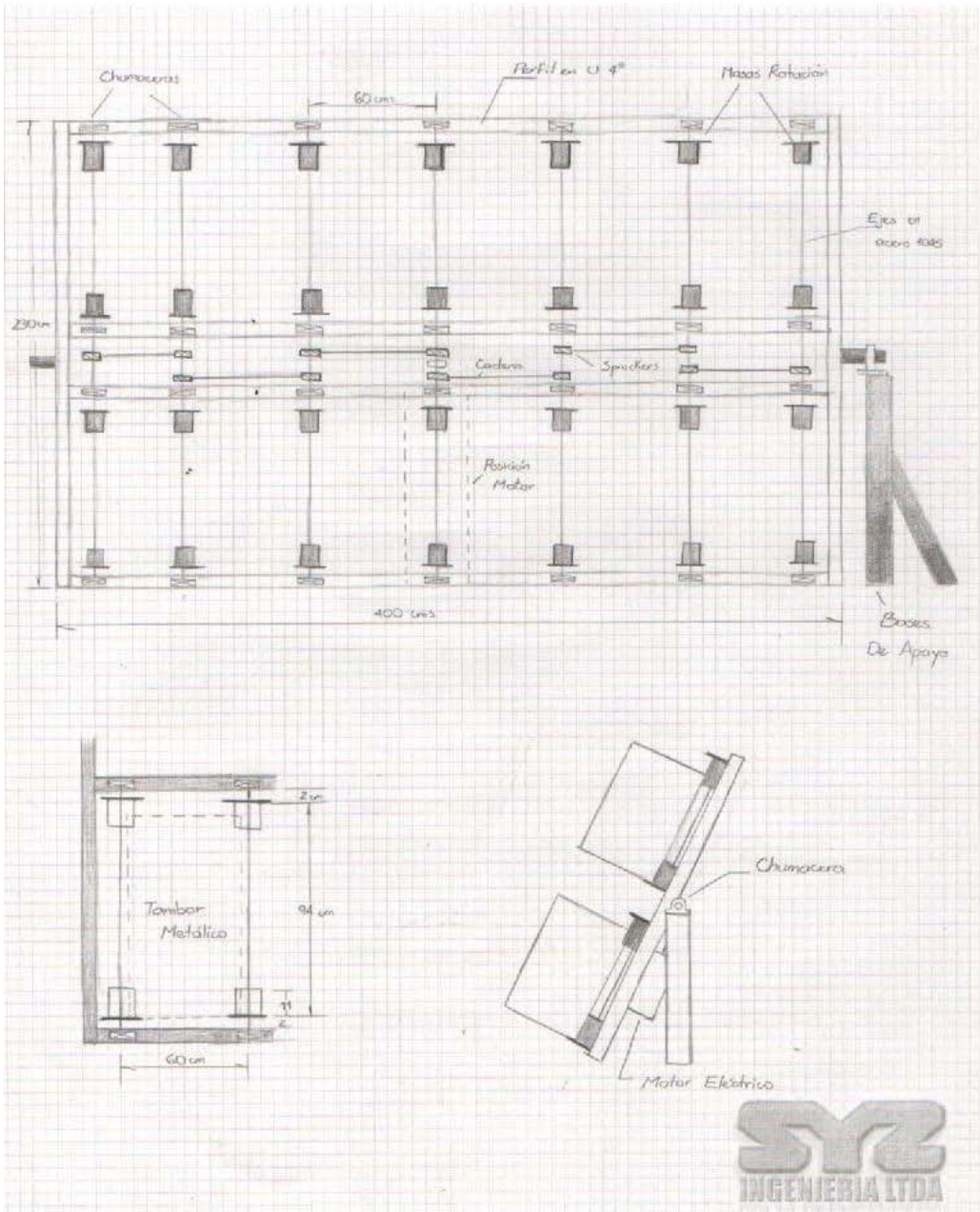
Teniendo como premisa estos parámetros, se establecieron los subsistemas que permiten el funcionamiento de la cadeneadora y se plantearon sus posibles componentes mecánicos mediante búsqueda en catálogos y bocetos preliminares, generando una alternativa de diseño total para ser analizados posteriormente con la ayuda de software como SolidWorks y Cosmos.

Tabla 2. Subsistemas de cadeneadora.

Sistema de Potencia	Motor eléctrico con motoreductor
Estructura	Perfil en C
Sistema de Transmisión de Potencia	Cadenas y Piñones. Ejes en acero, chumaceras
Sistema de rotación	Masas metálicas huecas, con ejes y chumaceras.
Giro de máquina	Bases tubulares con sistema rotativo.

Con este fin se realizaron una serie de bocetos a mano alzada, que permitieran hacer una visualización preliminar de la configuración geométrica de la cadeneadora y la ubicación tentativa de sus componentes.

Figura 11. Boceto de estructura general de cadeneadora.



Luego, tomando como base estos bocetos e ideas preliminares, junto con la ayuda de SolidWorks se realizó el modelamiento CAD de la cadeneadora, estableciendo las dimensiones necesarias para asegurar la rotación de los doce tambores y sirviendo como guía para los posteriores pasos, verificación y selección de sistemas mecánicos.

Figura 12. Diseño conceptual de cadeneadora (Vista Isométrica).

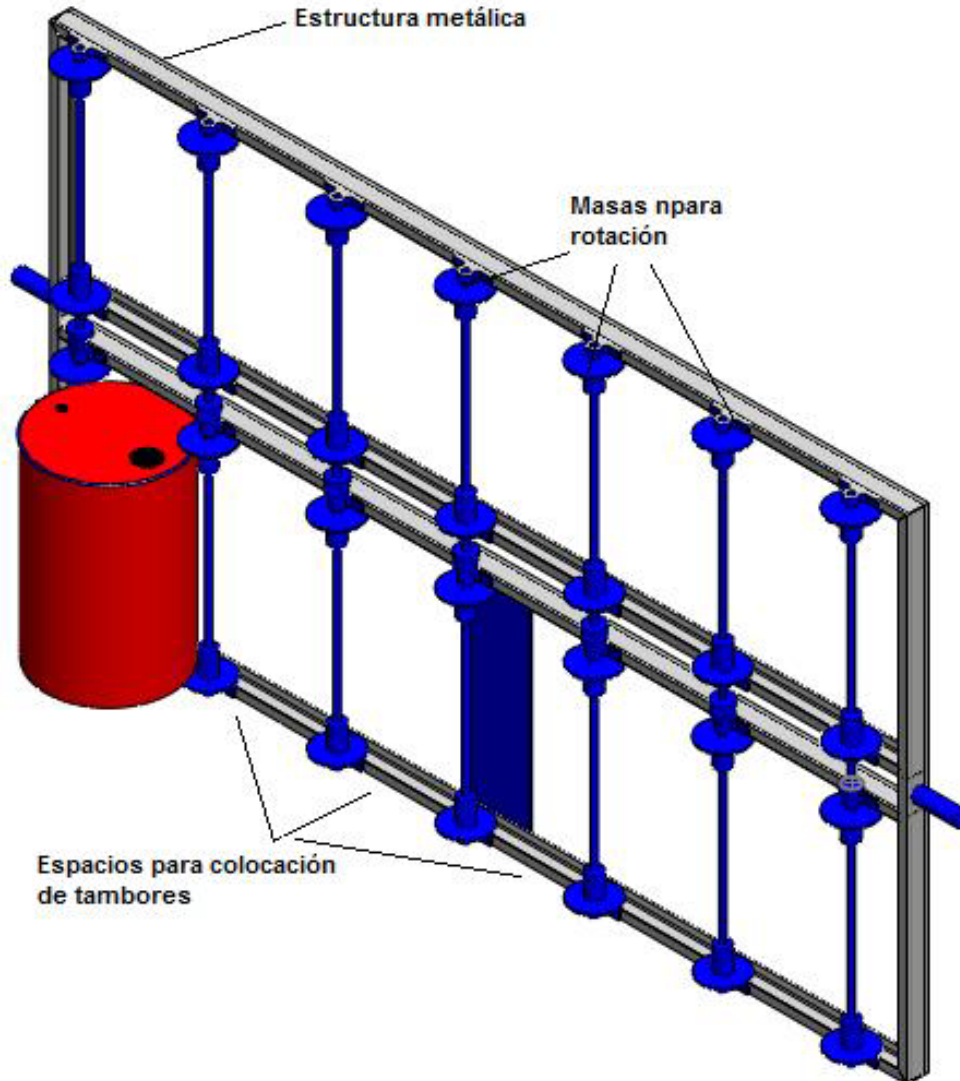


Figura 13. Cadeneadora en vista frontal.

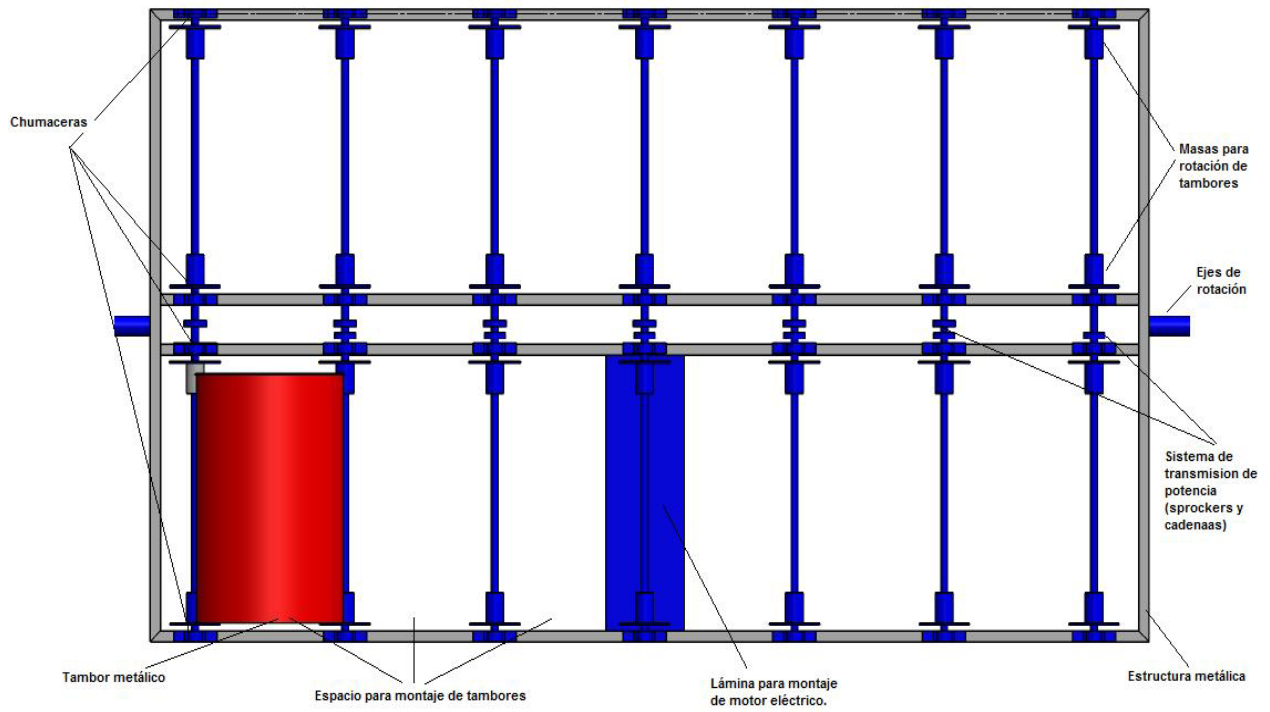
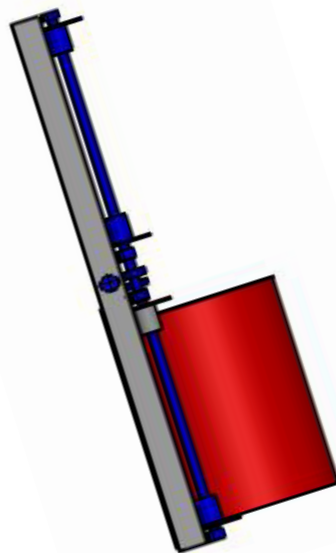


Figura 14. Cadeneadora en posición inclinada.



4. DISEÑO DE CADENEADORA PARA TAMBORES METÁLICOS

Posteriormente a la configuración geométrica de la cadeneadora, se realizó el diseño definitivo y de detalle para cada uno de los subsistemas, realizando la selección de componentes mecánicos, esto soportado mediante el empleo de catálogos técnicos, y la verificación de su comportamiento mecánico mediante Cosmos.

4.1 Diseño de la estructura

Para la cadeneadora, su estructura metálica constituye el elemento principal de soporte, ya que debe ser lo suficientemente resistente para soportar el peso de los 12 tambores cargados, el peso del motor eléctrico y los elementos encargados de la transmisión de potencia. Junto a esto, su configuración debe permitir el montaje de los elementos y permitir la rotación total de la máquina.

Como resultado del proceso de diseño conceptual se estableció unas dimensiones de 4 m de largo y 2,3 de ancho, con dos perfiles centrales, entre los cuales se montan los accesorios para el sistema de transmisión de potencia. Tomando como criterio la disponibilidad en el mercado local, la facilidad para el montaje y su utilidad como elemento estructural, se seleccionó como elemento base de la estructura un perfil en U, fabricado en acero A36. Luego a través de la estimación de la carga a soportar y la necesidad del montaje de las chumaceras determinar el ancho y perfil exacto a emplear, mediante cálculos de deformación y esfuerzo, y su posterior verificación a través del uso de Cosmos.

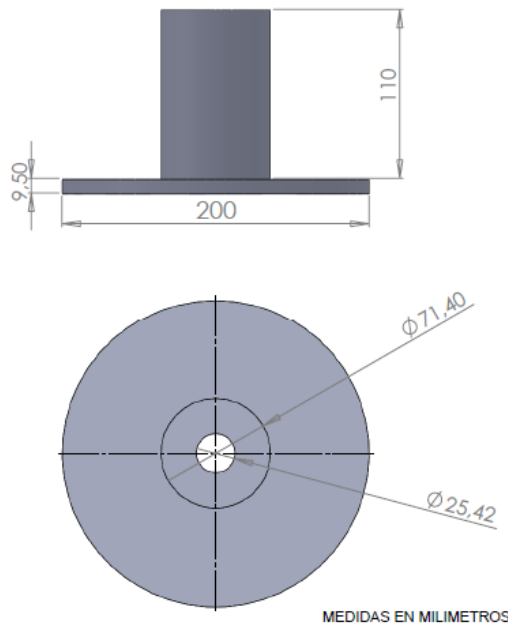
4.1.1 Estimación de Cargas

Para estimar las cargas que soporta la estructura, fue necesario hacer la aproximación del peso de cada uno de los componentes, basados en el tamaño previsto en la fase de diseño conceptual, tamaño que fue revisado y verificado con el diseño o selección de cada uno de los componentes. Además fue necesario

considerar un factor de sobrepeso correspondiente al 15%, referente a la posible variabilidad del peso que pueden presentar los tambores llenos de gravilla.

El peso para cada una de las 28 masas de rotación, es calculado tomando en primera instancia sus dimensiones, el peso longitudinal del tubo de perforación (8,6 kg/m) y una densidad para el acero 1045 igual a 0,00787 kg/cm³. Las propiedades de este tubo se pueden observar en el Anexo A.

Figura 15. Dimensiones preliminares de masas de rotación.



$$P_{\text{Masa de rotación}} = (8,6 \text{ kg/m} \times 0,11 \text{ m}) + (0,1^2 \times \pi \times 0,0095 \times 7850) = 3,28 \text{ kg}$$

Para el peso del tambor se tiene en cuenta el peso en vacío más el peso correspondiente a la gravilla junto a la soda caustica disuelta.

$$P_{\text{Tambor}} = 1,15(\text{Tara} + \text{Peso gravilla}) = 1,15(22 + 34) = 65 \text{ kg.}$$

Los ejes encargados de transmitir la rotación del motor a las masas, tienen un diámetro de 1 pulgada y un largo de 2,3 m, y fabricados en acero 1045.

$$P_{\text{Ejes}} = (1,27^2 \times \pi \times 230 \times 0,00787) = 9,17 \text{ kg.}$$

Tabla 3. Pesos aproximados a soportar por la estructura.

Cantidad	Ítem	Peso Aproximado (kg)	Peso total (kg)
12	Tambor cargado con gravilla	65	780
1	Motor eléctrico	70	70
28	Masas de rotación	3,28	92
7	Ejes en acero 1045	9,17	65
28	Chumaceras	0,4 kg	12

En su totalidad, la carga que debe soportar la estructura es 1019 kg, (10190 N) distribuidos simétricamente de acuerdo a la colocación de los tambores metálicos y el motor eléctrico.

Para realizar el análisis previo, se tomó como referencia un perfil estructural en U o también conocido como canal en C con denominación 4" x 5,4, ya que este perfil tiene las dimensiones mínimas necesarias para la colocación en el ala de las chumaceras que sostienen los ejes. Las dimensiones y características técnicas de este perfil se pueden observar en el Anexo B. Además para aproximar el comportamiento mecánico, se tomó cada perfil como una viga soportada en sus extremos, ya que como estructura en conjunto debería tener la menor deformación posible en su posición horizontal.

Ahora, para determinar la posición de las fuerzas dentro de la estructura, de nuevo se basa en la configuración geométrica de la cadeneadora, teniendo en cuenta que el punto de acción de las fuerzas (peso del tambor cargado + peso de las masas de rotación + peso de los ejes) se encuentra sobre las chumaceras, que son elementos encargados de ligar el subsistema de rotación con la estructura. Además, se tiene como ventaja la simetría de la máquina, ya que el estado de esfuerzos se repite para cada una de las secciones estructurales dispuestas para los doce tambores.

Finalmente se establece la posición crítica como la horizontal y a partir de esta posición se realizan los distintos análisis.

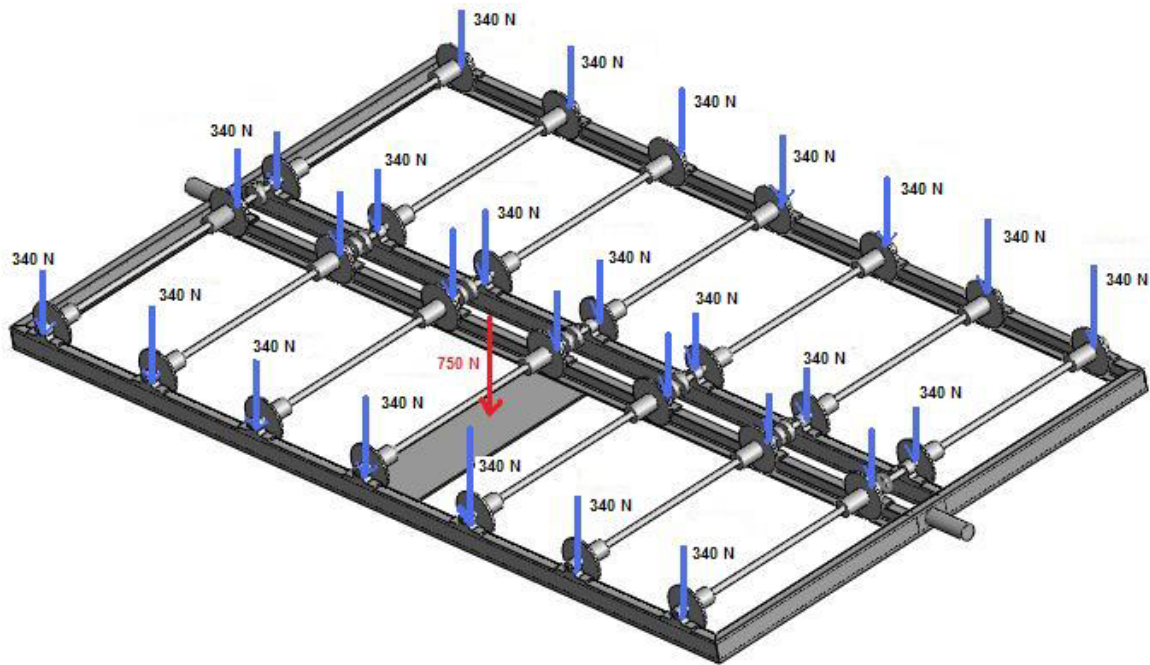
El peso para cada una de las chumaceras, tomando en cuenta la totalidad de los pesos es:

$$P_{chumacera} = \frac{(780 + 92 + 65 + 12)kg}{28} (10 m/s^2) = 338,9 N \approx 340N.$$

Para el motor se tiene:

$$P_{motor} = (70kg \times 10 m/s^2) = 700N.$$

Figura 16. Diagrama de cuerpo libre para estructura de cadeneadora.



Al evaluar el diagrama de cuerpo libre, se verificó la posibilidad de simplificar el análisis de la estructura, reemplazando la acción de cada una de las fuerzas, por una fuerza uniformemente distribuida aplicada a lo largo de cada uno de los perfiles. Al identificar la separación entre las chumaceras y la simetría se estableció los valores de carga distribuida:

$$L_{\text{entre chumaceras}} = 0,6m.$$

$$Carga\ distribuida = \frac{340}{0,6} = 566,66\ N/m.$$

Con estas cargas se planteó el análisis de la estructura con herramienta CAE, soportando la estructura en cada uno de los puntos de unión de los perfiles, comportamiento aproximado a la realidad, ya que los cuatro nodos centrales están soportados por los trenes de apoyo de la estructura e implica la colocación de mínimo de los dos apoyos de los extremos para el funcionamiento y no deformación de la máquina en posición horizontal.

Siendo la deformación uno de los parámetros críticos para la estructura, e identificando que la zona central está sometida a la posibilidad de grandes deformaciones, situación que se podría presentar en caso de no colocar los apoyos pertinentes o una mala operación de la máquina, afectando en forma drástica el funcionamiento de la cadeneadora.

Ante esto y en pro de prevenir posibles colapsos y brindar un alto rango de confiabilidad fue necesario reforzar la estructura mediante perfiles angulares que sirvan de tensores y apoyos contra la deformación excesiva.

Para este caso, se empleó un perfil angular de 2 pulgadas con un espesor de $\frac{1}{4}$ de pulgada, soldado con electrodo revestido 7018 y solidario a cada uno de los cuatro perfiles en C. La posición de los perfiles a lo largo de la estructura es de 1,4 metros con respecto al extremo del perfil en C, esto con el fin de lograr simetría y repartición uniforme de los espacios en la estructura. Además los refuerzos cumplen una doble tarea, aparte de no permitir la deformación en la zona central de la estructura, también permite conservar la forma y las distancias entre perfiles, ya que durante el proceso de soldadura, debido al calor generado, el marco estructural tiende a abrirse o cerrarse, fenómeno de desalineamiento totalmente indeseable para el óptimo funcionamiento de la cadeneadora.

Figura 17. Configuración de estructura con refuerzos.

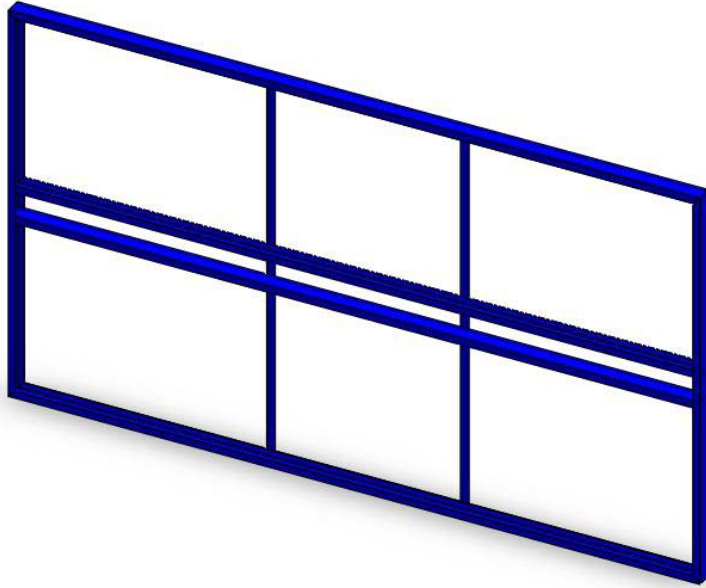
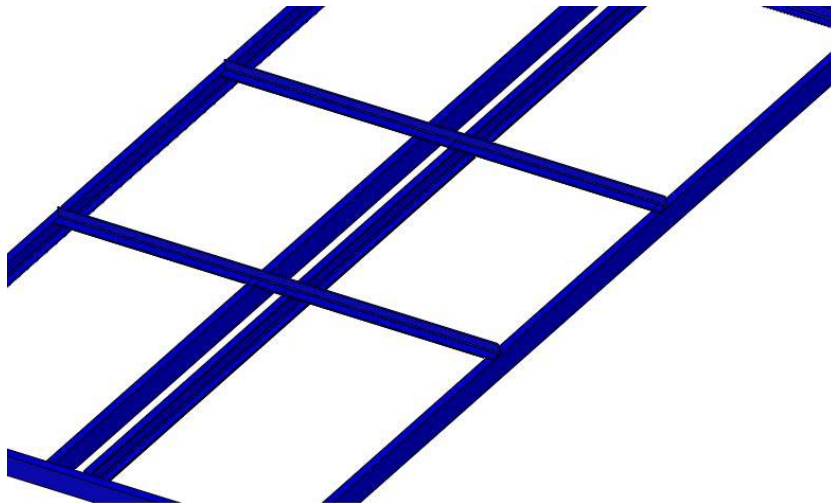
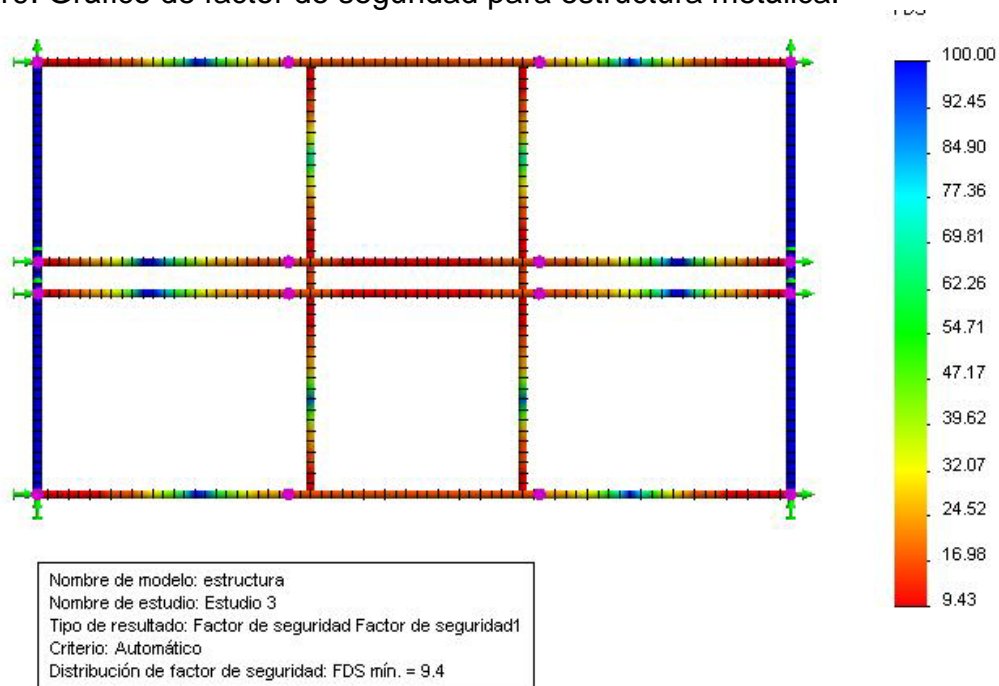


Figura 18. Montaje de perfiles angulares sobre estructura.



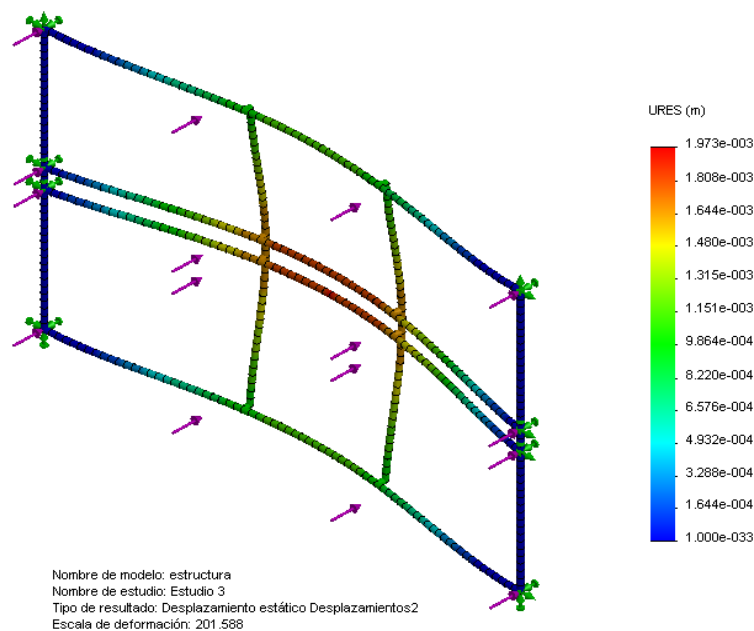
Posteriormente se realizó el análisis CAE con el estado de cargas descrito, con el propósito de verificar las ventajas del montaje de estos refuerzos y analizar primordialmente la deformación estructural.

Figura 19. Gráfico de factor de seguridad para estructura metálica.



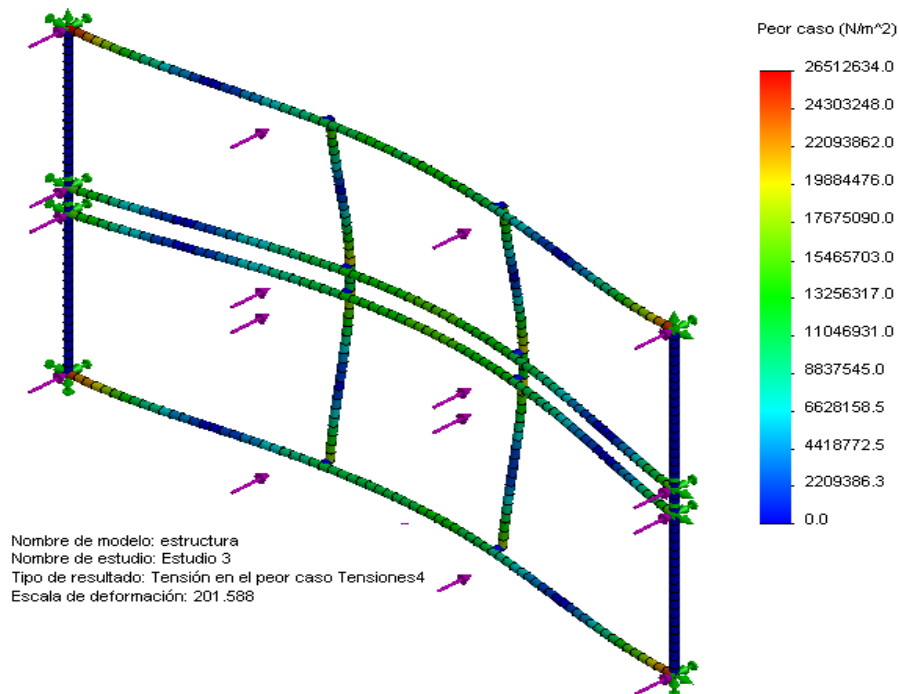
Se analizó en primer lugar el factor de seguridad para la estructura, con el fin de garantizar su estabilidad, dando como resultado un valor mínimo de 9, 43, óptimo para la estructura metálica.

Figura 20. Gráfico de deformaciones en estructura reforzada.



Ahora, con el anterior gráfico se analizó la deformación máxima de la estructura correspondiente a $1,97 \times 10^{-3} \text{ m}$, valor aceptable para el funcionamiento de la máquina.

Figura 21. Gráfico de esfuerzo en estructura reforzada.



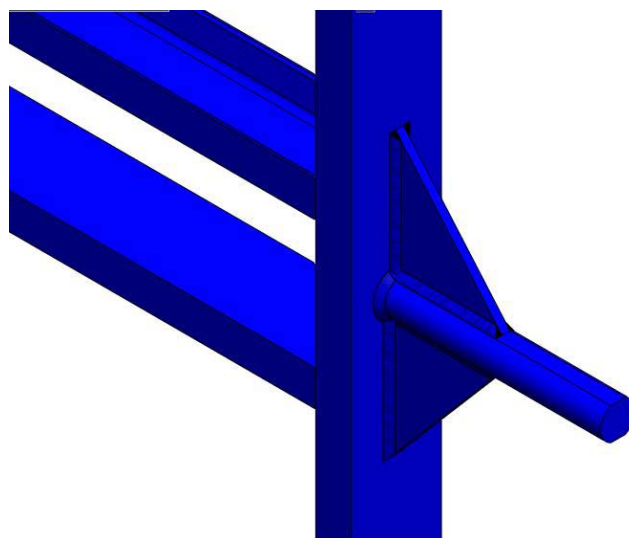
Al revisar la anterior gráfica, se verifica la estabilidad de la estructura frente a las cargas planteadas, dando como resultado un esfuerzo máximo de 26 Mpa, comparado al esfuerzo máximo permisible del acero A36 igual a 250 Mpa. Además el análisis de la estructura permite observar que las zonas de mayor esfuerzo se presentan en las intersecciones de los perfiles, motivo por el cual fue necesario realizar un proceso de soldadura minuciosa en estas zonas, con electrodo AWS E 7018.

4.2 Diseño de trenes de apoyo

Los trenes de apoyo constituyen uno de elementos vitales para el adecuado funcionamiento de la cadeneadora, ya que en su parte superior va montada a cada lado una chumacera, que junto a los ejes, son los encargados de permitir la rotación de la máquina y facilita colocarla en posición inclinada para la limpieza de los tambores. Además la estructura de los trenes de apoyo debe ser lo suficientemente robusta para garantizar la estabilidad de la cadeneadora mientras está en funcionamiento.

4.2.1 Diseño de eje de rotación. El eje es un elemento fundamental para la rotación de toda la estructura de la cadeneadora. El eje fue seleccionado en acero AISI 1045, con un diámetro de 1 ½ pulgada y largo 25 cm, solidario a la estructura mediante soldadura con electrodo revestido AWS E-7018. Al ser amplia la posibilidad de falla en la soldadura con esta configuración, ya que el eje estaría unido a la estructura con un solo cordón, se optó por el montaje de dos cartelas triangulares o también conocidos como pie de amigo de 12 x14 cm, con un espesor de 3/8 de pulgada, refuerzos que van solidarios al eje y a la estructura, permitiendo así aumentar el área resistente y disminuir la posibilidad de desprendimiento de la soldadura.

Figura 22. Configuración de eje de rotación y estructura.



Además el montaje de estas dos cartelas permite garantizar que durante el proceso de soldadura el eje permanezca en su posición inicial y no se desvíe, consecuencia del calor ya que juntos ejes, uno a cada extremo de la estructura, deben estar totalmente alineados, para una rotación efectiva.

Como cálculo preliminar, se estima el comportamiento del eje a esfuerzo cortante y su comportamiento como viga.

$$P = 5019N.$$

$$\tau = \frac{P}{A}, \text{ donde}$$

P = carga solicitante

A = área resistente a corte,

$$A = \frac{\pi \times D^4}{4} = \frac{\pi \times 3,81^2}{4} = 11,40cm^2.$$

$$\tau_{solicitado} = \frac{5019}{11,41} = 440 N / cm^2.$$

Para el acero AISI 1045 se tiene un esfuerzo cortante permisible

$$\tau_{per} = \frac{\sigma}{2} = \frac{54000}{2} = 27000 N / cm^2. \text{ comparando este valor con el esfuerzo solicitado}$$

se verifica el factor de seguridad amplio para el eje.

Ahora de acuerdo a la configuración, se verifica la deformación del eje considerando como viga, con un extremo empotrado, correspondiente al lado donde es soldado el eje a la estructura:

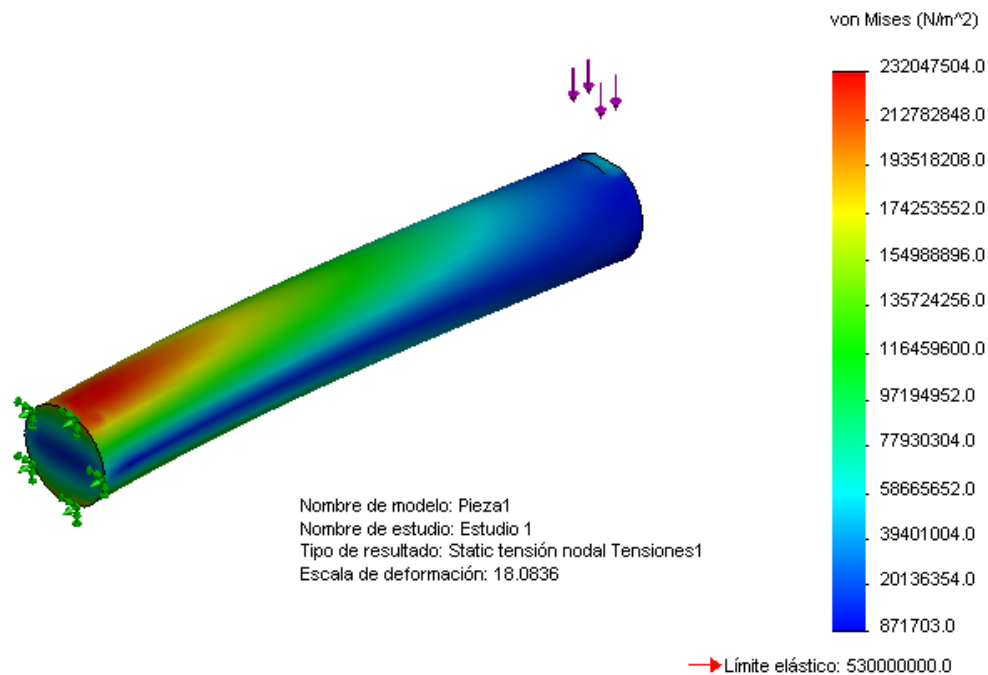
$$I = \frac{(\pi \times D^4)}{64} = \frac{\pi \times (3,81)^4}{64} = 10,34cm^4.$$

$$\delta = \frac{PL^3}{3EI} = \frac{5019 \times (25^3)}{3 \times 20 \times 10^6 \times 10,34} = 0,1264cm$$

La deformación en el extremo del eje es de 0,12 cm, valor aceptable para la estructura, ya que este valor crítico se ve reducido por la acción de los refuerzos colocados al eje, además esta situación está tomada en la ausencia de los demás apoyos necesarios para el funcionamiento de la cadeneadora.

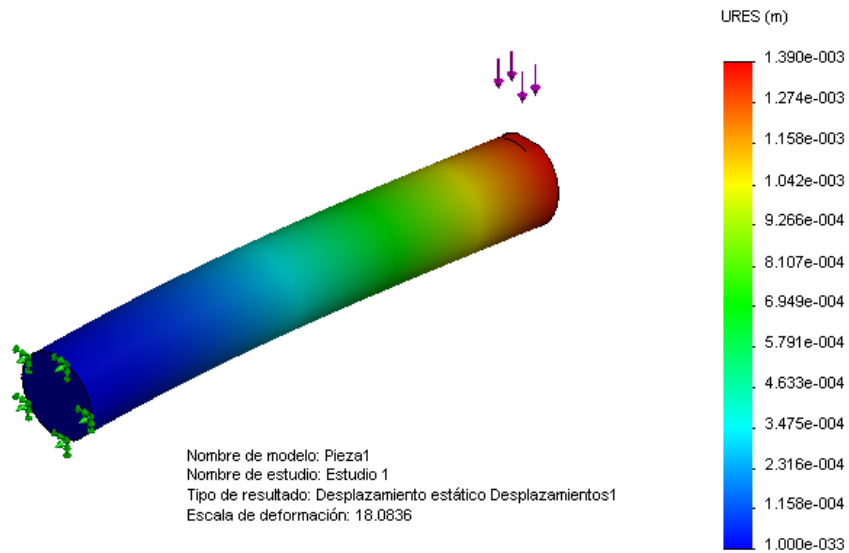
Para el análisis de este elemento con la herramienta CAE se considero la acción total de la carga sobre el extremo que esta soldado a la estructura, y el otro extremo rígido, zona donde está apoyado el eje sobre la chumacera. Para cada eje se tomó la mitad de la carga (correspondiente a 5019 N), estando la estructura en posición horizontal y suponiendo que toda la fuerza recae sobre el eje, caso considerado crítico, ya que en esta posición la máquina debe tener mínimo otros dos apoyos, lo cual contribuye a disminuir el efecto de la deformación. Es necesario aclarar, que debido a que el eje no está sometido a un régimen de velocidad alto y la rotación del mismo es mínima, no se consideró pertinente la valoración de esfuerzos generados por fatiga.

Figura 23. Diagrama de esfuerzos para eje de rotación.



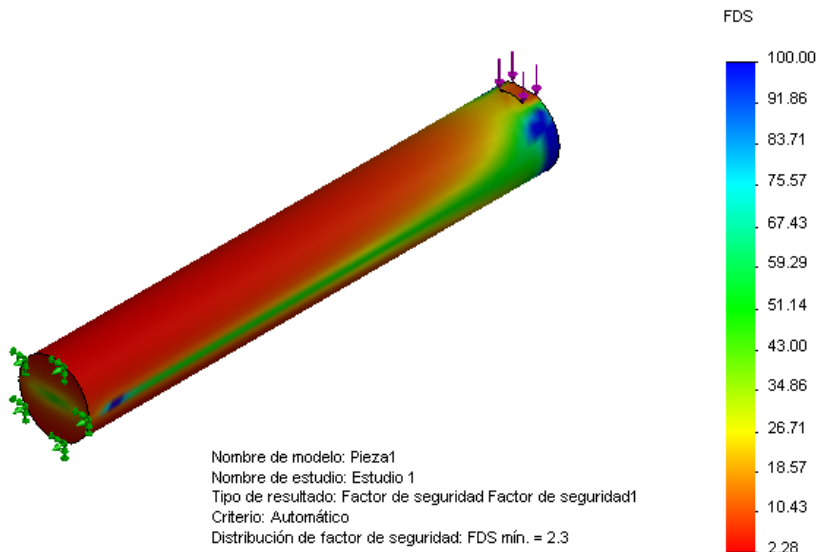
Con base a este gráfico se tiene un esfuerzo máximo de 232 MPa frente a 530 MPa del límite elástico para el acero AISI 1045, motivo que asegura la resistencia y estabilidad del eje.

Figura 24. Diagrama de deformaciones para eje de rotación.



Para este caso, se tiene una deformación de $1,39 \times 10^{-3}$ m en la zona donde se une el eje al perfil de la estructura, este valores despreciable y más aun teniendo en cuenta la posición de las cartelas de refuerzo.

Figura 25. Diagrama del factor de seguridad para eje de rotación.



Con este gráfico se verificó un factor de seguridad de 2,3 para la zona roja del eje, valor aceptable para este caso y que garantiza el buen comportamiento mecánico del eje.

Figura 26. Eje de rotación en estructura metálica.



Es importante resaltar en este punto, el papel que cumple durante la manufactura el proceso de soldadura, ya que es necesario realizar este proceso con electrodo AWS E-7018 con un límite de fluencia de 470 MPa, para garantizar durabilidad y la resistencia de la integridad de la estructura.

4.2.2 Selección de chumacera. Las chumaceras son los elementos de soporte para el eje de rotación. Su selección se hizo de manera anterior al diseño del tren de apoyo, ya que de acuerdo a las dimensiones de la chumacera, se establece la configuración geométrica del tren de apoyo.

Para la selección de la chumacera, también conocidos como soportes de pie se siguieron los criterios y recomendaciones sugeridos por el fabricante FAG, teniendo en cuenta que durante el funcionamiento de la máquina, las chumaceras están sometidas a carga estática radial y no tiene un régimen de velocidad apreciable, ya que su función es exclusivamente la de permitir la rotación de la

estructura, situación que no demanda velocidad angular y se realiza solo en los momentos en los cuales se necesita cambiar la posición de la estructura.

En este caso, se seleccionó un soporte de fundición gris con rodamiento rígido de bolas con superficie exterior esférica y obturado a ambos lados, con amplia capacidad para soportar cargas radiales y compensar los errores de alineación. Con base en el diámetro del eje de rotación (1 ½") se seleccionó una unidad de soporte FAG con denominación P56208.108, con lubricación exterior con grasera, sujeción al eje mediante prisioneros y sujeción de la base con tornillos grado 8 rosca ordinaria de ½ x 1 ½, cuyas características dimensionales tanto del rodamiento como del soporte se muestran en el anexo C. Para verificar la capacidad resistiva estática se realizaron las siguientes comprobaciones de carga estática sugeridas por el fabricante.

Para rodamientos de bolas sujetos a vibraciones y cargas de impacto se tiene un factor (f_s) de carga estática permisible de 1,5.

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}, \text{ en donde}$$

C_0 = Índice de carga estática básica (N)

P_0 = Carga estática equivalente (N)

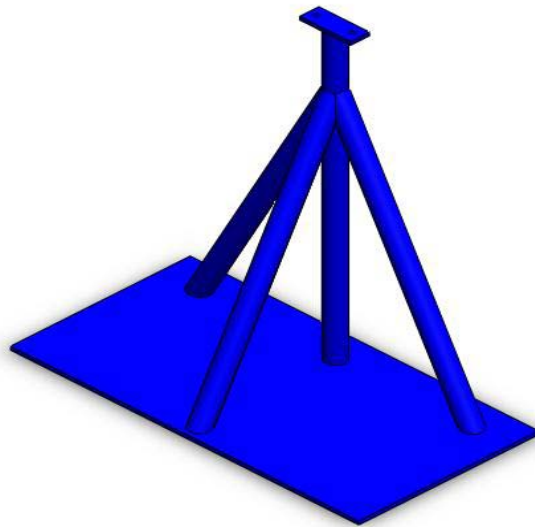
Para este caso se tiene una $P_0 = 5095N$, correspondiente a la mitad de la carga soportada por la estructura, por lo tanto:

$$C_0 = f_s \times P_0 = 1,5 \times 5095 = 7642,5N.$$

El rodamiento FAG56208 seleccionado tiene un índice de carga estática permisible igual a $C_0 = 18KN$. Por este motivo el valor obtenido para este caso particular representa el 42% del disponible, por lo tanto se comprueba la correcta selección. Ahora teniendo como parámetro las dimensiones del soporte de pie se pasa a establecer la configuración geométrica de los trenes de apoyo.

4.2.3 Diseño de tren de apoyo. La configuración dispuesta para el tren de apoyo es un trípode, con el propósito de dar estabilidad durante el funcionamiento de la cadeneadora. Los criterios importantes para el trípode fueron la altura y el espacio disponible para el montaje de la chumacera, con su respectiva tornillería.

Figura 27. Configuración geométrica de tren de apoyo.



El trípode fue diseñado con una altura de 85 cm, en tubo de perforación de acero AISI 1045 con diámetro externo de 7,3 cm y un espesor de 0,6 cm, complementado con una lámina inferior de 3/8" para facilitar su movimiento y montaje sobre una base de concreto. Además cuenta con unas platinas, dispuestas para el alojamiento de la chumacera, con el fin de impedir en cualquier caso su movimiento sobre la lámina que la sostiene. El proceso de soldadura requirió el empleo de electrodo revestido AWS E-7018, y un amplio proceso de corte, para lograr la configuración planteada e intersecciones tubulares planteadas.

Para este elemento sometido a carga axial fue necesario revisar el comportamiento del tubo central base y verificar su deformación bajo carga de compresión.

En primera instancia se analiza el esfuerzo axial para el tubo central.

$$D_{\text{exterior}} = 7,3\text{cm.}$$

$$t_{\text{espesor}} = 0,6\text{cm.}$$

$$d_{\text{interno}} = 7,3 - (0,6 \times 2) = 6,1\text{cm.}$$

$$A = D \times \pi \times t = 7,3 \times \pi \times 0,6 = 13,76\text{cm}^2.$$

$$\sigma_{\text{axial}} = \frac{5019\text{N}}{13,76} = 364,74 \text{ N/cm}^2.$$

Siendo el resultado de esfuerzo axial, un valor muy bajo frente al esfuerzo permisible del acero, lo cual indica un factor de seguridad amplio para el tren de apoyo.

Para el caso de la deformación se tiene:

$$\delta_{\text{Total}} = \frac{F_{\text{Compr}} \times L}{A_{\text{resist}} \times E_c} \quad \text{Donde}$$

F_{compr} = fuerza de compresión sobre el elemento.

L = longitud del elemento.

$A_{\text{resistente}}$ = área resistente a la compresión.

E_c = módulo de compresibilidad

$$\delta_{\text{Total}} = \frac{5019\text{N} \times 85\text{cm}}{13,76 \times (16 \times 10^6)} = 0,00193\text{cm}$$

De acuerdo a este resultado, se obtiene que la deformación sufrida por el tubo central del tren de apoyo es despreciable, lo cual permite estimar como óptimo la escogencia del material y configuración geométrica de las bases.

Figura 28. Tren de apoyo con chumacera y eje de rotación.



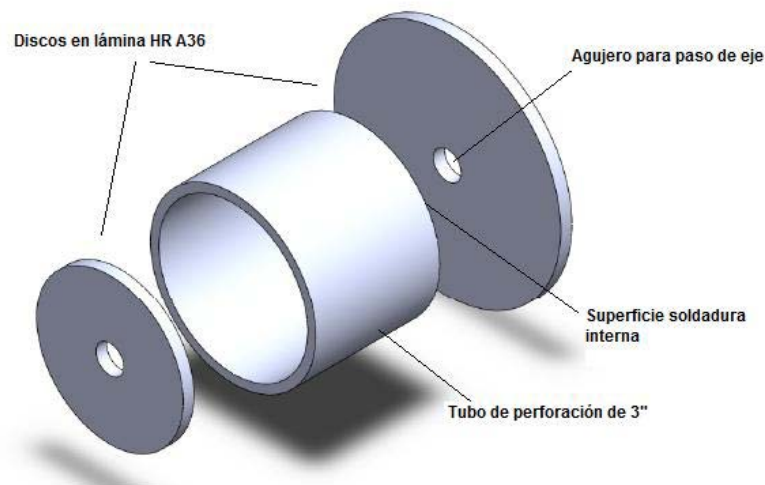
4.3 Diseño de Sistema de Rotación para tambores.

El sistema de rotación comprende el sistema de mayor importancia durante el funcionamiento de la cadeneadora, ya que es el encargado de permitir la rotación simultánea de los doce tambores metálicos. Los sistemas y elementos mecánicos fueron diseñados con el propósito de proporcionar una misma rotación a cada uno de las secciones dispuestas para la colocación de los tambores, empleando una única fuente de potencia.

4.3.1 Diseño de masas de rotación.

Las masas de rotación son los elementos que entran en contacto directo con los tambores y gracias a la fricción los hace rotar simultáneamente, además las masas restringe el movimiento axial de los tambores cuando el tambor está en posición inclinada.

Figura 29. Configuración para masa de rotación.



En primer momento, se optó por realizar estas masas en barra maciza, pero se descartó esta opción debido al elevado costo del material y del proceso de mecanizado. A cambio, analizando la configuración geométrica de la masa, se escogió realizar las masas en varias piezas, la parte central en tubo de perforación de 3 pulgadas y espesor 6 mm, el plato inferior y superior en lámina Hot Rolled A36 con un espesor de 3/8 de pulgada, uniendo las dos piezas mediante

soldadura interna, de tal manera que no interviniera con la uniformidad del movimiento del tambor.

A pesar de las notorias ventajas económicas que presenta esta alternativa, requiere mayor tiempo y cuidado durante el proceso de fabricación, ya que es necesario garantizar una alineación óptima del agujero central de las piezas, para que el eje no entre ajustado y evitar posiciones excéntricas que generen sobresaltos en la rotación del tambor, afectando gravemente el funcionamiento general de la cadeneadora. Además al ser el cuerpo cilíndrico hueco, impide la colocación efectiva de elementos de sujeción, por lo tanto es necesario soldar las masas al eje.

Durante el funcionamiento de las masas, el principal problema a resolver es el desgaste que pueden sufrir las superficies de la masa por la acción continua de los tambores, ya que cuando dos superficies ruedan una contra otra, con determinada fuerza, se puede presentar una falla por picadura después de un determinado número de ciclos de operación, problema considerado grave para un funcionamiento de la máquina sin exceso de vibraciones y con un movimiento uniforme de los tambores.

Después de numerosos estudios para cuantificar este fenómeno, se estableció una propiedad llamada resistencia a la fatiga de la superficie, resistencia de fatiga de contacto o resistencia de fatiga hertziana, la cual hace referencia a la cantidad de presión, que posterior a un número determinado de ciclos causará falla en la superficie.

Siendo el factor predominante, las propiedades mecánicas de los materiales en contacto, se establece el factor de esfuerzo de Buckingham, definido como

$$K_1 = 2,857 S_c^2 \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)$$

Al conocer este factor, la ecuación de diseño se plantea

$$K_1 = \frac{F}{w} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right). \text{Donde:}$$

E_1, E_2 = límite de elasticidad de materiales en contacto.

F = fuerza entre los dos cilindros.

w = ancho de los cilindros.

r_1, r_2 = radios de los cilindros en contacto.

S_c = límite de fatiga en la superficie.

Este límite se obtiene a partir de la expresión:

$S_c = 2,76H_B - 70MPa$, donde H_b = número de dureza Brinell.

El procedimiento desarrollado fue de acuerdo a la configuración geométrica proyectada para las masas y su material, hallar el valor de S_c y compararlo con el valor permisible obtenido a través de la dureza del material

Para este caso, se tiene que tiene en contacto un acero 1045 con una dureza Brinell igual a 163 HB y una carga de 700 N correspondiente al peso del tambor, dividido entre las cuatro masas que entran en contacto con el tambor durante la rotación.

$$K_1 = \frac{175N}{0,6cm} \left(\frac{1}{3,65} + \frac{1}{29,25} \right) = 89,88.N / cm^2. \text{ Ahora reemplazando se tiene}$$

$$89,88 = 2,857S_c^2 \left(\frac{1}{2(20 \times 10^6)} \right), \text{ despejando se obtiene}$$

$$S_c = 35473,73N / cm^2 = 354,73MPa.$$

$$S_{c \text{ permisible}} = 2,76(163) - 70 = 379,88MPa$$

$S_{c \text{ permisible}} \geq S_c$. Al tener estos valores se asegura una resistencia al desgaste por fatiga de 10^8 ciclos, valor aceptable para el funcionamiento de la máquina.

De igual manera, para realizar el proceso de soldadura, fue necesario emplear de nuevo electrodo AWS E-7018, aplicado a tope en la superficie interior del tubo y con amplio cuidado llevando a cabo un punteo parcial para evitar deformaciones térmicas que pudieran afectar la alineación.

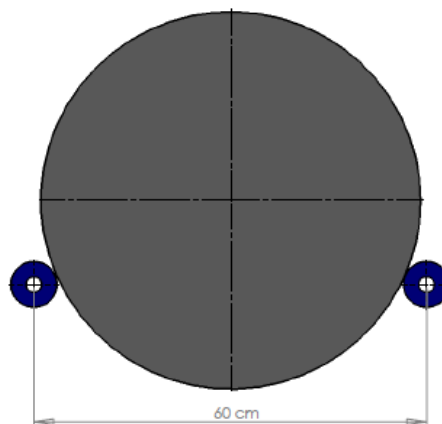
Figura 30. Masas para rotación de tambores.



4.3.2 Estimación de velocidades angulares.

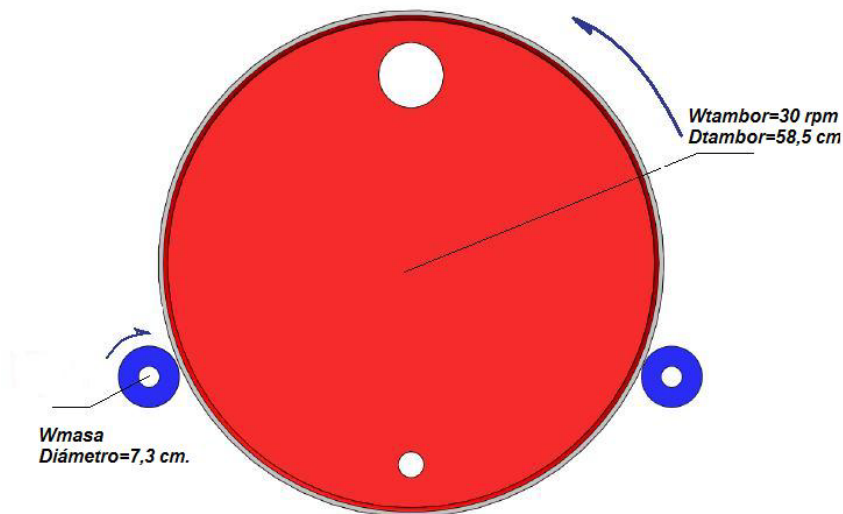
En primer instancia se estableció con la ayuda de SolidWorks, la distancia óptima entre masas y ejes, ya que esta distancia es vital para la ubicación de chumaceras y la posición del tambor, de manera que el tambor no sobresalga o quede montado interiormente en la estructura. Esta posición (60 cm entre ejes) permite que las masas de rotación tengan el mejor ángulo de abrace sobre el tambor y su rotación sea lo más consistente posible, evitando deslizamientos o dificultades de montaje.

Figura 31. Distancia entre masas de rotación.



Ahora, después de proceso experimental se tiene como parámetro de diseño una velocidad de rotación para los tambores de 20 rpm, se pasa a determinar la velocidad angular a la que debe rotar las masas, teniendo como referencia para la relación de transformación la geometría de las masas y de los tambores.

Figura 32. Relación de velocidades para tambor y masas.



$$\omega_{masa} (\phi_{masarotacion}) = \omega_{tambor} (\phi_{tambor})$$

$$\omega_{masa} = \frac{\omega_{tambor} (\phi_{tambormetálico})}{\phi_{masarotacion}} = \frac{20rpm(58,5cm)}{7,3cm} = 160,27rpm.$$

Esta velocidad angular de las masas de 160,27 rpm, constituye un factor vital para el diseño del eje y los elementos mecánicos encargados de la transmisión de potencia.

4.3.3 Diseño de Ejes

Para el dimensionamiento del eje se analizó la acción de fatiga que pueden sufrir los ejes que van solidarios a las masas, consecuencia de la acción rotativa de los tambores y el movimiento cíclico de la gravilla en su interior, los cuales constituyen posibles causales de falla por fatiga.

Al evaluar la configuración total de la máquina, se estima como eje crítico el ubicado en la mitad de la máquina, ya que además de contar con la carga nominal generada por el movimiento rotacional de los tambores, sufre la acción del sprocket encargado de la transmisión de potencia directamente del motor eléctrico, lo cual hace que sobre su zona central actúen tres sprockets simultáneamente.

Figura 33. Eje central crítico.

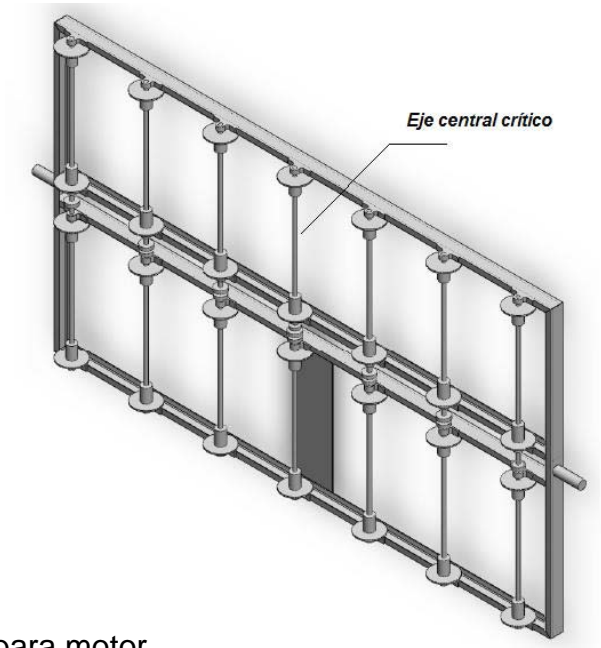
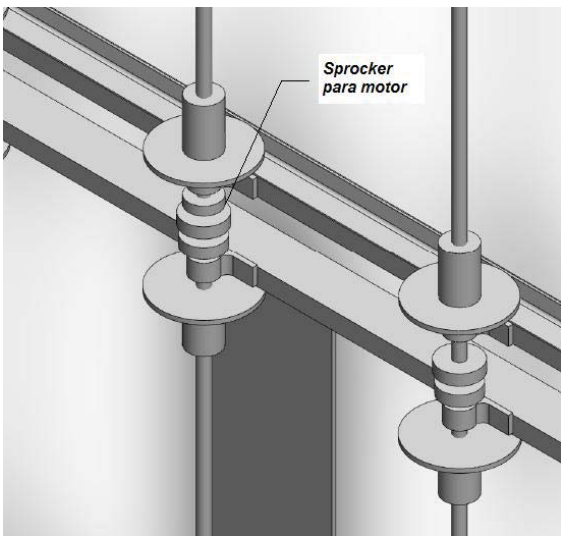


Figura 34. Sprocket para motor.



4.3.3.1 Determinación preliminar de potencia necesaria. Para determinar las cargas sobre el eje es necesario hacer una aproximación preliminar de la potencia necesaria para el funcionamiento de la cadeneadora, para estimar el momento que se ejerce en los ejes para su rotación. Con este propósito se empleo la *Guía Práctica de Cálculo de Motores Eléctricos*, suministrada por la compañía fabricante de motores Siemens, presentada en el Anexo D. Esta ficha está enfocada a la selección de motores eléctricos para diversos tipos de maquinaria, estableciendo para el cálculo de potencia de un motor de mecanismo giratorio, como lo es la cadeneadora.

$$P = \frac{M \times n}{9550}, \text{ donde}$$

M = par de giro (N.m)

n = número de revoluciones (rpm)

Para este caso se tiene:

$$P = \frac{750 \times 0,285 \times (20)}{9550} = 0,44 \text{ Kw}$$

Este valor representa la potencia necesaria para rotar un solo tambor, ahora para los doce tambores de la máquina se tiene:

$$P = 0,44(12) = 5,28 \text{ kw.}$$

Para este cálculo, se tuvo un factor de pérdidas del 15%, incluido en el aumento que se hizo del peso estimado del tambor, además ahora se incrementa este valor en un 10% correspondiente a las pérdidas mecánicas en el motoreductor, chumaceras y cadenas de rodillos. Como resultado se obtiene una potencia preliminar de

$$P = 5,28 \times (1,1) = 5,8 \text{ kw.}$$

4.3.3.2 Estimación preliminar de sprockets.

Con el propósito de establecer las cargas sobre el eje, fue necesario hacer una selección preliminar de los sprockets a emplear para la transmisión de potencia. Se realizó esta selección preliminar teniendo en cuenta principalmente criterios geométricos, ubicación en la estructura metálica y recomendaciones de diseño para el funcionamiento de cadenas, para posteriormente realizar una verificación del paso al momento de la selección de la cadena. Siendo así, se realizó la selección tomando como referencia el catálogo *INTERMEC*, teniendo para los sprocket encargados de transmitir la potencia entre ejes un paso No.40 y para los sprocket encargados de llevar la potencia desde el motor al eje crítico un paso No.60. A pesar de que para la transmisión de potencia entre ejes, se planteó el uso de piñones dobles, se descartó dicha opción debido a costos de inversión y manufactura sobre la manzana de los sprocket, para adecuarlas al eje.

- Sprockets encargados de transmitir potencia entre ejes

Denominación: 23B40.

Número de Dientes: 23.

Diámetro: 9,88 cm.

Peso aproximado: 2,5 kg

- Sprockets para sistema del motor al eje crítico:

Denominación: 19B60.

Número de Dientes: 19.

Diámetro: 12,5 cm.

Peso: 3,2 kg.

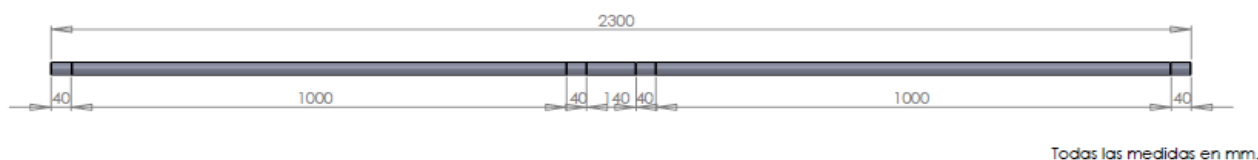
Las características de configuración geométrica de dichos sprockets se pueden observar en el Anexo E.

4.3.3.3 Estimación de cargas sobre eje.

Con el fin de determinar las cargas sobre el eje, se analiza la posición crítica donde los efectos de la carga sean críticos. Como consecuencia de las dos posiciones de funcionamiento de la máquina (posición horizontal y posición inclinada) se planteó una situación hipotética crítica, donde se estiman en forma combinada y simultánea las cargas sobre el eje en las dos posiciones, de tal manera que garantizara bajo este estado de esfuerzos, una adecuada resistencia estática y de fatiga en cualquier situación posible durante el funcionamiento y rotación de la máquina.

Todos los ejes tienen similares dimensiones, están seleccionados en acero SAE 1045 (Ver propiedades mecánicas Anexo F) los espacios de 40 mm, son los espacios donde se ubican los soportes de pie con sus respectivos rodamientos, y el espacio de 140 mm, comprende la zona central del eje, espacio donde se situaron los sprockets encargados de la transmisión de potencia.

Figura 35. Configuración geométrica de eje.



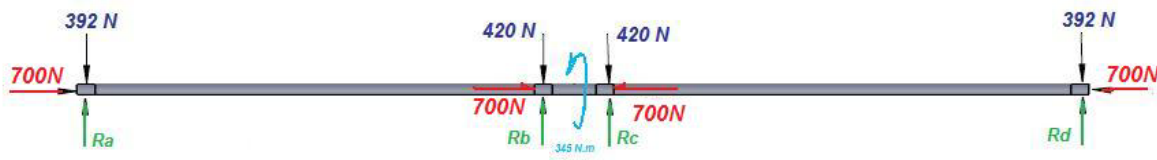
Posteriormente se planteó el estado de cargas del eje, teniendo como criterio la ubicación de los soportes de pie, los sprockets y la simetría que ofrece la disposición del eje, además se analiza el hecho de que cada eje está sometido al esfuerzo de dos tambores simultáneamente, ya que cada masa de rotación sufre la acción de los dos tambores mientras la rotación.

De acuerdo a la potencia requerida para mover los 12 tambores, se tiene un momento actuante en la zona media del eje igual a

$$T = \frac{P \times 9550}{N} = \frac{5,8 \times 9550}{160,27} = 345,6 \text{ N.m.}$$

En el momento de arranque del motor, el eje está sometido al par transmitido por el motor. Además en la parte central aparte de las cargas correspondientes al peso del tambor y el peso de las masas, se tiene el peso de los sprocker, el cual es de 57 n distribuido en forma simétrica para los apoyos centrales del eje.

Figura 36. Estado de cargas del eje.



$$R_a = R_d = 392 \text{ N.}$$

$$R_b = R_c = 420 \text{ N.}$$

Ahora con estas cargas se establece el valor de los esfuerzos estáticos, con el fin de determinar el diámetro mínimo solicitado.

Se estableció un factor de seguridad N igual a 2.

Esfuerzo Axial

$$\sigma_{ax} = \frac{P}{A} = \frac{1400}{\pi \left(\frac{d^2}{4} \right)}$$

Esfuerzo Transversal

$$\tau = \frac{16 \times T}{\pi \times d^3} = \frac{16 \times (345,6)}{\pi \times d^3} = \frac{1760,12}{d^3}$$

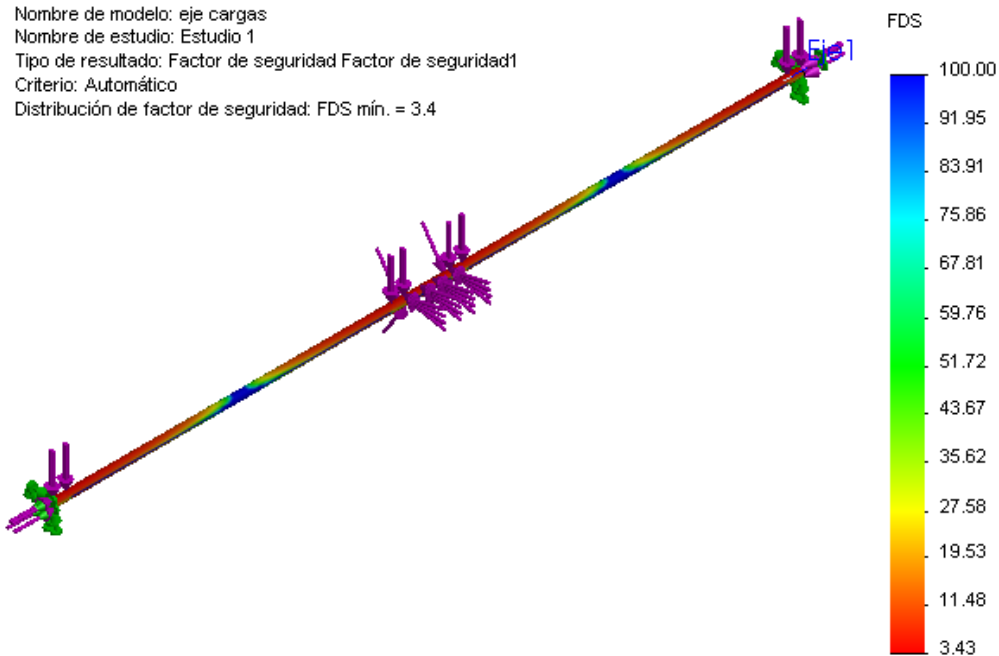
Esfuerzo Permisible

$$\sigma_{permisible} = \frac{310}{2} = 155 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2} = \frac{1}{d^3} \sqrt{\left(\frac{1780}{2} \right)^2 + (1760,12)^2} = \frac{1940}{d^3}$$

Figura 38. Gráfico de factor de seguridad en eje.



Este gráfico permite comprobar satisfactoriamente los valores obtenidos de forma analítica, observándose que en la zona crítica (zona central, donde se concentra la mayor carga radial y el momento torsor) se presenta un factor de seguridad mínimo de 3,43, valor mayor al obtenido ya que se hizo con un diámetro mayor al dimensionado con un factor de seguridad de 2.

Posteriormente, se realiza el análisis del eje bajo la posibilidad de teoría de falla por fatiga, ya que las cargas impuestas por el movimiento de los tambores son cíclicas, por lo tanto se hace conveniente hacer esta comprobación.

Se recalcula el valor de los esfuerzos con el nuevo diámetro de 1"

$$\sigma_{ax} = \frac{P}{A} = \frac{1400}{\pi \left(\frac{d^2}{4} \right)} = \frac{1400(4)}{\pi(0,0254^2)} = 2,76MPa.$$

$$\tau = \frac{1760,12}{d^3} = \frac{1760,12}{0,0254^3} = 107,41MPa$$

$$\tau_{max} = \frac{1940}{(0,0254)^3} = 118,38MPa$$

Ahora empleando el criterio para análisis de falla por fatiga de MISES-GOODMAN, se tiene

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + C_f \cdot \frac{\sigma_a}{S'_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{\tau_m}{S_{ut}} + C_{fs} \cdot \frac{\tau_a}{S'_e} \right)^2 \right)^{1/2}$$

Donde

C_l = factor de carga=0.7.

C_d = factor de tamaño=0,9.

C_s = factor de acabado superficial=0,9. (Para maquinado fino)

C_c = factor de confiabilidad=0,86. (Para 95%)

C_t = factor de temperatura=1.

C_f = factor de concentrador de esfuerzos de fatiga.

Con $C_f = 1 + q(C_{tt} - 1)$, con q representa la sensibilidad a la entalladura en cargas dinámicas y C_{tt} es el factor de esfuerzos de carga estática. Ahora, para este caso se tiene

$$C_f = 1 + 0,96(1,3 - 1) = 1,288$$

$$C_{fs} = 1 + 0,96(1,1 - 1) = 1,096$$

$$S_{ut} = 565 \text{ MPa.}$$

$$S_e = 0,5S_{ut} = 0,5(565) = 282,5 \text{ MPa.}$$

$$S'_e = 0,85 \times 0,9 \times 0,9 \times 0,86 \times 1 \times 282,5$$

$$S'_e = 167,27 \text{ MPa.}$$

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{2,76}{565} + 1,28 \cdot \frac{2,76}{167,27} \right)^2 + 3 \left(\frac{118,38}{565} + 1,096 \cdot \frac{118,38}{167,27} \right)^2 \right)^{1/2}$$

$$N_f = 1,7$$

Con este factor de seguridad, se garantiza la integridad del eje bajo la consideración de cargas de fatiga.

4.3.4 Selección de chumaceras para ejes.

Las chumaceras o soportes de pie, que sirven de apoyo para los ejes, están solicitados dinámicamente bajo cargas axiales y radiales. Para esta selección, se siguió el manual del fabricante FAG, donde se plantea el método normalizado para rodamientos solicitados dinámicamente, donde se evalúa a la fatiga como principal causa del deterioro del rodamiento. El procedimiento a seguir es establecer la vida nominal en millones de revoluciones.

La fórmula de vida es

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P} \right)^p (10^6 \text{ revoluciones}), \text{ siendo}$$

L_{10} = vida nominal.

C = capacidad de carga dinámica.

P = carga dinámica equivalente.

p = exponente de vida.

Siendo la velocidad del rodamiento constante se tiene

$$L_h = \left(\frac{L \times 10^6}{n \times 60} \right)^p (\text{horas}), \text{ donde}$$

n = número de revoluciones (rpm).

Ahora para determinar la carga dinámica se tiene

$$P = X(F_r) + Y(F_a), \text{ donde}$$

P = Carga dinámica equivalente.

X = Factor radial

Y = Factor axial.

F_r = Fuerza radial.

F_a = Fuerza axial.

Para este caso, bajo carga axial y radial se hace la selección de un soporte de pie FAG denominado 56205, con un diámetro interno de 1 pulgada con rodamiento

rígido de bolas con superficie exterior esférica. Las dimensiones y factores de cálculo para este rodamiento y soporte se encuentran en el Anexo G y Anexo H.

$$C = 14 \text{ KN.}$$

$$F_a = 1,4 \text{ KN.}$$

$$F_r = 0,420 \text{ KN.}$$

$p = 3$ para rodamientos de bolas.

$P = 0,56(0,420) + 1,8(1,4) = 2,75 \text{ KN.}$, ahora reemplazando en la fórmula de vida

$$L_{10} = L = \left(\frac{14}{2,75} \right)^3 (10^6) = 5,08 \times 10^6 \text{ revoluciones.}$$

$$L_h = \left(\frac{5,8 \times 10^6}{160,27 \times 60} \right)^3 = 8,89^{11} \text{ horas}$$

Analizando los valores correspondientes, al tiempo de vida del rodamiento, se verifica la correcta selección de este elemento, gracias a sus amplios rangos de duración. Adicionalmente presentan bajo costo, son de fácil consecución en el mercado regional, permite lubricación exterior y cumple con los requerimientos geométricos y de espacio disponible impuestos por la estructura metálica de la cadeneadora.

4.4 Diseño y selección de sistema de transmisión de potencia.

El sistema de transmisión de potencia comprende una serie de componentes encargados de llevar la potencia desde el motor eléctrico hasta cada uno de los ejes.

Durante la fase de diseño conceptual y sabiendo que durante el funcionamiento de la cadeneadora está sometida a soda cáustica, se determinó que las cadenas de rodillos serían el mejor elemento para dicha labor, gracias a su resistencia y facilidad de mantenimiento. Siendo el sistema encargado de garantizar la rotación simultánea, se procedió a determinar en primera instancia el motor eléctrico

acorde a las necesidades de la máquina, y acto seguido, realizar la selección de cadenas de rodillos, comprobación de sprockets y tensores.

4.4.1 Selección de motor eléctrico y unidad de reducción.

Durante etapas anteriores del diseño se estableció para la rotación de los ejes una velocidad angular de 160,2 rpm con una potencia aproximada de 5,8 Kw. Con estos requerimientos de velocidad angular se establece la necesidad del montaje de un motoreductor de ejes paralelos o coaxial acoplado al motor eléctrico y fijado solidariamente a la estructura metálica. Además, ante los limitados recursos económicos se optó establecer las necesidades de potencia lo más cercano posible a los requerimientos e incluir las pérdidas presentes en los elementos de transmisión, con el fin de no sobredimensionar el motor, ya que esto incurre en gastos extras innecesarios.

Para este proceso, se llevó a cabo la selección del sistema motor eléctrico y reductor como una unidad integral tomando como referencia los productos ofrecidos por la compañía SEW Eurodrive, reconocida empresa alemana dedicada a la fabricación de este tipo de equipos, siguiendo los parámetros, ejemplos y recomendaciones establecidos en el manual *SEW Practical Drives Engineering- Project Planning of Drives*. Las fórmulas necesarias y sus tablas de selección se muestran en el Anexo I.

Cálculo de potencia asociada a la resistencia al movimiento de las masas de rotación.

$$F_f = W \left(\frac{2}{D} \cdot \left(\mu_L \cdot \frac{d}{2} + f \right) + c \right), \text{ donde}$$

W = peso de las masas para rotación.

D = diámetro de masa.

μ_L = factor de fricción para rodamientos de chumaceras.

d = diámetro de rodamiento.

f = brazo de palanca de fricción de rotación. (Acero sobre acero=0,05 mm)

c = factor de reborde de masa.

Reemplazando se obtiene y de acuerdo a las características de las chumaceras se tiene

$$F_f = (92kg \cdot 9,8m/s^2) \left(\frac{2}{73mm} \cdot \left(0,005 \cdot \frac{25mm}{2} + 0,05 \right) + 0,003 \right)$$

$$F_f = 312,83N.$$

Cálculo de eficiencia de transmisión por cadenas

Ahora para contacto completo en cadenas se tiene según tablas una eficiencia de $\mu_1 = 0,9$. De acuerdo a los sprockets preseleccionados se tiene un contacto completo en 12 dientes, por lo tanto la eficiencia total de la cadena se calcula:

$$\mu_2 = \mu_1^{12} = 0,9^{12} = 0,28$$

La velocidad tangencial de la cadena, acorde a los requerimientos de velocidad angular y diámetros de los sprockets se tiene:

$$v = \frac{160,27 \cdot (0,0494m)}{60} = 0,13m/s$$

Con un motoreductor con una eficiencia mecánica $\mu_G = 0,95$, se calcula la potencia necesaria para vencer estas cargas de fricción y pérdidas, asociadas a la cadena y la fricción producidas en las masas de rotación.

$$P = \frac{F_f \cdot v}{\mu_G \cdot \mu_2} = \frac{312,83(0,13)}{0,28(0,95) \cdot 1000} = 0,15Kw.$$

Posteriormente se calculó la potencia acorde a los momentos de inercia tanto de las masas de rotación como de los tambores

El momento de inercia de las masas está dado por:

$$J = \frac{1}{2}m(r_2^2 + r_1^2) + \frac{1}{2}m_p r_3^2, \text{ donde}$$

m = masa de la parte tubular de las masas de rotación.

m_p = masa de los platos de las masas de rotación.

r_1, r_2 = radios internos y externos de la masa.

r_3 = radio de los platos de las masas de rotación. Por lo tanto se tiene

$$J = \frac{1}{2}(26,48)(0,0365^2 + 0,03^2) + \frac{1}{2}(65,52)(0,1^2) = 0,35 \text{kgm}^2.$$

Momento de inercia externo

$$J_x = J \left(\frac{n}{n_m} \right). \text{ Donde se tiene}$$

n = velocidad angular de las masas.

n_m = velocidad angular del motor.

$$J_x = 0,35 \left(\frac{160,27}{1800} \right) = 0,0311 \text{kgm}^2.$$

El torque de arranque dinámico para la aceleración de la carga en 2 segundos (t_a), suministrado por el motor debe ser

$$M_{DL} = \left(\frac{\frac{J_x}{\mu} \cdot n_m}{9,55(t_a)} \right) = \frac{\frac{0,0311}{0,95} \cdot 1400}{9,55(2s)} = 4,71 \text{N.m}$$

Ahora se calcula la potencia necesaria para vencer estas cargas de inercia

$$P_{DL} = \frac{M_{DL} \cdot (n_m)}{9550} = \frac{4,71(1400)}{9550} = 0,69 \text{Kw}.$$

Ahora, despejando al peso del tambor del factor de servicio conservativo establecido para el cálculo de la estructura, se tiene un peso por tambor de 650N.

$$P = \frac{650 \times 0,285 \times (20)}{9550} = 0,37 \text{Kw}.$$

Para la rotación de los doce tambores se tiene $P = 0,38(12) = 4,44 \text{Kw}$.

En definitiva, tomando los anteriores resultados parciales, se establece la potencia total que debe suministrar el motor eléctrico

$$P_{Total} = 0,15 + 0,69 + 4,44 = 5,28 \text{Kw}.$$

Ya conociendo los criterios de velocidad angular a la salida, potencia requerida, momento se seleccionó la unidad motoreductor, designada con el modelo SEW-

EURODRIVE R67DV132S4, (reductor modelo R67 y motor modelo DV132) con las siguientes características:

- Potencia=5,5 kw.
- Motoreductor de dos etapas, de ejes coaxiales y con sujeción con patas.
- Velocidad de salida del motoreductor: 155 rpm.
- Relación de transformación: 1:9.
- Momento disponible: 325 N.m.
- Voltaje: 220/440.
- Amperaje: 10/20 A.
- Frecuencia: 60 hertz
- Lubricante: SHELL OMALA 220.

Las tablas de selección y las características dimensionales de este motor se encuentran en el Anexo J. El único aspecto a resaltar es la velocidad angular de salida, ya que el valor requerido es de 160 rpm, frente a las 155 rpm ofrecidas, diferencia no sensible para el funcionamiento de la máquina.

Con esta selección, se hacen verificaciones analíticas sugeridas por el fabricante para el motoreductor, para garantizar su correcto funcionamiento y rendimiento.

De igual manera los factores y tablas necesarios para este cálculo se pueden observar el Anexo K.

Cálculo del factor de servicio.

Este factor se calcula acorde al tiempo de funcionamiento diario y la frecuencia de conexiones (procesos de prendido y apagado). Para determinar el valor de este factor se establece un grado de impulsión tipo I, correspondiente a un grado de impulsión homogéneo, con factor de aceleración de masas permitido menor o igual a 0,2.

Para este caso se tiene un factor de aceleración de masas igual a 0,03, un tiempo de funcionamiento de 8 horas diarias con una frecuencia de conexiones Z igual a 50 conexiones por hora, de acuerdo a tabla se tiene un factor de servicio SEW

$f_b = 0,84$. Al comparar este valor, con el disponible por el motoreductor seleccionado de 1.4, se verifica la selección del equipo.

Figura 39. Motoreductor para cadeneadora.



4.4.2 Selección de la cadena de rodillos.

En este paso se hizo necesaria la selección de dos tipos de cadena, una encargada de transmitir la potencia del motor hasta el eje central y otra cadena, encargada de transmitir la potencia entre ejes de rotación.

Para hacer la selección de las cadenas se basaron en el procedimiento sugerido por el fabricante *Renold*, en el catálogo *Renold Chain Designer Guide*, donde se plantean los factores y tablas necesarias para garantizar una adecuada selección, estos factores y tablas se observan en el Anexo L.

Para la cadena encargada de llevar la potencia del motor al eje central se tiene Recomendaciones, número mínimo de dientes para sprocket conductor $Z=19$

Sprocket conductor=19B60

Sprocket conducido =19B60

Factor de servicio $f_1 = 1.25$.

Factor de sprocket $f_2 = \#dientes\ conductor/19=1$

Cálculo de la potencia de diseño

$$Pot_{diseño} = Pot_{nominal} \times f_1 \times f_2$$

$$Pot_{diseño} = 5,5kW(1,25)(1) = 6,875Kw.$$

De acuerdo a los gráficos suministrados por el fabricante, se selecciona una cadena No.60, de paso $\frac{3}{4}$ de pulgada.

Acorde a la configuración geométrica, la distancia entre centros es 28 cm.

La longitud de la cadena está calculada por la expresión

$$L_c = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2C}{P} + \frac{\left(\frac{Z_1 - Z_2}{2P}\right)^2 \times P}{C}, \text{ donde}$$

C = distancia entre centros, en mm.

P = paso de cadena.

Z_1 = # de dientes sprocket conductor.

Z_2 = # de dientes sprocket conducido. Para este caso se tiene

$$L_c = \frac{19+19}{2} + \frac{2(280)}{19,05} = 48,39 \text{ pasos de } \frac{3}{4} \text{ de pulgada.}$$

$$L_c = 0,921m$$

Ahora, se realiza el mismo procedimiento para la cadena encargada de transmitir la potencia entre ejes, con base a los siguientes parámetros

Sprocket conductor=23B40

Sprocket conducido =23B40

Factor de servicio= $f_1 = 1.4$.

Factor de sprocket $f_2 = \#dientes \text{ conductor}/19=0,83$

Cálculo de la potencia de diseño

$$Pot_{diseño} = Pot_{nominal} \times f_1 \times f_2$$

$$Pot_{diseño} = 0,45kw(1,4)(0,83) = 0,52Kw.$$

De acuerdo a las gráficas de selección, se obtiene una cadena paso No.40, de paso $\frac{1}{2}$ pulgada.

Con una distancia entre centros de 60 cm, se tiene una longitud de cadena igual a

$$L_c = \frac{23+23}{2} + \frac{2(600)}{12,7} = 117,48 \approx 118 \text{ pasos.}$$

$$L_c = 1,498m$$

4.4.3 Selección de tensores.

Ante la constante necesidad de realizar de mantener tensionada la cadena, se optó la colocación de tensores, con una estructura en corredera, que permitiera desplazar el sprocket, a medida que sea necesario de acuerdo a la deformación de la cadena, con el paso del tiempo.

Para los tensores se seleccionaron dos sprocket, de acuerdo a los pasos particulares de los dos tipos de cadenas, con un similar número de dientes.

Sprockets para tensor: 10B40-10B60.

Para adaptarlos a la rotación que deben presentar, fue necesario seleccionar un rodamiento de bolas con un diámetro interno de 12 mm y realizar un proceso de incluir dicho rodamiento en la manzana del sprocket.

5. CONSTRUCCION DE LA MAQUINA

La construcción de la cadeneadora, comprendió un conjunto de procesos realizados en su totalidad en tres semanas. Dichos procesos como soldadura, pulido, corte y pintura, complementado por la importante labor metalmecánica de taller, como cilindrado y refrentado, enfocados a lograr la mayor calidad posible.

5.1 Fabricación de la estructura metálica.

Comprende el proceso fundamental para el armado de la máquina. En primera instancia se realizaron los cortes necesarios para adecuar los tramos de perfil en U, a las medidas obtenidas en el diseño, las cuales se encuentran con mayor detalle, en los planos presentes al final del libro.

Posteriormente se pasó a realizar el proceso de soldadura, haciendo un proceso denominado punteado, donde se colocan puntos de soldadura preliminar para dar un vistazo preliminar al ensamblaje y poder fijar los elementos en su posición final.

Figura 40. Estructura metálica para cadeneadora.



5.2 Fabricación de los trenes de apoyo.

El proceso de fabricación de los trenes de apoyo consistió primero en el corte de los tubos, marcado de los cortes para intersecciones tubulares, armado de piezas para ubicación de chumacera, soldadura con electrodo AWS E-7018 y fijación de las chumaceras para rotación.

Figura 41. Trenes de apoyo.



Figura 42. Base para fijación de chumaceras.



5.3 Montaje de ejes y chumaceras.

Para el montaje de las chumaceras fue necesario perforar huecos de $\frac{1}{2}$ pulgada en cada una de las 28 posiciones dispuestas en la totalidad de los cuatro perfiles estructurales. Estas chumaceras fueron montadas con tornillos grado 8 de $\frac{1}{2}$ "x1", con su respectiva arandela, guasa y tuerca de seguridad. Posteriormente fue necesario lijar cada uno de los ejes de 2,3 m en acero 1045, con el propósito de introducir las chumaceras, ante la posibilidad de que el eje no estuviera calibrado. Este procedimiento, del marcado de la posición de chumaceras sobre los perfiles requiere un amplio cuidado al momento de la medición y la perforación, ya que este procedimiento garantiza la alineación de los ejes y la conservación de la distancia entre centros de eje (60 cm).

Figura 43. Montaje de chumaceras en ejes.



5.4 Armado de masas de rotación.

El armado de estas masas comprende en primera instancia el corte del tubo de perforación en tramos de 11 cm, luego el corte de los platos y las tapas en lámina HR de $\frac{3}{8}$. Posteriormente para garantizar la conservación del mismo eje para las tres piezas, fue necesario refrentar los tubos en el torno, con el fin de que la superficie de las dos piezas quedara nivelada, para su posterior soldadura.

Además al mismo tiempo se repaso el agujero central de los sprockets, para lograr pasar el eje de ½ pulgada.

5.5 Montaje de sistema de rotación y sistema de transmisión de potencia.

Ante la petición del cliente de garantizar con el diseño, la menor tasa de mantenimiento, los elementos como las masas de rotación y sprockets son fijados al eje mediante soldadura, motivo por el cual estos elementos es necesario montarlos antes de fijar definitivamente las chumaceras a los perfiles.

Figura 44. Montaje de masas de rotación.



Figura 45. Eje completo con cuatro masas de rotación.



Figura 46. Espacio para colocación de tambor metálico.



Figura 47. Montaje de ejes y distribución sobre estructura.



Figura 48. Montaje de chumaceras.



Figura 49. Montaje de sprocket en zona central de la estructura.



5.6 Alineación de masas de rotación.

Este proceso consistió en alinear cada una de las cuatro filas horizontales de masas con respecto a los perfiles de la estructura metálica. Para este fin, se estableció la misma distancia desde cada uno de los platos hasta el extremo del perfil y posteriormente se realizó una alineación mediante el uso de cuerda y fijándola a los extremos. La alineación de las masas garantiza la igualdad de la posición de cada uno de los tambores y es vital para los ejes consecutivos, ya que de forma contraria el tambor quedaría inclinado y en mala posición sobre la cadeneadora.

Además este proceso de alineación se realizó de igual manera para los sprockets ubicados en la zona central de la estructura.

Figura 50. Masas sin alineación.



Figura 51. Cadeneadora con masas alineadas.



Figura 52. Alineación de sprocket.



5.7 Montaje de motor eléctrico.

Acorde a la configuración planteada para el montaje del motor, se colocó un tramo en lámina HR con espesor 3/8 reforzada y soldada solidariamente a la estructura, de tal manera que permitiera mediante tornillos fijar el motor y asegurar su postura y estabilidad tanto en la posición horizontal como en la posición inclinada de la cadeneadora. Esta platina fue colocada en la zona posterior de la cadeneadora, de tal manera que el motor quedara totalmente aislado de la rotación de los tambores metálicos.

Figura 53. Montaje del motoreductor sobre estructura metálica.



5.8 Montaje de cadenas de rodillos

En este paso se realizó el montaje de cada uno de los seis tramos de cadena de rodillos paso No.40 sobre la máquina. Adicionalmente se realizó el montaje de la cadena paso No.60 para el sistema de transmisión del motor

Figura 54. Montaje de cadenas de rodillos.



5.9 Montaje de tensores para cadenas.

Figura 55. Montaje de tensores para cadenas de rodillos.



5.10 Pintura de cadeneadora.

Durante el proceso de cadeneado se usan sustancias como lo soda cáustica, que pueden afectar el buen estado de los componentes de la máquina, por este motivo fue necesario aplicar sobre la cadeneadora una pintura epóxica, que ofreciera resistencia química contra el ataque de dicha sustancia. Para la aplicación de esta pintura, en pro de garantizar buena adherencia y durabilidad, se limpio en seco la superficie de óxidos y escoria del proceso de soldadura con grata y lija cada una de las superficies, para una posterior limpieza con diluyente thinner.

Además con el fin de proteger los elementos del sistema de transmisión de potencia como chumaceras, cadenas y sprocket, y evitar el desmontaje de estas piezas, fue necesario cubrirlas con anterioridad al proceso de pintura. El aplicar dicho tipo de pintura, requirió especial cuidado para el operario, debido a que es una pintura muy tóxica, que causa graves irritaciones a nivel del sistema respiratorio y el sistema ocular. En el anexo M se pueden observar las propiedades y recomendaciones dadas por el fabricante, para la aplicación de esta pintura especial.

Figura 56. Trenes de apoyo con base epóxica.



Figura 57. Cadeneadora en proceso de pintura con capa final.



Figura 58. Pintura sobre masas de rotación.



5.11 Montaje de estructura metálica en trenes de apoyo.

Finalmente la estructura metálica fue acoplada a la chumacera de los trenes de apoyo, los cuales fueron a la vez montados sobre bases en concreto de 5 cm, para aislarlos de las labores de limpieza y el posible contacto en su parte inferior con sustancias corrosivas.

Figura 59. Montaje de estructura sobre trenes de apoyo.



5.12 Conexión eléctrica y posición definitiva del motoreductor.

Figura 60. Posición final del motor en estructura inclinada.



5.13 Montaje final de cadeneadora.

Figura 61. Vista general de cadeneadora finalizada.



Figura 62. Detalle de posición final de tambores metálicos.



6. PUESTA EN MARCHA Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Posteriormente a la ubicación definitiva de la máquina, montaje de interruptores y ajuste de los tensores de las cadenas, se dispuso a realizar pruebas acerca de la rotación de los tambores y la inclinación adecuada para el montaje de la cadeneadora.

Se ubico la cadeneadora en posición inclinada y horizontal, para comprobar la resistencia de la estructura y la necesidad de la colocación de apoyos a lo largo de la estructura.

Figura 63. Rotación de tambores metálicos en posición horizontal.



Después de varias horas de prueba de funcionamiento, se comprobó la efectividad de la máquina al ejecutar la rotación de los tambores a una velocidad de 20 rpm, generando una limpieza interna adecuada de los mismos. Al limpiar tambores con residuos de resinas, durante un tiempo mayor de dos horas, se observó desgaste en los rebordes inferiores del tambor, efecto que puede causar falta de hermeticidad, motivo por el cual se hizo necesario el montaje de topes giratorios de nylon, donde se monte el tambor y evite contacto con los platos de las masas derotación.

Figura 64. Desgaste sobre reborde inferior de tambor.



Figura 65. Prueba de cadeneadora con topes giratorios.



7. CONCLUSIONES

- Se diseño y construyó una cadeneadora, para la limpieza interna de tambores metálicos de 55 galones, apoyando las nuevas iniciativas empresariales enfocadas al proceso de reacondicionamiento de tambores. De esta manera la Universidad y especialmente la Escuela de Ingeniería Mecánica reafirma su indispensable papel como ente de desarrollo industrial y generador de alternativas para el progreso de la región y el mejoramiento del medio ambiente.
- Se realizó el diseño y construcción de una cadeneadora, para la rotación simultánea de 12 tambores metálicos de 55 galones, con criterios de funcionabilidad y reducidos costos de inversión. La máquina permite rotar los tambores a una velocidad angular de 20 rpm, con un torque requerido de 325 N.m, gracias a la selección de todos los elementos mecánicos de sus subsistemas.
- El diseño de la cadeneadora y sus subsistemas se realizó con base a herramientas analíticas e informáticas como SolidWorks y Cosmos, las cuales optimizan y permiten ahorrar tiempo y dinero en la labor del diseñador de maquinaria.
- Durante el desarrollo y construcción de maquinaria resulta vital tener preconceptos experimentales acerca de los procesos de manufactura, con el fin de prevenir posibles problemas o demoras durante esta fase.
- El conocimiento de elementos de máquinas, materiales de ingeniería comerciales, mecanismos, procesos de manufactura y herramientas CAD-CAE, constituye la herramienta fundamental para el diseño conceptual y de ingeniería de maquinaria.

8. RECOMENDACIONES

- Para el funcionamiento adecuado de la cadeneadora, se recomienda el montaje de mínimo dos puntos de apoyo durante la operación en posición horizontal, se recomendó emplear mecanismos de elevación de cremallera, con el fin de disminuir vibraciones excesivas en la máquina y brindar estabilidad para toda la estructura de la cadeneadora.
- Para el motoreductor, se recomienda el uso de un depósito compensador de aceite, el cual va acoplado directamente al equipo, con el fin de asegurar el buen estado de lubricación de las etapas del motoreductor y restituir las posibles pérdidas de aceite cuando el motor está en posición horizontal.
- Se recomienda estandarizar los tiempos necesarios reales para la limpieza interna de los tambores, con el fin de no forzar la máquina durante tiempos extras de funcionamiento.
- Para garantizar la durabilidad y correcto funcionamiento de la cadeneadora, se sugiere capacitar a los operarios en la labor de mantenimiento preventivo, siguiendo las actividades recomendadas en el plan que se encuentra en el anexo N.
- Se recomienda el uso de gafas de protección, delantal, botas plásticas y guantes adecuados para los operarios de la máquina, para evitar el contacto con la soda cáustica durante el funcionamiento y cargue de los tambores sobre la cadeneadora.
- Se recomienda para una futura máquina investigar la implementación de elementos mecánicos de sujeción eficaces para las masas y sprockets,

BIBLIOGRAFÍA

SHIGLEY, Joseph E. Diseño en Ingeniería mecánica. México: Mc.Graw Hill.2000.
901 p.

ROJAS, García Hernán. Diseño de elementos de máquinas II. Bucaramanga, UIS,
1992, 352 p.

HALL, A.S. Diseño de máquinas Serie Schaum. Barcelona: Mc.Graw
Hill.1985.337p.

MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. México: Prentice Hall.1992.
787 p.

PARADA, Alfredo. Conferencias sobre fatiga, Bucaramanga: UIS. 1997.

CASILLAS, A.L. Máquinas. España: Ed. Máquinas. 1966. 185 p.

Internet

www.reusarltda.com.

www.renold.com.

www.sew-eurodrive.com.

www.fag.com

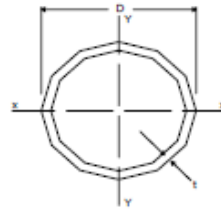
www.intermec.com.co

ANEXOS

ANEXO A. PROPIEDADES DE TUBOS DE ACERO

13

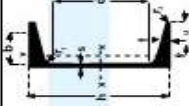
PROPIEDADES DE TUBOS DE ACERO



Diámetro Nominal Pulg. Mm	Diám. Ext. D mm	Diám. Interior mm	Espesor t mm	Peso kg/m	Area cm ²	Momento de Inercia cm ⁴	Modulo de Sección cm ³	Radio de Giro cm	No. de Cédula
2 1/2 84	73	70.35	2.65	4.707					30
	73	83	5.2	8.6	11.0	83.7	17.4	2.4	40
	73	59	7.0	11.4	14.5	80.1	21.9	2.3	80
	73	54	9.5	14.9	19.0	97.9	28.8	2.3	160
3 76	89	85.96	3.04	6.705					30
	89	78	5.5	11.3	14.4	126	28.3	3.0	40
	89	74	7.6	15.3	19.5	162	36.5	2.9	80
	89	67	11.1	21.3	27.2	210	47.2	2.8	160
3 1/2 89	102	90	5.7	13.6	17.4	199	39.2	3.4	40
	102	85	8.1	18.6	23.8	261	51.5	3.3	80
4 102	114	110.96	3.04	8.524					30
	114	102	6.0	16.1	20.6	301	52.7	3.8	40
	114	97	8.5	22.3	28.5	400	70.0	3.8	80
	114	92	11.1	28.3	36.1	485	84.8	3.7	120
	114	87	13.5	33.6	42.9	552	96.7	3.6	160
5 127	141	128	6.6	21.8	27.8	631	89.3	4.8	40
	141	122	9.5	30.9	39.5	860	121.8	4.7	80
	141	116	12.7	40.3	51.5	1071	151.6	4.6	120
	141	110	15.9	49.0	62.6	1250	177.0	4.5	160
6 152	168	163.45	4.55	18.41					30
	168	154	7.1	28.2	36.0	1171	133.3	5.7	40
	168	146	11.0	42.5	54.3	1685	200.2	5.6	80
	168	140	14.3	54.2	69.2	2077	247	5.5	120
	168	132	18.3	67.4	86.1	2455	292	5.3	160
8 203	219	206	6.3	33.3	42.5	2402	219	7.5	20
	219	205	7.0	36.8	47.0	2635	241	7.5	30
	219	203	8.1	42.5	54.3	3018	276	7.5	40
	219	198	10.3	53.1	67.8	3696	338	7.4	60
	219	194	12.7	64.6	82.5	4400	402	7.3	80
	219	189	15.0	75.7	96.7	5053	461	7.2	100
	219	183	18.0	90.3	115.3	5852	534	7.1	120
219	178	20.6	100.9	128.8	6402	585	7.1	140	

ANEXO B. DIMENSIONES Y PROPIEDADES DE PERFIL U

PERFILES C ESTANDAR AMERICANO - CE



Dimensiones y propiedades para el diseño

PERFILES CE

DESIGNACION	DIMENSIONES										AREA	PESO	PROPIEDADES ELASTICAS						CONS TORS	
	ALTURA		ALA		DISTANCIAS		EJE X-X		EJE Y-Y				Ix	Iy	Sx	Sy	rx	ry		Jt
	h	s	b	t	r1	r2	d	cm4	cm3	cm4										
C 3 x 4,1	76,20	4,30	35,80	6,90	6,90	2,50	45,60	7,68	6,10	66,60	18,00	2,97	8,32	3,44	1,04	1,12				
C 3 x 5	76,20	6,50	38,00	6,90	6,90	2,50	45,60	9,40	7,44	74,90	19,70	2,84	10,40	3,93	1,04	1,79				
C 3 x 6	76,20	9,00	40,50	6,90	6,90	2,50	45,60	11,30	8,93	87,40	22,90	2,74	12,90	4,42	1,07	3,04				
C 4 x 5,4	101,60	4,60	40,10	7,50	7,10	2,80	68,80	10,10	8,04	158,00	31,10	3,96	13,30	4,75	1,14	1,66				
C 4 x 7,25	101,60	8,10	43,70	7,50	7,10	2,80	68,80	13,70	10,80	187,00	36,90	3,73	18,30	5,73	1,17	3,41				
C 5 x 6,7	127,00	4,80	44,50	8,10	7,40	2,80	91,80	12,60	10,00	308,00	49,20	4,95	20,00	6,23	1,27	2,29				
C 5 x 9	127,00	8,20	47,90	8,10	7,40	2,80	91,80	17,00	13,40	366,00	57,70	4,65	26,60	7,40	1,62	4,54				
C 6 x 8,2	152,40	5,10	48,80	8,70	7,60	3,00	115,00	15,40	12,20	541,00	70,50	5,94	29,10	8,19	1,37	3,12				
C 6 x 10,5	152,40	8,00	51,70	8,70	7,60	3,00	115,00	19,80	15,60	628,00	82,40	5,64	36,20	9,33	1,35	5,45				
C 6 x 13	152,40	11,10	54,80	8,70	7,60	3,00	115,00	24,60	19,30	720,00	95,00	5,41	45,80	10,70	1,35	10,00				
C 6 x 15	152,40	14,30	58,00	8,70	7,60	3,00	115,00	29,40	23,07	813,00	106,70	5,26	53,30	12,10	1,35	—				
C 7 x 9,8	177,80	5,30	53,10	9,30	7,90	3,30	138,00	18,40	14,60	878,00	98,30	6,91	40,80	10,30	1,50	4,16				
C 7 x 12,25	177,80	8,00	55,70	9,30	7,90	3,30	138,00	23,10	18,20	1.002,00	113,00	6,58	50,00	11,60	1,47	6,70				
C 7 x 14,75	177,80	10,60	58,40	9,30	7,90	3,30	138,00	27,90	22,00	1.127,00	126,00	6,37	58,20	12,90	1,45	11,20				
C 8 x 11,5	203,20	5,60	57,40	9,90	8,10	3,30	161,00	21,70	17,10	1.344,00	133,00	7,87	54,10	12,90	1,60	5,45				
C 8 x 13,75	203,20	7,70	59,50	9,90	8,10	3,30	161,00	26,10	20,50	1.489,00	147,00	7,59	62,40	14,10	1,57	7,78				
C 8 x 18,75	203,20	12,40	64,30	9,90	8,10	3,30	161,00	35,40	27,90	1.818,00	179,00	7,16	83,20	16,40	1,52	18,20				
C 8 x 21,25	203,20	14,80	67,00	9,90	8,10	3,30	159,00	40,30	31,62	1.988,00	195,70	7,02	93,70	18,20	1,52	—				

ANEXO C. SOPORTE DE PIE PARA SISTEMA DE ROTACION

Unidades FAG de rodamientos S Series P162, P362, P562, P762...2RSR Soporte de pie de fundición gris															
Eje	Dimensiones					Tornillos de fijación					Denominación abreviada				
	d	a	b	c	h	h ₁	m	u	v	s	mm	in	Unidad de soporte	Rodamiento con dispositivo de seguridad	Soporte
mm	in	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	in	in	FAG	FAG	FAG
1 1/2	38.1	164	54	16	40.2	98	130	14	10	M12	1/2	1/2	F16208.106	16208.106	P106
	38.1	164	54	16	40.2	98	130	14	10	M12	1/2	1/2	P36208.106	36208.106	P106
	38.1	164	54	16	40.2	98	130	14	10	M12	1/2	1/2	P56208.106	56208.106	P106
1 9/16	30.688	164	54	16	40.2	98	130	14	10	M12	1/2	1/2	F16208.100	16208.100	P106
	30.688	164	54	16	40.2	98	130	14	10	M12	1/2	1/2	P36208.100	36208.100	P106
	30.688	164	54	16	40.2	98	130	14	10	M12	1/2	1/2	P56208.100	56208.100	P106
40	40	164	54	16	40.2	98	130	14	10	M12	1/2	1/2	F16208	16208	P106
	40	164	54	16	40.2	98	130	14	10	M12	1/2	1/2	P36206	36206	P106
	40	164	54	16	40.2	98	130	14	10	M12	1/2	1/2	P56206	56206	P106
	40	164	54	16	40.2	98	130	14	10	M12	1/2	1/2	F16208-2RSR	16208-2RSR	P106

ANEXO D. GUÍA PRÁCTICA PARA CÁLCULO DE MOTORES

Guías prácticas para el instalador

Una sección de fichas coleccionables dedicada a los instaladores, analizando paso a paso la problemática habitual de nuestra actividad.

7. GUÍA PRÁCTICA DE CÁLCULO: MOTORES ELÉCTRICOS.

7.1 POTENCIAS PARA MÁQUINAS

A. POTENCIA PARA EL MOTOR QUE ACCIONA UNA BOMBA

$$P = Q \cdot d \cdot h / \eta$$

P- potencia en kW

Q- caudal en m³/S

d- peso específico en N/dm³

h- altura de la elevación en m

η - rendimiento mecánico

B. POTENCIA PARA ELEVACIÓN DE AGUA

$$P = Q \cdot h / 75 \eta$$

P- potencia en CV

Q- caudal en m³/s

h- altura de la elevación en m

η - rendimiento mecánico

C. POTENCIAS PARA MÁQUINAS DIVERSAS (Orientativas)

a. Máquinas herramientas para metales

_ Torno revolver	3 a 20
_ Torno paralelo	3 a 45
_ Torno automático	1 a 15
_ Fresadora	1 a 25
_ Rectificadora	1 a 30
_ Martillos pilón	10 a 100
_ Cizallas	1 a 40
_ Maq. de cortar y roscar	1 a 20
_ Taladradoras verticales	1 a 10

_ Taladradoras radiales	10 a 40
_ Mandrinadoras	10 a 30

b. Industria de la construcción

_ Hormigoneras	3 a 6
_ Muela, perfor., sierras	1 a 3
_ Cintas transportadoras	2 a 5

c. Máquinas para trabajar madera

_ Sierra de cinta	0.5 a 6
_ Sierra circular	2 a 6
_ Taladradoras	2 a 4
_ Cepilladoras	20.75
_ Tornos	1 a 15

d. Máquinas agrícolas

_ Empacadoras de paja	2 a 5
_ Trilladoras	7 a 15
_ Centrif. de leche	0.5 a 3
_ Elevadores de granos	1 a 3
_ Elevadores de sacos	1 a 3
_ Limpiadores de grano	1 a 3

D. POTENCIA DE UN MOTOR PARA MECANISMOS DE ELEVACIÓN

$$P = F \cdot v / 1,000 \cdot \eta$$

Potencia - potencia mínima del motor en kW

F - fuerza resistente a la marcha en N

F = m . g v - velocidad en m/s

η - rendimiento mecánico
g - aceleración (9.81)

E. POTENCIA DE UN MOTOR PARA UN MECANISMO GIRATORIO

$$P = M \cdot n / 9,550 \cdot \eta$$

P- Potencia mínima del motor en kW

M- par de giro en Nm

n - revoluciones por min-1

F. POTENCIA DE UN MOTOR PARA EL ACCIONAMIENTO DE GRÚAS CON ACCIONAMIENTO UNILATERAL DEL CARRO

$$P = P1 \cdot mg + 2 (mc + mcar) / \eta \cdot m$$

P- potencia en kW

P1 - potencia mínima necesaria en kW

mg - masa de la grúa en Kg

mc - masa del carro en Kg

mcar - masa de la carga en Kg

G. POTENCIA DE UN MOTOR PARA MECÁNICO DE TRASLACIÓN

$$P = F \cdot w \cdot v / 2p \cdot 9,550 \cdot \eta$$

P- potencia en kW

F- peso total en N

w- Resistencia de traslación

ANEXO E. DIMENSIONES DE SPROCKET

INTERMEC

**PIÑONES
3/4 (60)**

TABLA DE DIMENSIONES
DE LOS PIÑONES INTERMEC PASO 3/4" (19.05 mm)
para Cadena ANSI No. 60 Tipo B Sencillos, Dobles y Triples

Los diámetros totales de los piñones figuran en pulgadas y milímetros. Todas las demás dimensiones figuran solamente en pulgadas. Para convertir a milímetros cualquier medida dada en pulgadas multiplíquese por 25.4.

Número de Dientes.	Diámetro Total		Manzana Diámetro Pulg.	Hueco Estándar Diámetro	Hueco Máximo Permisible	Gruaso Total del Piñón	Largo Manzana Solamente	Dobles		Triples	
	Pulg	Milim						Diámetro Manzana	Gruaso Total	Diámetro Manzana	Gruaso Total
9	2.510	63.8	1 7/8 R	3/4	1"	1 5/16	0.853	1 7/8 R	2 1/4	1 7/8 R	3 1/8
10	2.760	70.1	2" R	3/4	1 1/4	1 5/16	0.853	2" R	2 1/4	2" R	3 1/8
11	3.000	76.2	2 1/16 R	3/4	1 3/8	1 5/16	0.853	2 1/4 R	2 1/2	2 1/4 R	3 1/8
12	3.250	82.6	2 3/8 R	3/4	1 1/2	1 5/16	0.853	2 3/8 R	2 1/2	2 3/8 R	3 1/8
13	3.490	88.6	2 1/4	3/4	1 5/8	1 1/4	0.791	2 1/4	2 1/8	2 1/4	3 1/16
14	3.740	95.0	2 1/2	3/4	1 3/4	1 1/4	0.791	2 1/2	2 1/8	2 1/2	3 1/16
15	3.980	101.1	2 7/8	3/4	1 7/8	1 1/4	0.791	2 7/8	2 1/8	2 7/8	3 1/16
16	4.220	107.2	3"	3/4	2"	1 1/4	0.791	3"	2 1/8	3"	3 1/16
17	4.460	113.3	3 3/16	1"	2 1/4	1 1/4	0.791	3 1/4	2 1/8	3 1/4	3 1/16
18	4.700	119.4	3 3/16	1"	2 1/4	1 1/2	1.041	3 1/2	2 1/8	3 1/2	3 1/16
19	4.940	125.5	3 1/4	1"	2 5/16	1 1/2	1.041	3 11/16	2 1/8	3 11/16	3 1/16
20	5.190	131.8	3 1/4	1"	2 5/16	1 1/2	1.041	3 3/4	2 1/8	3 3/4	3 1/16

INTERMEC

**PIÑONES
1/2 (40)**

TABLA DE DIMENSIONES
DE LOS PIÑONES INTERMEC PASO 1/2" (12.7 mm)
para Cadena ANSI No. 40 Tipo B Sencillos, Dobles y Triples

Los diámetros totales de los piñones figuran en pulgadas y milímetros. Todas las demás dimensiones figuran solamente en pulgadas. Para convertir a milímetros cualquier medida dada en pulgadas multiplíquese por 25.4.

Número de Dientes.	Diámetro Total		Manzana Diámetro Pulg.	Hueco Estándar Diámetro	Hueco Máximo Permisible	Gruaso Total del Piñón	Largo Manzana Solamente	Dobles		Triples	
	Pulg	Milim						Diámetro Manzana	Gruaso Total	Diámetro Manzana	Gruaso Total
9	1.620	41.1	1 1/8 R	1/2	5/8	15/16	0.653	1 1/8 R	1 1/2	1 1/8 R	2"
10	1.790	45.5	1 1/4 R	1/2	3/4	15/16	0.653	1 1/4 R	1 1/2	1 1/4 R	2"
11	1.950	49.5	1 7/16 R	1/2	7/8	15/16	0.653	1 7/16 R	1 1/2	1 7/16 R	2"
12	2.120	53.8	1 9/16 R	5/8	1"	15/16	0.653	1 9/16 R	1 1/2	1 9/16 R	2"
13	2.280	57.9	1 3/4 R	5/8	1 1/16	15/16	0.653	1 3/4 R	1 1/2	1 3/4 R	2"
14	2.440	62.0	1 7/8 R	5/8	1 1/8	15/16	0.653	1 7/8 R	1 1/2	1 7/8 R	2"
15	2.600	66.0	2" R	5/8	1 1/4	15/16	0.653	2" R	1 1/2	2" R	2"
16	2.760	70.1	2 1/16	5/8	1 3/8	7/8	0.591	2 1/16	1 1/2	2 1/16	2"
17	2.920	74.2	2 3/16	5/8	1 3/8	7/8	0.591	2 3/16	1 1/2	2 3/16	2"
18	3.090	78.5	2 3/8	5/8	1 1/2	7/8	0.591	2 3/8	1 1/2	2 3/8	2"
19	3.250	82.6	2 1/2	5/8	1 3/4	7/8	0.591	2 1/2	1 1/2	2 1/2	2"
20	3.410	86.6	2 5/8	5/8	1 7/8	15/16	0.653	2 5/8	1 1/2	2 5/8	2"
21	3.570	90.7	2 7/8	5/8	1 7/8	15/16	0.653	2 7/8	1 1/2	2 7/8	2"
22	3.730	94.7	3"	5/8	1 7/8	1"	0.716	3"	1 1/2	3"	2"
23	3.890	98.8	3 1/4	5/8	2"	1"	0.716	3 1/4	1 1/2	3 1/4	2"
24	4.050	102.9	3 1/4	5/8	2 1/4	1"	0.716	3 1/4	1 1/2	3 1/4	2"
25	4.210	106.9	3 1/4	5/8	2 1/4	1"	0.716	3 1/4	1 1/2	3 1/4	2"

ANEXO F. PROPIEDADES MECANICAS Y FISICAS DE ACERO SAE1045.

ACERO AISI-SAE 1045 (UNS G10450)

1. Descripción: es un acero utilizado cuando la resistencia y dureza son necesarios en condición de suministro. Este acero medio carbono puede ser forjado con martillo. Responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Cuando se hacen prácticas de soldadura adecuadas, presenta soldabilidad adecuada. Por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A108

3. Propiedades mecánicas: Dureza 163 HB (84 HRb)
Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)
Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)
Elongación 16% (en 50 mm)
Reducción de área (40%)
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.43 – 0.50 % C
0.60 – 0.90 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: los usos principales para este acero es piñones, cuñas, ejes, tornillos, partes de maquinaria, herramientas agrícolas y remaches.

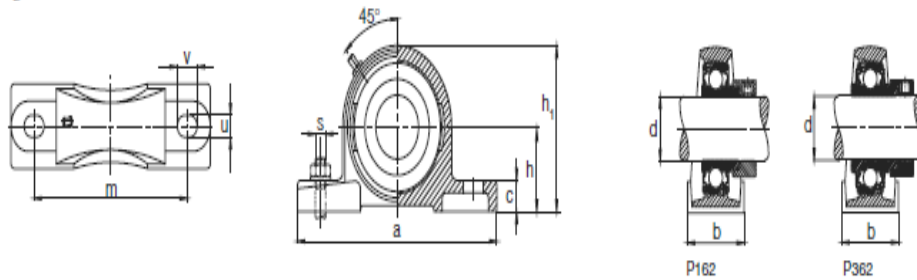
7. Tratamientos térmicos: se da normalizado a 900°C y recocido a 790°C

ANEXO G. DIMENSIONES DE CHUMACERAS PARA EJES.

Unidades FAG de rodamientos S

Series P162, P362, P562, P762...2RSR

Soporte de pie de fundición gris



Eje	Dimensiones										Tornillos de fijación		Denominación abreviada		
	d	a	b	c	h	h ₁	m	u	v	s	mm	in	Unidad de soporte	Rodamiento con dispositivo de seguridad	Soporte
mm in	mm												FAG	FAG	FAG
1	25,4	140	38	15	36,5	71	105	11,5	16	M10	3/8		P16205.100	16205.100	P205
	25,4	140	38	15	36,5	71	105	11,5	16	M10	3/8		P36205.100	36205.100	P205
	25,4	140	38	15	36,5	71	105	11,5	16	M10	3/8		P56205.100	56205.100	P205

ANEXO H. CRITERIOS SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.

Dimensionado

Rodamientos solicitados estáticamente · Rodamientos solicitados dinámicamente

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad [\text{kN}]$$

siendo

$$P_0 \text{ Carga estática equivalente} \quad [\text{kN}]$$

$$F_r \text{ Carga radial} \quad [\text{kN}]$$

$$F_a \text{ Carga axial} \quad [\text{kN}]$$

$$X_0 \text{ Factor radial}$$

$$Y_0 \text{ Factor axial}$$

Los valores para X_0 e Y_0 así como información sobre el cálculo de la carga estática equivalente para los distintos tipos de rodamientos están indicados en las tablas de rodamientos o en los textos preliminares.

La carga dinámica equivalente P [kN] es un valor teórico. Es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial en rodamientos axiales, que es constante en magnitud y sentido. P produce la misma vida que la combinación de cargas.

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [\text{kN}]$$

siendo

$$P \text{ Carga dinámica equivalente} \quad [\text{kN}]$$

$$F_r \text{ Carga radial} \quad [\text{kN}]$$

$$F_a \text{ Carga axial} \quad [\text{kN}]$$

$$X \text{ Factor radial}$$

$$Y \text{ Factor axial}$$

Los valores X e Y así como información sobre el cálculo de la carga dinámica equivalente para los distintos tipos de rodamientos están indicados en las tablas de rodamientos o en los textos preliminares.

El exponente de vida p es diferente para rodamientos de bolas y de rodillos.

$p = 3$ para rodamientos de bolas

$p = \frac{10}{3}$ para rodamientos de rodillos

Rodamientos solicitados dinámicamente

En el método de cálculo normalizado (DIN/ISO 281) para rodamientos solicitados dinámicamente, se parte de la fatiga del material (formación de pitting) como causa del deterioro del rodamiento. La fórmula de vida es:

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P} \right)^p \left[10^6 \text{ revoluciones} \right]$$

siendo

$$L_{10} = L \text{ vida nominal} \quad [10^6 \text{ revoluciones}]$$

$$C \text{ capacidad de carga dinámica} \quad [\text{kN}]$$

$$P \text{ carga dinámica equivalente} \quad [\text{kN}]$$

$$p \text{ exponente de vida}$$

L_{10} es la vida nominal en millones de revoluciones alcanzada o rebasada por lo menos de un 90% de un gran lote de rodamientos iguales.

La capacidad de carga dinámica C [kN] según DIN ISO281 - 1993 se indica en las tablas para cada rodamiento. Con esta carga se alcanza una vida L_{10} de 10^6 revoluciones.

Si la velocidad del rodamiento es constante, la duración puede expresarse en horas

$$L_{h10} = L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} \quad [\text{h}]$$

siendo

$$L_{h10} = L_h \text{ vida nominal} \quad [\text{h}]$$

$$L \text{ vida nominal} \quad [10^6 \text{ revoluciones}]$$

$$n \text{ velocidad (revoluciones por minuto)} \quad [\text{min}^{-1}]$$

Convirtiendo la ecuación se obtiene:

$$L_h = \frac{L \cdot 500 \cdot 33 \frac{1}{3} \cdot 60}{n \cdot 60}$$

$$\frac{L_h}{500} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \left(\frac{33 \frac{1}{3}}{n} \right)$$

$$\sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[p]{\frac{33 \frac{1}{3}}{n}} \cdot \frac{C}{P}$$

ANEXO I. FORMULAS PARA SELECCIÓN DE MOTOREDUCTOR



11.1 Motor calculation

Resistance to motion

The weight of the plate is $m = 2,370 \text{ kg}$ with a density of 7.9 kg/dm^3 (steel) and a volume of 300 dm^3 . The resistance to motion is calculated in the same manner as for travel drive systems. The values for c and f can be found in the appendix containing the tables.

$$F_F = m \cdot g \cdot \left(\frac{2}{D_2} \cdot \left(\mu_L \cdot \frac{1}{2} \cdot d + f \right) + c \right)$$

$$F_F = 2370 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \left(\frac{2}{89 \text{ mm}} \cdot \left(0.005 \cdot \frac{1}{2} \cdot 20 \text{ mm} + 0.5 \text{ mm} \right) + 0 \right) = 287 \text{ N}$$

Static power

Efficiency is the important factor.

According to the table, the efficiency of chains is $\eta_1 = 0.9$ per complete contact. In our case, the chain arrangement consists of seven complete chain contacts.

The overall efficiency of the chain η_2 is calculated with $x = \text{number of contacts} = 7$ to be:

Chain efficiency

$$\eta_2 = \eta_1^x = 0.9 \cdot 7 = 0.48$$

The required static motor power at a gear unit efficiency of $\eta_G = 0.95$ is:

Static power

$$P_S = \frac{F_F \cdot v}{\eta_G \cdot \eta_2} = \frac{287 \text{ N} \cdot 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.95 \cdot 0.48 \cdot 1000} = 0.31 \text{ kW}$$

This results in the following application for a rotating motion:

Rotation

$$J_X [\text{kgm}^2] = J_L [\text{kgm}^2] \cdot \left(\frac{n}{n_M} \right)^2$$

n = speed after total gear ratio (additional gear and gear unit)
 n_M = motor speed

7.5 Torques

Linear motion

$$M = F \cdot r = \frac{F \cdot D}{2} \quad M [\text{Nm}] = \frac{F [\text{N}] \cdot D [\text{mm}]}{2000}$$

Rotation

$$M = J \cdot \alpha \quad M [\text{Nm}] = J [\text{kgm}^2] \cdot \frac{n [\text{min}^{-1}]}{9.55 \cdot t_A [\text{s}]}$$

7.6 Power

Linear motion

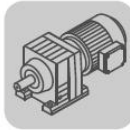
$$P = F \cdot v \quad P [\text{kW}] = \frac{F [\text{N}] \cdot v [\text{m/s}]}{1000}$$

Rotation

$$P = M \cdot \omega \quad P [\text{kW}] = \frac{M [\text{Nm}] \cdot n [\text{min}^{-1}]}{9550}$$

ANEXO J. TABLAS DE SELECCIÓN MOTOREDUCTOR.

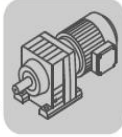
3



Helical Gearmotors
Selection tables [kW]

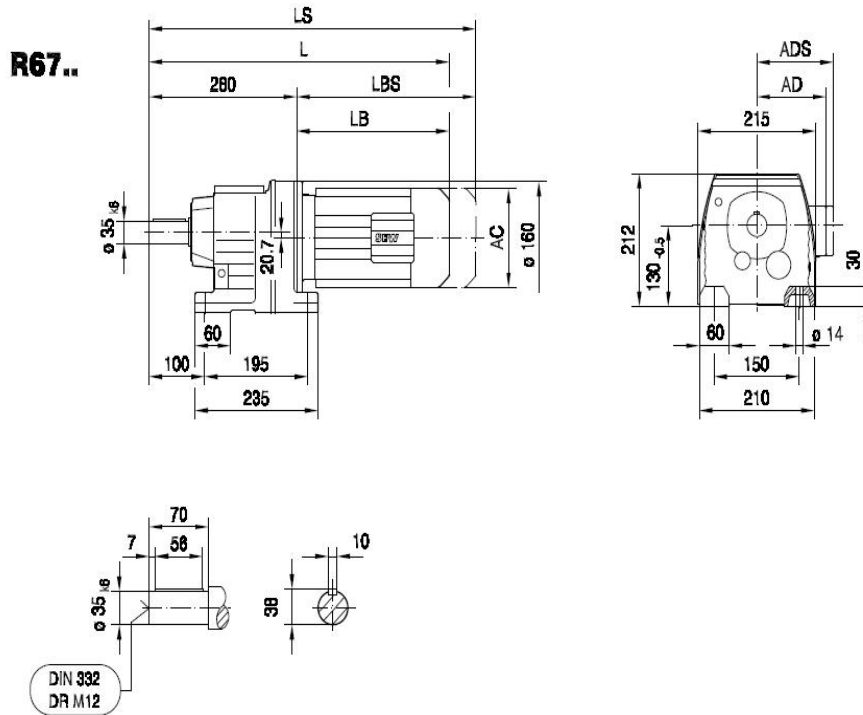
P_m [kW]	n_a [1/min]	M_a [Nm]	i	$F_{Ra}^{1)}$ [N]	SEW f_B					m [kg]	
5.5	17	3050	83.15	17600	1.00						
	20	2650	72.17	21800	1.15						
	22	2390	65.21	24600	1.25						
	24	2200	59.92	24200	1.35						
	27	1950	53.21	23600	1.55	R	97	DV	132S4	140	157
	30	1750	47.58	23000	1.70	RF	97	DV	132S4	155	158
	33	1570	42.78	22500	1.90						
	39	1360	37.13	21700	2.2						
	43	1220	33.25	21100	2.4						
	52	1010	27.58	20100	2.6						
	91	580	15.79	6610	0.95						
	96	550	14.91	6900	1.00						
	113	465	12.70	6810	1.10						
	124	425	11.54	6690	1.20						
	143	365	10.00	6500	1.30						
	154	340	8.70*	6310	1.40	R	67	DV	132S4	64	148
	183	285	7.79	6180	1.35	RF	67	DV	132S4	67	149
	194	270	7.36*	6100	1.35						
	228	230	6.27	5860	1.45						
	251	210	5.70	5720	1.50						
	290	181	4.93	5510	1.60						
	333	158	4.29	5310	1.70						
	51	1020	27.84*	16100	1.50						
	61	860	23.40	15500	1.80						
	66	790	21.51	15200	1.90						
	75	700	19.10	14700	2.1						
	84	625	17.08*	14300	2.2						
	93	565	15.35	13900	2.4	R	87	DV	132S4	96	154
107	490	13.33	13400	2.6	RF	87	DV	132S4	105	155	
120	440	11.93	13000	2.8							
144	365	9.90*	12300	3.3							
156	335	9.14*	12200	3.6							
174	300	8.22	11800	3.8							
200	260	7.13	11300	4.1							
76	690	18.80	9240	1.15	R	77	DV	132S4	71	151	
80	655	17.82*	9400	1.20	RF	77	DV	132S4	77	152	
92	575	15.60	9150	1.30							
102	515	14.05	8950	1.40							
116	455	12.33	8690	1.50							
131	400	10.88	8440	1.65							
148	355	9.64	8190	1.80							
166	315	8.59	8080	2.0	R	77	DV	132S4	71	151	
185	285	7.74	7860	2.2	RF	77	DV	132S4	77	152	
211	250	6.79	7580	2.3							
239	220	5.99*	7320	2.5							
269	195	5.31*	7070	2.6							

3



Helical Gearmotors
Dimension sheets [mm]

04 006 02 00



(→ 14)	DR63..	DT71D	DT80..	DT90..	DV100M	DV100L	DV112M	DV132S	DV132M		
AC	132	145	145	197	197	197	221	221	275		
AD	105	122	122	154	166	166	179	179	230		
ADS	105	127	127	161	166	166	182	182	230		
L	465	479	529	549	599	629	634	682	704		
LS	520	543	593	634	684	714	714	762	816		
LB	185	199	249	269	319	349	354	402	424		
LBS	240	263	313	354	404	434	434	482	536		

ANEXO K. TABLAS DE SELECCIÓN UNIDAD REDUCTORA.

Gear Units



6.2 Dimensioning of standard gear units with service factor

The gear units are usually designed for uniform load and only a few starts/stops. If deviations from these conditions exist, it is necessary to multiply the calculated theoretical output torque or output power by a service factor. This service factor is determined by the starting frequency, the mass acceleration factor and the daily operating time. The following diagrams can be used as a first approximation.

In the case of characteristics specific to an application, higher service factors can be determined referring to pragmatical values. The gear unit can be selected from the output torque thus calculated. The permitted gear unit output torque must be greater or equal to the calculated torque.

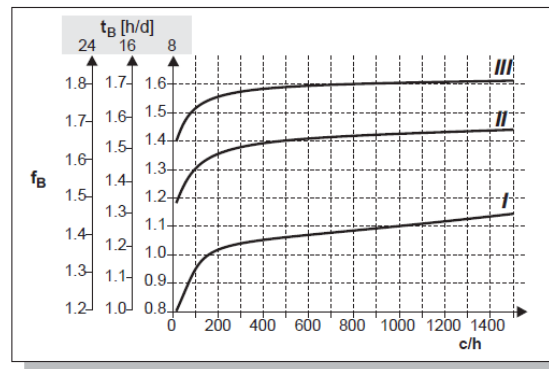


Figure 24: Required service factor f_B for R, F, K, W, S gear units 00656CXX

Load classification

- I uniform, permitted mass acceleration factor ≤ 0.2
- II non-uniform, permitted mass acceleration factor ≤ 3
- III highly non-uniform, permitted mass acceleration factor ≤ 10

$$f_a = \frac{J_X}{J_M}$$

f_a = mass acceleration factor
 J_X = all external moments of inertia
 J_M = moment of inertia on the motor side

ANEXO L. TABLAS DE SELECCIÓN CADENAS DE RODILLOS



Renold Chain Designer Guide

2 Establish Selection Factors

The following factors will be used later on to determine the selection power.

Application Factor f1

Factor f1 takes account of any dynamic overloads depending on the chain operating conditions. The value of factor f1 can be chosen directly or by analogy using chart 2.

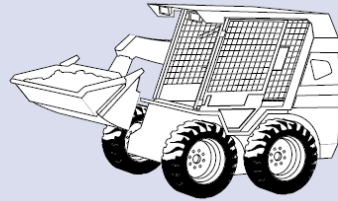


Chart 2

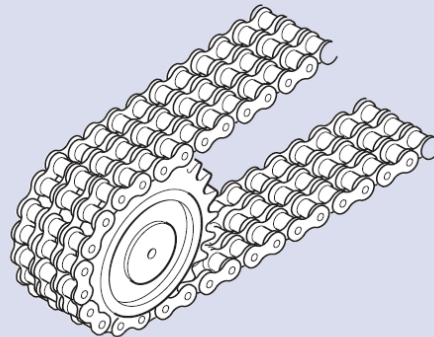
DRIVEN MACHINE CHARACTERISTICS		CHARACTERISTICS OF DRIVER		
		SMOOTH RUNNING Electric Motors, Steam and Gas Turbines, Internal Combustion Engines with Hydraulic coupling	SLIGHT SHOCKS Internal Combustion Engines with 6 cyls or more with mechanical Coupling, Electric Motors with frequent starts	MODERATE SHOCKS Internal Combustion Engines with less than 6 cyls, with mechanical coupling
SMOOTH RUNNING	Centrifugal Pumps and Compressors, Printing Machines, Paper Calanders, Uniformly Loaded Conveyors, Escalators, Liquid Agitators and Mixers, Rotary Driers, Fans	1	1.1	1.3
MODERATE SHOCKS	Pumps and Compressors (3+ cyls), Concrete Mixing Machines, Non uniformly Loaded Conveyors, Solid Agitators and Mixers	1.4	1.5	1.7
HEAVY SHOCKS	Planers, Excavators, Roll and Ball Mills, Rubber Processing Machines, Presses and Shears 1 & 2 Cyl Pumps and Compressors, Oil Drilling Rigs	1.8	1.9	2.1

Tooth Factor f2

The use of a tooth factor further modifies the final power selection. The choice of a smaller diameter sprocket will reduce the maximum power capable of being transmitted since the load in the chain will be higher.

Tooth factor f2 is calculated using the formula $f_2 = \frac{19}{Z_1}$

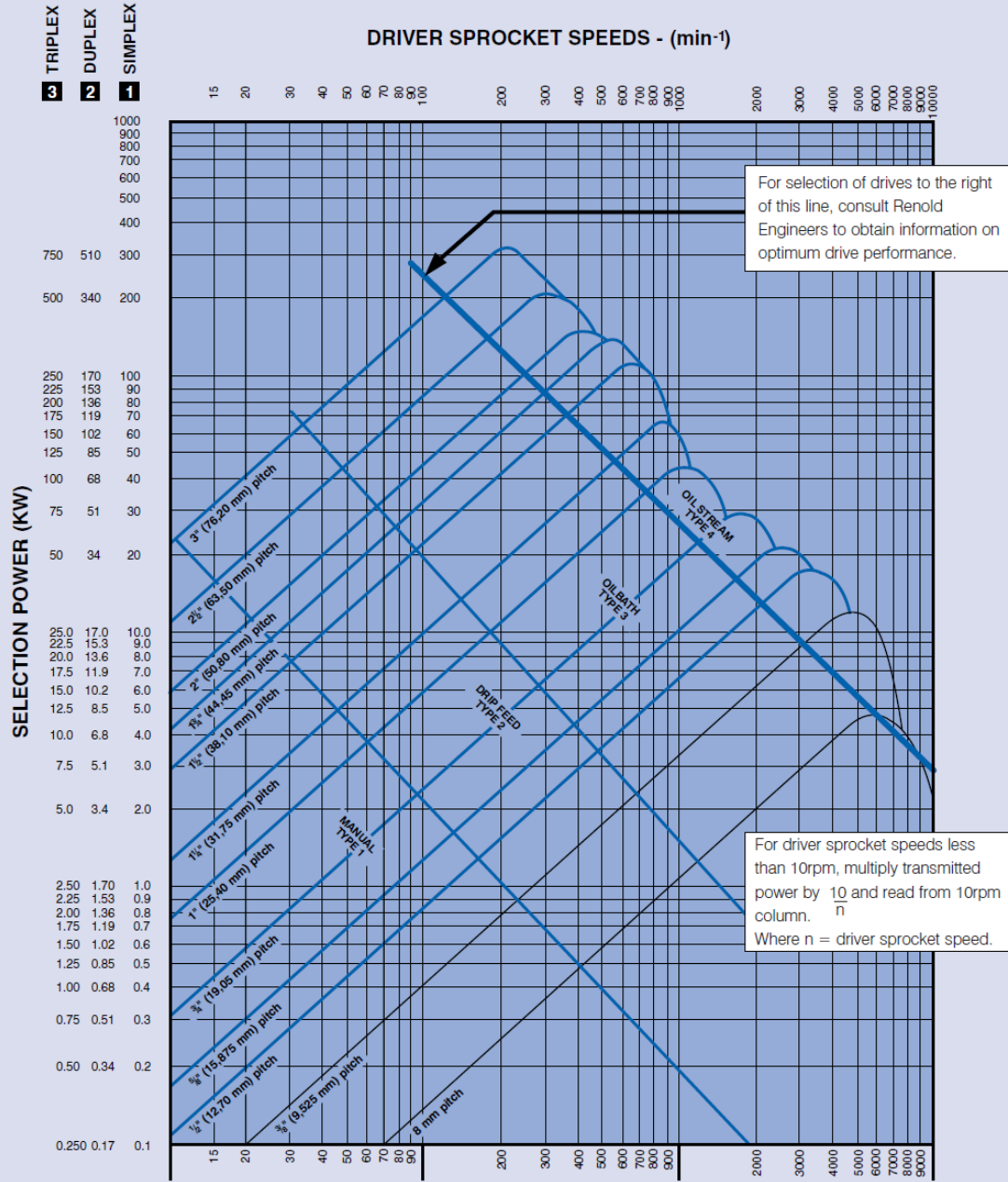
Note that this formula arises due to the fact that selection rating curves shown in the rating charts (see pages 107 and 108) are those for a 19 tooth sprocket.



f2 factors for standard sprocket sizes

Z1	f2
15	1.27
17	1.12
19	1.00
21	0.91
23	0.83
25	0.76

EUROPEAN STANDARD CHAIN DRIVES
Rating Chart using 19T Driver Sprocket



ANEXO M. RECOMENDACIONES APLICACIÓN PINTURA EPÓXICA



Pintura Epóxica de Altos Sólidos

El Color de la Calidad

USOS

Para proteger superficies metálicas, de madera, concreto o asbesto-cemento de humos, polvo, salpique y derrame de solventes alifáticos, para áreas costeras y ambientes marinos. Para interior y exterior de tuberías de agua a presión y productos derivados del petróleo, enterradas o al aire. En fondos de cascos (como pintura de barrera), para tanques, estructuras de acero sumergido, maquinarias y equipos en ambientes industriales de alta agresividad. Excelente acabado para todos los primers ricos en zinc y epoxi de Pintuco. Recomendado para plantas procesadoras de carnes y aves. En exposición atmosférica entizan con el tiempo.

CARACTERÍSTICAS

Recubrimientos autoimprimantes de altos sólidos (A.S.), de excelente resistencia a la humedad, química y solventes. Con ellos se pueden obtener altos espesores (A.E.) por mano generándose economías en la aplicación de los productos. Se caracteriza por su excelente adherencia y recubrimiento de ángulos, ejes, pernos y áreas similares difíciles de proteger. La mezcla aplicada produce una capa de alto espesor y gran dureza, resistente a aguas dulces o saladas, ácidos débiles, sales, álcalis y aceites lubricantes y combustibles, agua potable e industria alimenticia. Cumple con la norma F.D.A.

ESPECIFICACIONES

Acabado: Semibrillante

Viscosidad KU a 24°C: 85 a 100, material mezclado

Sólidos por volumen: 85 a 90%25 según el color del material mezclado

Sistema de aplicación: Airless, lo recomendado. Brocha, rodillo o pistola

Rendimiento teórico a 25 micrones película seca: 126,4 m² / galón, según color

Ajustador PINTUCO recomendado: 121.135

Espesor recomendado película seca: 125 a 200 micrones (puede aplicarse en dos manos hasta 300 micrones) si se requiere este espesor.

Resistencia a: Intemperie, Ácidos Buena (entiza)

Humedad, Álcalis, Inmersión en agua a 49°C: Excelente

Productos del petróleo, Abrasión Excelente

•PREPARACIÓN DE SUPERFICIE

La superficie debe estar libre de humedad, polvo, mugre, grasa, cera, Pintura deteriorada y óxido. La superficie debe ser mantenida a una temperatura mínima de 3°C superior a la temperatura de rocío durante la preparación y aplicación. Para usarlo como auto imprimante la superficie debe ser preparada con chorro abrasivo, mínimo a grado comercial SSPC-SP6 (estándar sueco SA- 2) con remoción completa de la escama de laminación, para uso general. Para ambientes altamente agresivos debe ser preparada a SSPC-SP10 cerca a metal Blanco. El concreto y asbesto-cemento se deben neutralizar previamente, lavándolos con una solución acuosa de ácido muriático (clorhídrico) al 10%25 por volumen, dejando actuar el ácido 15 minutos, luego se enjuagan con abundante agua y se secan completamente.

•APLICACIÓN

Se revuelven por separado con espátulas limpias la pintura Epóxica de Altos Sólidos y el Catalizador hasta obtener su completa uniformidad. Se mezclan cuatro partes por volumen de la pintura con una parte por volumen del Catalizador y se revuelve muy bien con una espátula limpia hasta que la mezcla sea total y uniforme. Se debe evitar la contaminación de los componentes separados con la mezcla de ellos. De la exactitud y uniformidad de la mezcla dependen las propiedades de la pintura aplicada. Se debe preparar únicamente la cantidad que se va a utilizar. Después de cuatro horas de preparada la mezcla el producto pierde sus propiedades. Ese tiempo disminuye si la temperatura ambiental aumenta y aumenta si dicha temperatura disminuye.

ANEXO N. PLAN DE MANTENIMIENTO

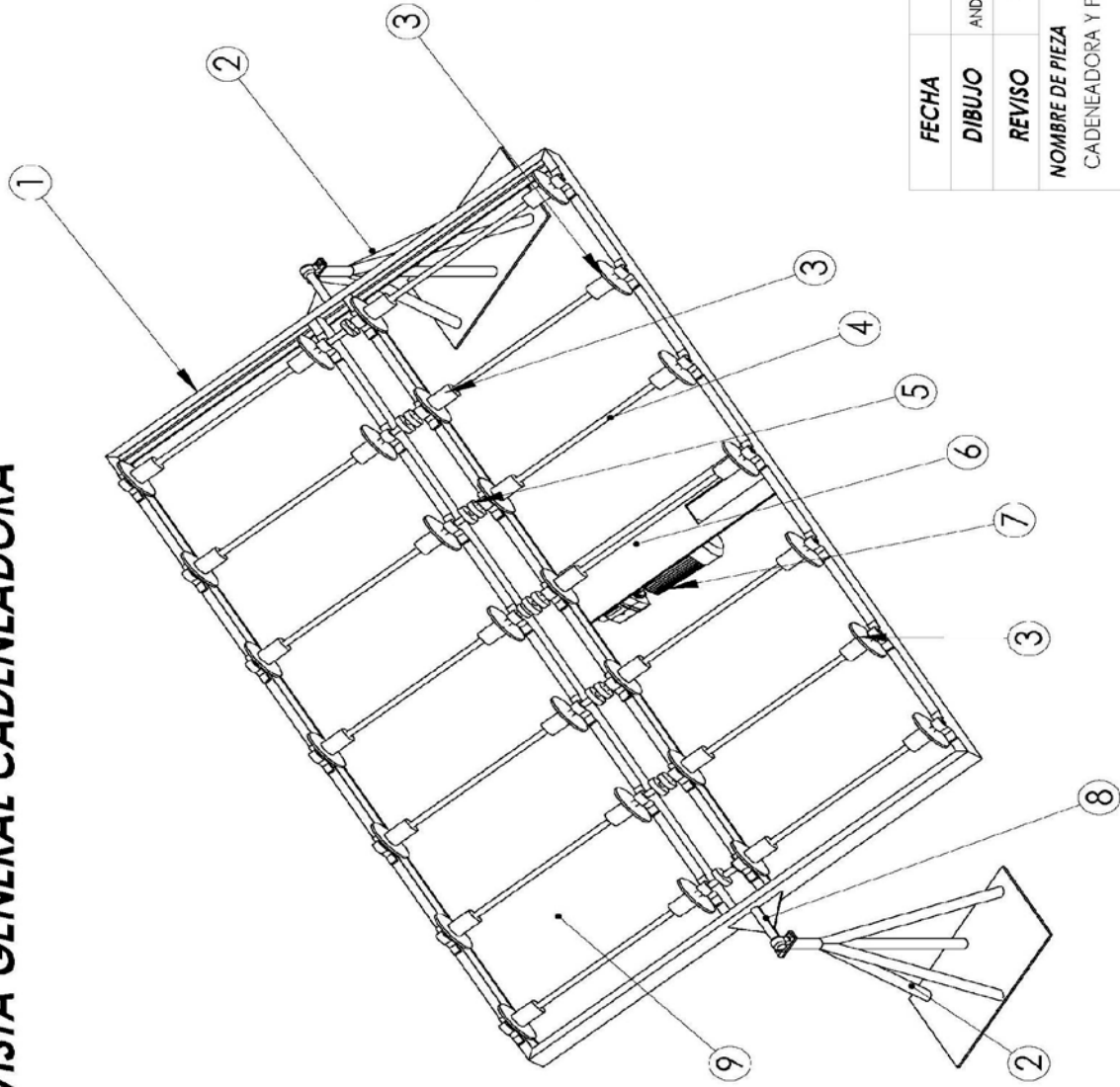
GAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO

EQUIPO A INSPECCIONAR	<i>Cadeneadora de 12 tambores metálicos.</i>
OPERARIO	TIEMPO NORMAL DE OPERACIÓN <i>35 minutos</i>
HORA INICIO	HORA FINAL
HERRAMIENTAS <ul style="list-style-type: none"> • Spray lubricante para cadenas. • Llave Allen. • Llave ¾ de pulgada. • Grasea 	EQUIPO DE PROTECCIÓN <ul style="list-style-type: none"> • Guantes. • Gafas de protección.
RIESGOS DE TRABAJO Y MEDIDAS PREVENTIVAS <ul style="list-style-type: none"> • Uso de guantes. • Desconexión eléctrica de motor. 	

DESCRIPCION DE LA OPERACION	FRECUENCIA
<ul style="list-style-type: none"> • Limpieza y secado general de la estructura de la máquina 	Diaria
<ul style="list-style-type: none"> • Inspección de estado de soldaduras y juntas de la estructura metálica. 	Diaria.
<ul style="list-style-type: none"> • Inspección de tensión y alineamiento de cadena de rodillos. 	Diaria
<ul style="list-style-type: none"> • Lubricación mediante grasea de las chumaceras de 1 y ½ pulgada. 	Semanal
<ul style="list-style-type: none"> • Ajuste de tensores de cadena mediante llave Allen. 	Semanal
<ul style="list-style-type: none"> • Inspección del nivel de las dos bases de la máquina 	Semanal
<ul style="list-style-type: none"> • Ajuste de torque de apriete en prisioneros de chumaceras que soportan los ejes. 	Semanal
<ul style="list-style-type: none"> • Revisión con varilla de nivel de aceite de motoreductor. 	Semanal
<ul style="list-style-type: none"> • Revisión de alineación de sprocket y soldaduras de sujeción. 	Mensual
<ul style="list-style-type: none"> • Inspección y cambio de protección de conexiones eléctricas del motor 	Mensual
<ul style="list-style-type: none"> • Limpieza neumática exterior del motor eléctrico. 	Bimensual

ANEXO O.PLANOS

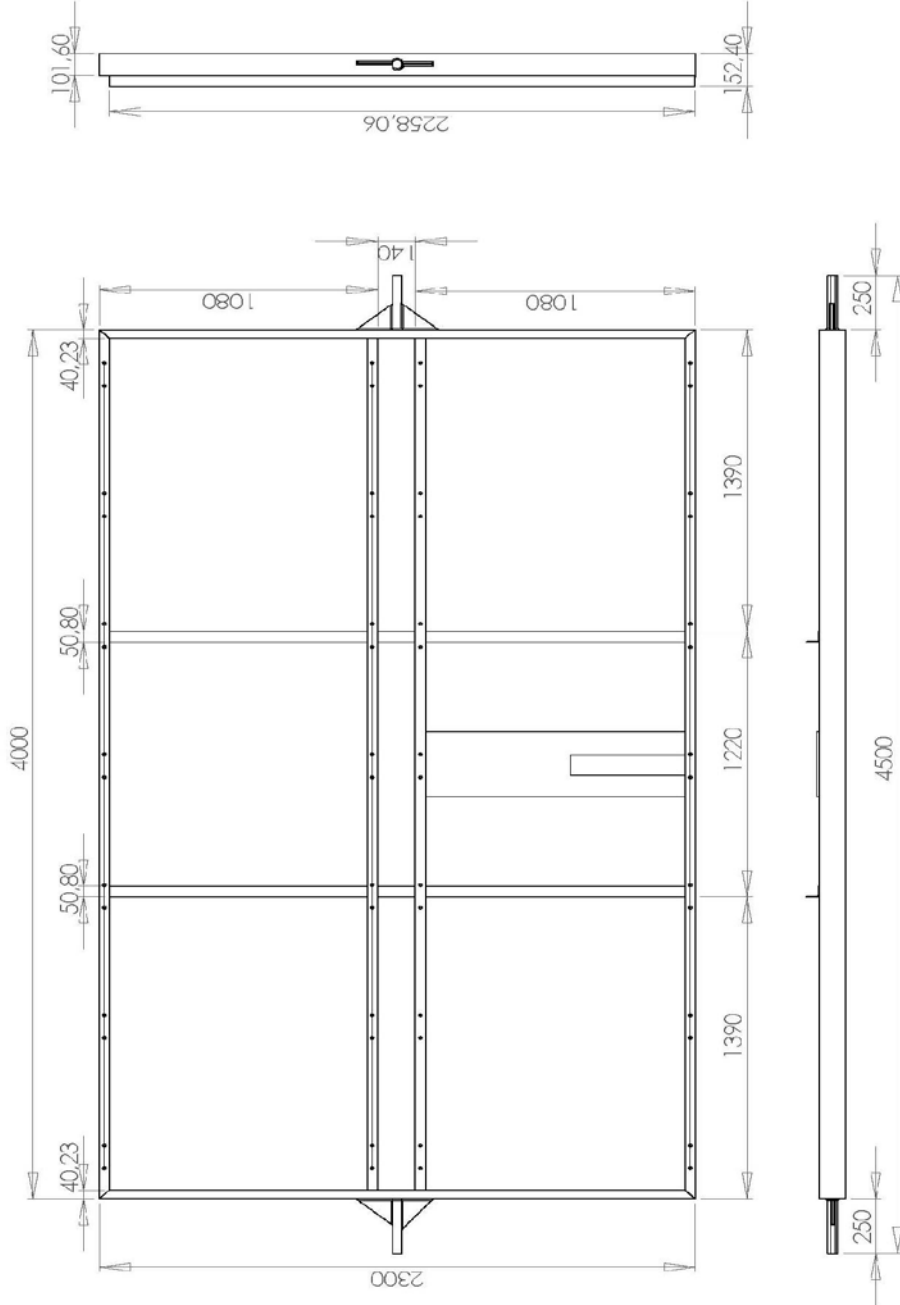
VISTA GENERAL CADENEADORA



Partes Generales de Cadeneadora

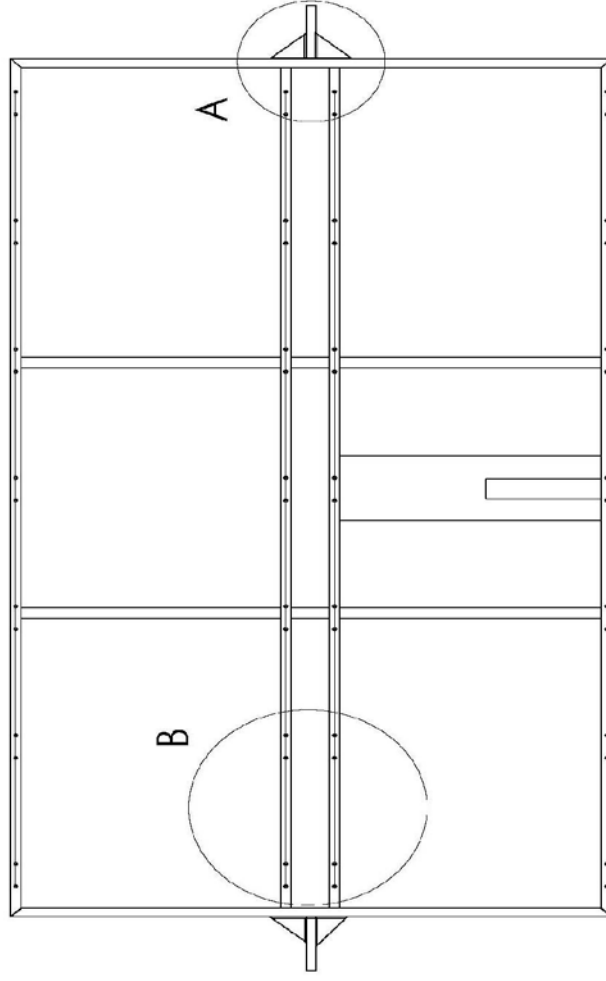
NUMERO	NOMBRE
1	Estructura metálica
2	Tren de apoyo
3	Masas para rotación
4	Ejes
5	Sprockets
6	Base para Motor
7	Motorreductor
8	Sistema de Rotación
9	Espacios para Montaje de Tambor

FECHA	23/10/09	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIBUJO	ANDRES LEONARDO ACOSTA C	NOMBRE DEL PROYECTO	PLANO: 1 DE 8
REVISO	ING. ROMULO NIÑO	CADENEADORA PARA TAMBORES METALICOS	MATERIAL Pebax en U y Luminio HR AS6-3/8
NOMBRE DE PIEZA	CADENEADORA Y PARTES	UNIDADES	Milímetros
ESCALA	1:20		



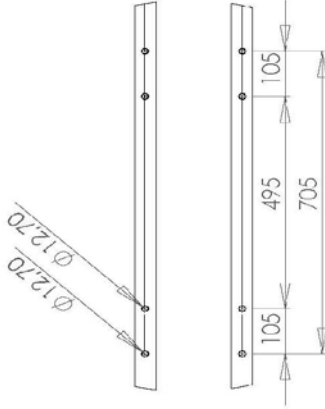
FECHA	23/10/09	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		PLANO:	2 DE 8
DIBUJO	ANDRES LEONARDO ACOSTA C			NOMBRE DEL PROYECTO	MATERIAL
REVISO	ING. ROMULO NIÑO			CADENEADORA PARA TAMBORES METALICOS	Perfil Estructural J 4"
NOMBRE DE PIEZA	ESTRUCTURA METALICA			UNIDADES	milímetros
ESCALA	1:20				

VISTA FRONTAL DE ESTRUCTURA METALICA



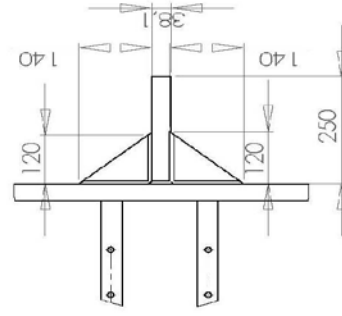
ESCALA 1:20

AGUJEROS PARA SOPORTES DE PIE



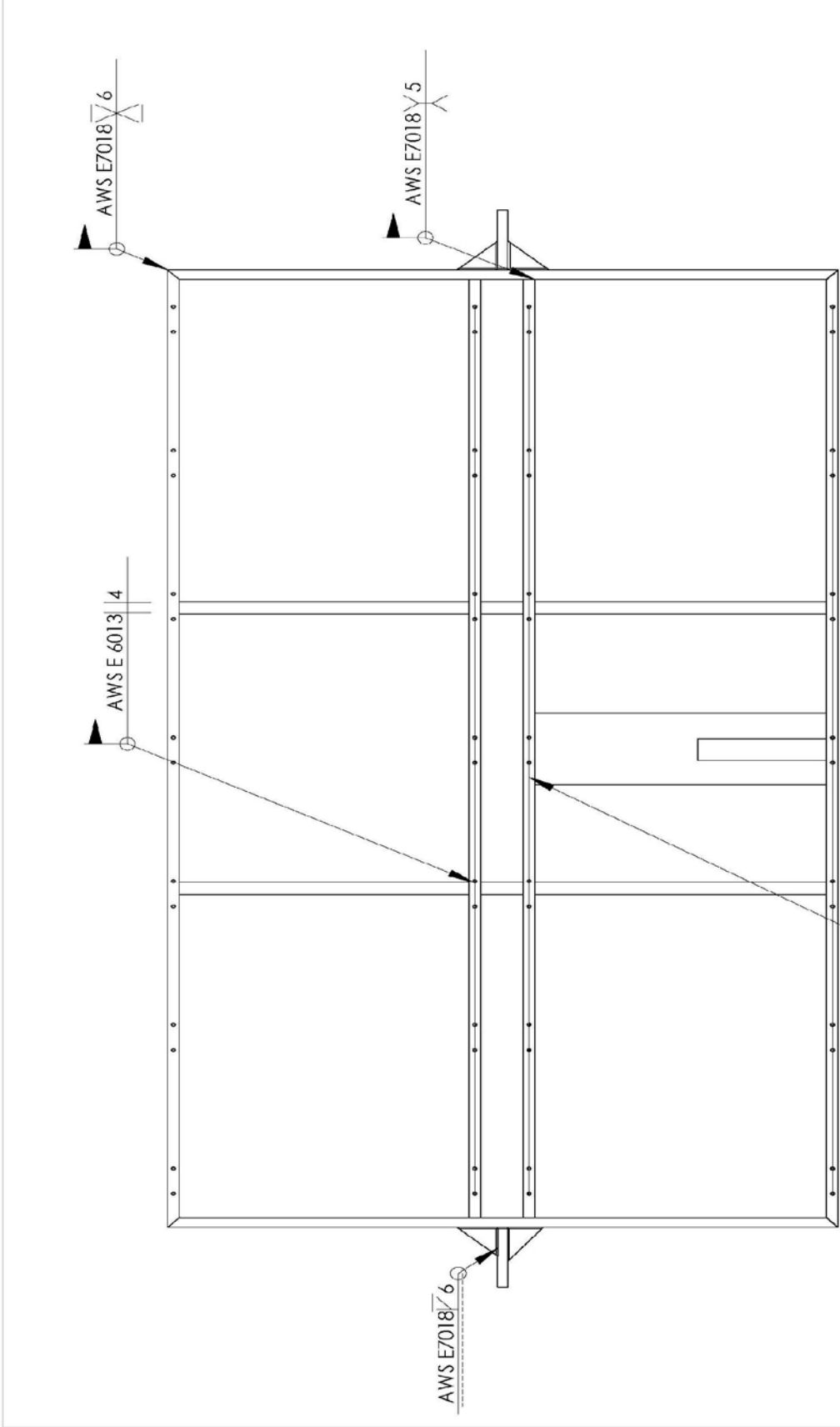
DETALLE B
ESCALA 1 : 10

SISTEMA DE ROTACION

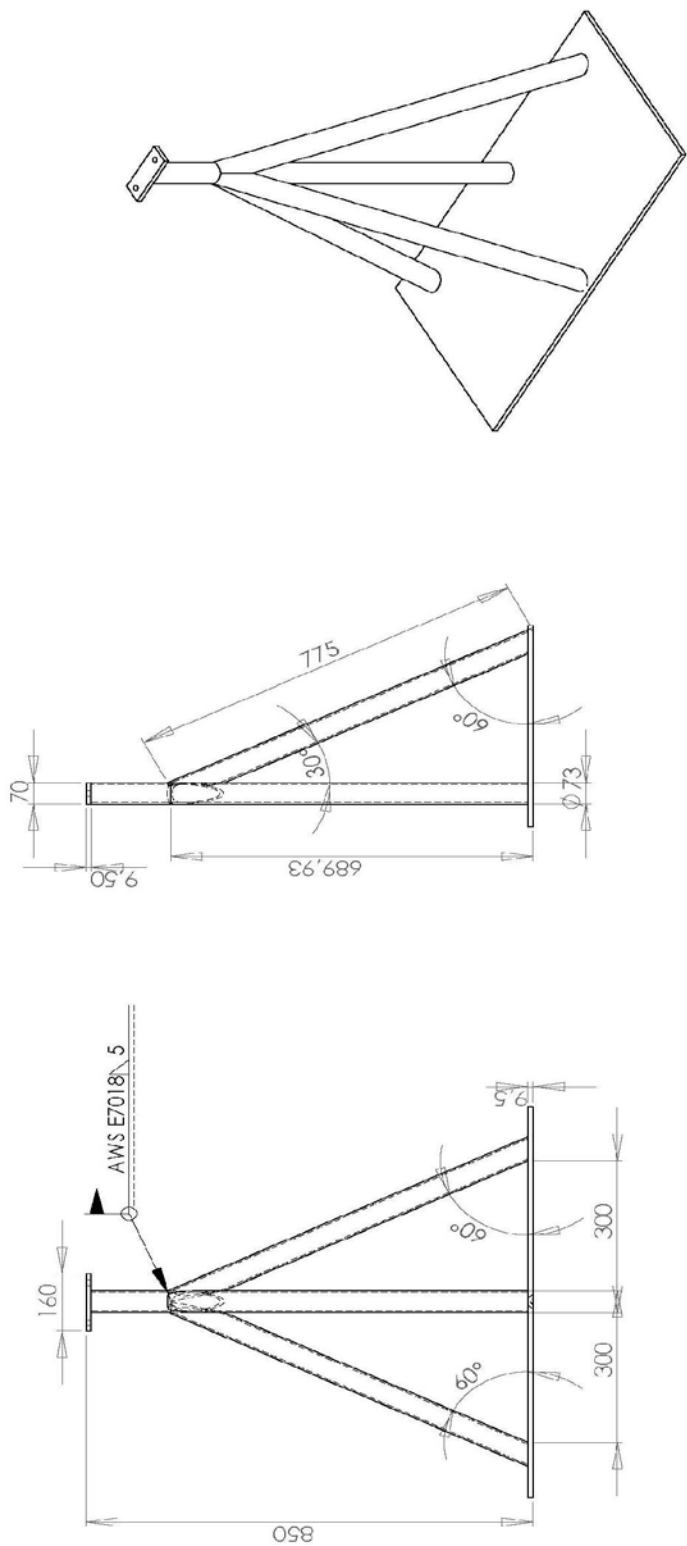


DETALLE A
ESCALA 1 : 10

FECHA	23/10/09	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		PLANO:	3 DE 8
DIBUJO	ANDRES LEONARDO ACOSTA C			NOMBRE DEL PROYECTO	CADENEADORA PARA TAMBORES METALICOS
REVISO	ING. ROMULO NIÑO			MATERIAL	Perfil Estructural u 4"
NOMBRE DE PIEZA	DETALLES SISTEMA DE ROTACION Y AGUJEROS		UNIDADES Milímetros		
ESCALA	Indicadas				

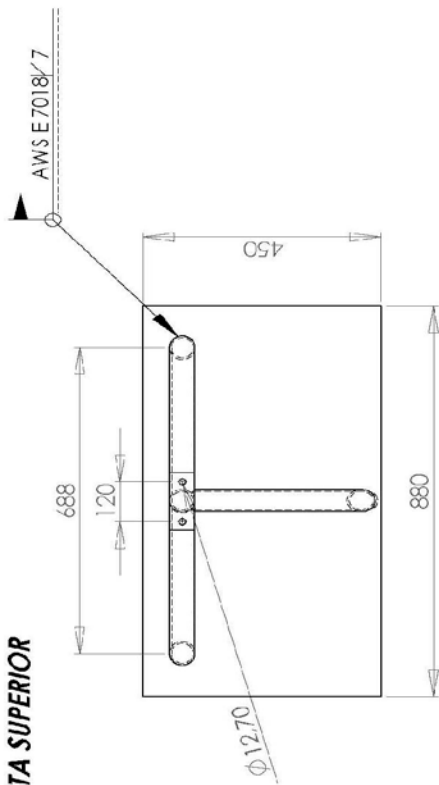


FECHA	23/10/09	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIBUJO	ANDRES LEONARDO ACOSTA C	NOMBRE DEL PROYECTO	PLANO: 4 DE 8
REVISO	ING. ROMULO NIÑO	MATERIAL	Perfil Estructural u 4"
NOMBRE DE PIEZA	PROCESOS SOLDADURA RECOMENDADOS	CADENEADORA PARA TAMBORES METALICOS	UNIDADES Milímetros
ESCALA	Indicadas		



VISTA ISOMETRICA TREN DE APOYO

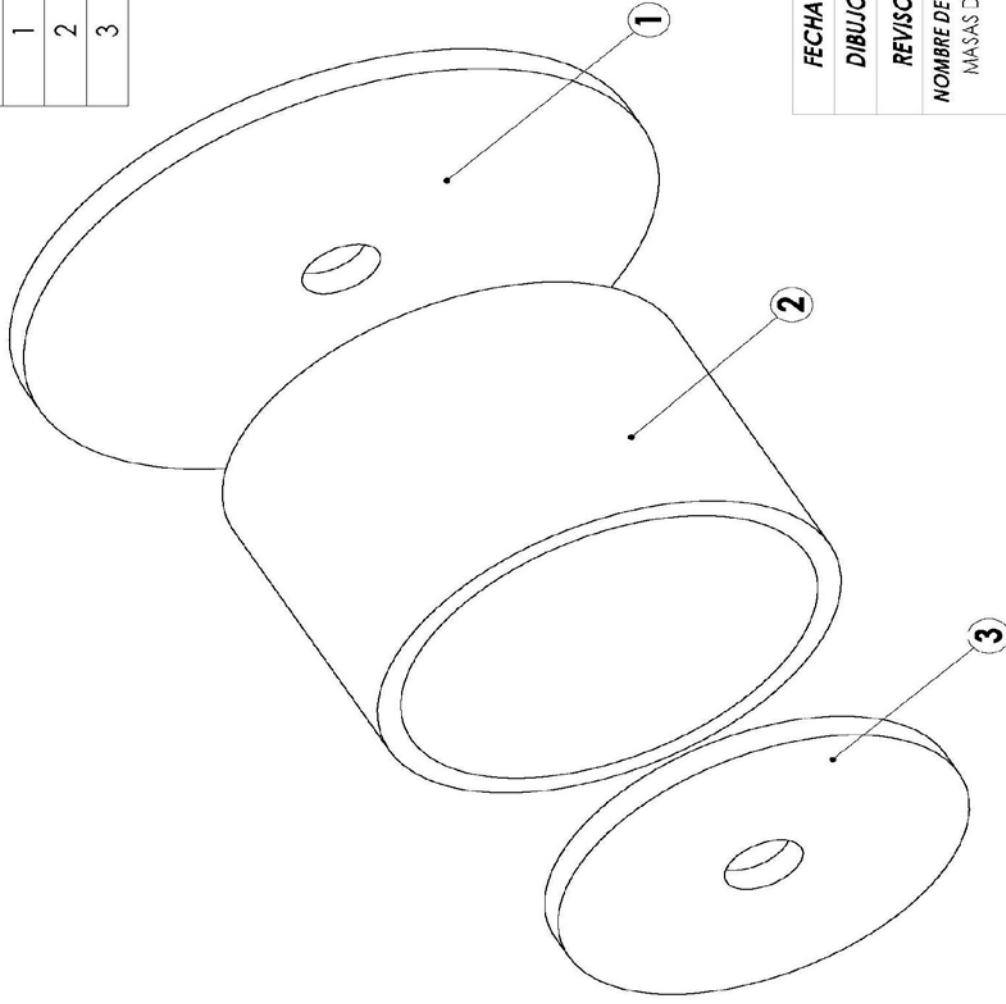
VISTA SUPERIOR



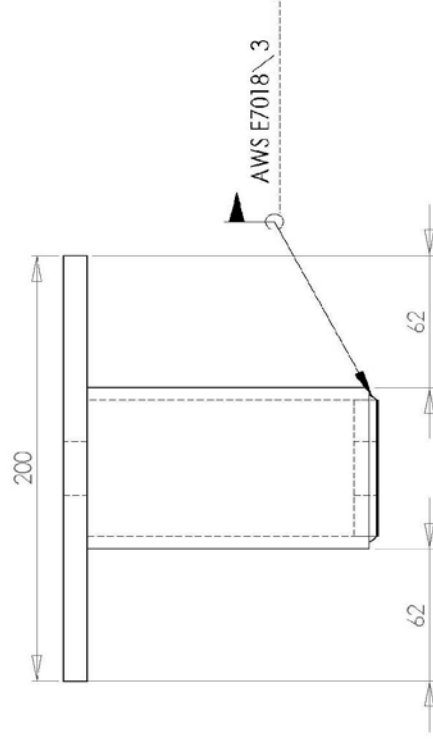
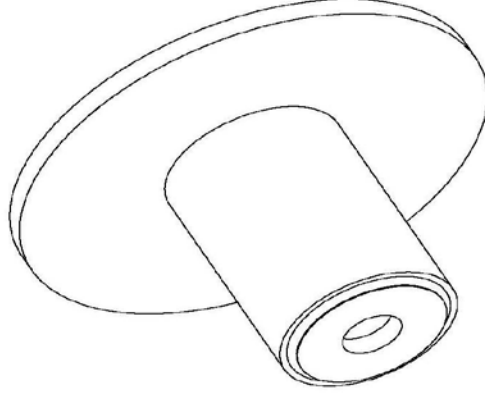
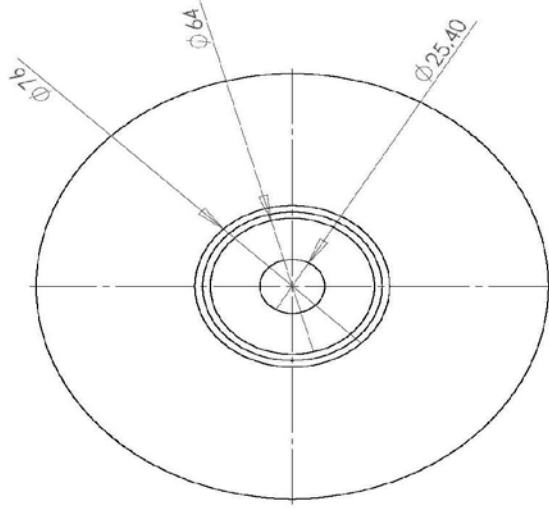
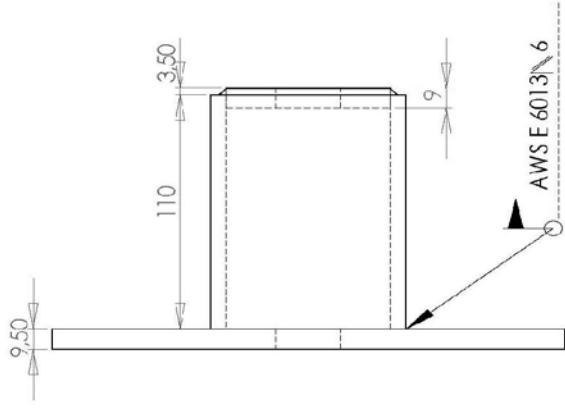
FECHA	23/10/09	NOMBRE DEL PROYECTO	PLANO: 5 DE 8
DIBUJO	ANDRES LEONARDO ACOSTA C	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	MATERIAL Tubo Perforación 4"
REVISO	ING. ROMULO NIÑO	CADENEADORA PARA TAMBORES METALICOS	UNIDADES Milímetros
NOMBRE DE PIEZA	TREN DE APOYO PARA ROTACION		
ESCALA	1:10		

DESPIECE DE MASA DE ROTACION

MASAS PARA ROTACION		
NUMERO	PIEZA	MATERIAL
1	DISCO	LAMINA HR A36 3/8
2	CILINDRO	TUBO PERFORACION 3"
3	TAPA	LAMINA HR A36 3/8



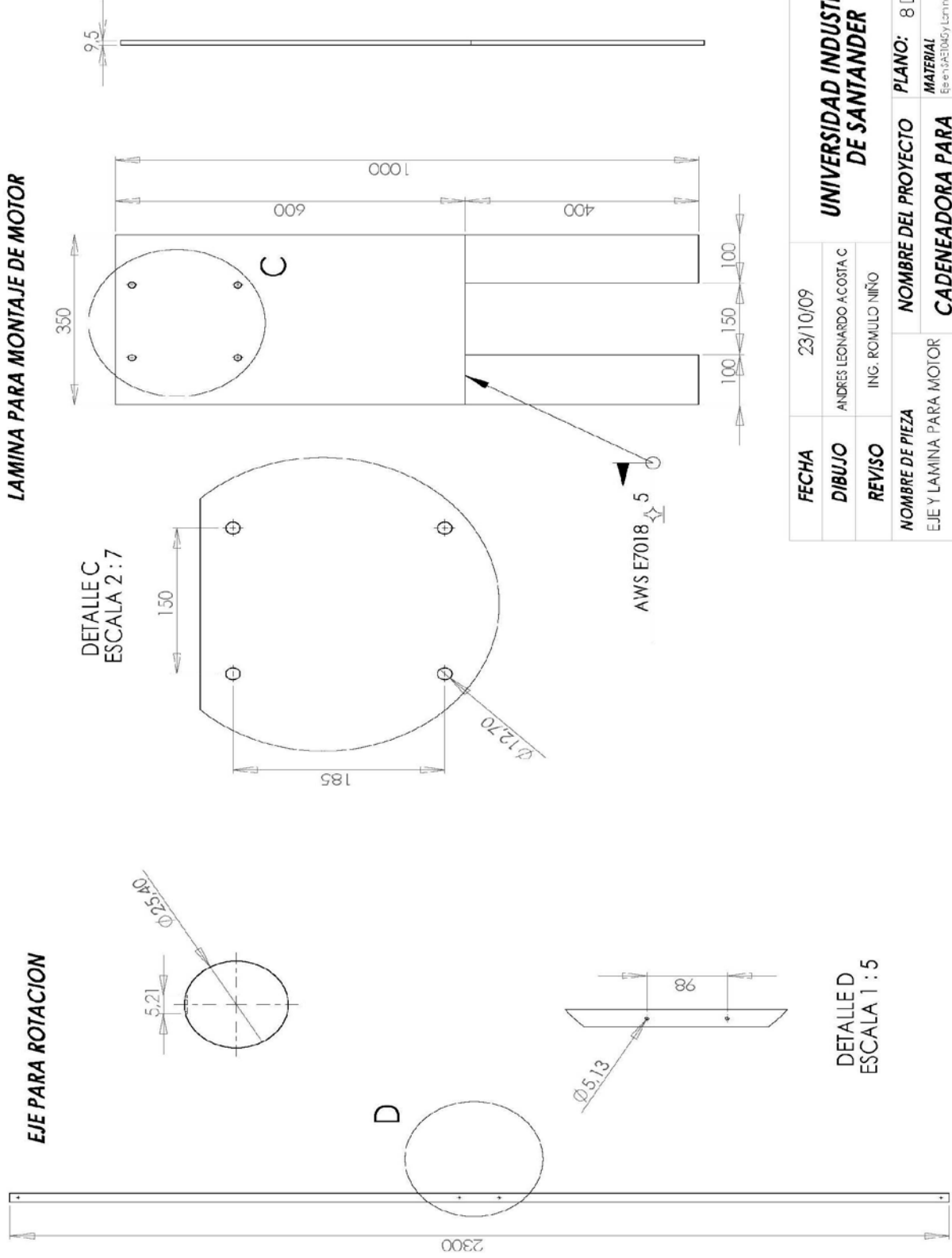
FECHA	23/10/09	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIBUJO	ANDRES LEONARDO ACOSTA C	NOMBRE DEL PROYECTO	PLANO: 6 DE 8
REVISO	ING. ROMULO NIÑO	CADENADORA PARA TAMBORES METALICOS	MATERIAL Tubo Perforacion y Laminas HR A36 3/8
NOMBRE DE PIEZA	MASAS DE ROTACION	ESCALA	1:1.5
		UNIDADES	Milímetros



MASA DE ROTACION

FECHA	23/10/09	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO: 7 DE 8
DIBUJO	ANDES LEONARDO A.COSTA C		MATERIAL Tubo Perforación Yáquina Nº AS-4308
REVISO	ING. ROMULO NIÑO	NOMBRE DEL PROYECTO	CADENEADORA PARA TAMBORES METALICOS
NOMBRE DE PIEZA MASAS DE ROTACION		UNIDADES	Milímetros
ESCALA	1:2		

LAMINA PARA MONTAJE DE MOTOR



EJE PARA ROTACION

**DETALLE C
ESCALA 2:7**

**DETALLE D
ESCALA 1:5**

FECHA	23/10/09	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		PLANO: 8 DE 8
DIBUJO	ANDRES LEONARDO ACOSTA C			MATERIAL Eje en AISI 304 y Laminas en HR A36-3/B
REVISO	ING. ROMULO NIÑO	NOMBRE DEL PROYECTO		UNIDADES Milímetros
NOMBRE DE PIEZA	EJE Y LAMINA PARA MOTOR	CADENEADORA PARA TAMBORES METALICOS		
ESCALA	Indicada			