

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis para la obtención del título de:
INGENIEROS MECÁNICOS

TEMA:
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA PERFILADORA DE RODILLOS DE CUATRO ESTACIONES PARA CANALETAS DE AGUA LLUVIA CON LÁMINAS DE ACERO GALVANIZADA DE 0.7 MM DE ESPESOR Y 200 MM DE ANCHO.

AUTORES:
AUGUSTO OMAR PAUCAR PAUCAR
DENNIS OSWALDO RIVADENEIRA LOMBANO

TUTOR:
RENÉ PATRICIO QUITIAQUEZ SARSOZA

Quito, febrero del 2020

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Augusto Omar Paucar Paucar y Dennis Oswaldo Rivadeneira Lombano, con documentos de identificación N° 172421070-1 y N° 171463180-9, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA PERFILADORA DE RODILLOS DE CUATRO ESTACIONES PARA CANALETAS DE AGUA LLUVIA CON LÁMINAS DE ACERO GALVANIZADA DE 0.7 MM DE ESPESOR Y 200 MM DE ANCHO.”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento que hago entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Augusto Omar Paucar Paucar

C.I.: 172421070-1



Dennis Oswaldo Rivadeneira Lombano

C.I.: 171463180-9

Quito, febrero del 2020

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Proyecto Técnico, “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA PERFILADORA DE RODILLOS DE CUATRO ESTACIONES PARA CANALETAS DE AGUA LLUVIA CON LÁMINAS DE ACERO GALVANIZADA DE 0.7 MM DE ESPESOR Y 200 MM DE ANCHO.”, realizado por Augusto Omar Paucar Paucar y Dennis Oswaldo Rivadeneira Lombano, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo final de titulación.

Quito, febrero del 2020



René Patricio Quitiaquez Sarsoza

C.I. 171059726-9

DEDICATORIA

Este ilustre trabajo va dedicado a toda mi familia que son una parte fundamental para alcanzar mis metas en la vida, especialmente a mi padre Ernesto que desde pequeño me inculco el esfuerzo, trabajo y sacrificio que se debe realizar en la vida para poder cumplir mis objetivos, y gracias a esas enseñanzas es que ahora me permite culminar esta difícil pero hermosa carrera de ingeniería mecánica, la cual sin duda no podría haber culminado sin el apoyo de mi madre Wilma, mi hermana Estefany y, especialmente, de mi sobrina Camila.

Y como no mencionar aquel ángel también guía mis pasos, mi querido tío Shinson Stalin que a pesar de su fallecimiento desde el cielo siempre cuida y guía a cada miembro de nuestra familia. Para todos ustedes con mucho amor su hijo, hermano, tío y sobrino.

Augusto Omar

Este proyecto técnico lo dedico a mis padres por apoyarme y guiarme todos los días de mi vida, gracias a mi papá por siempre desear lo mejor para mi vida, gracias por todos los consejos y todas las palabras que me guiaron a cumplir este sueño. A mi madre por darme la vida, gracias por siempre confiar y creer en mí, gracias por siempre acompañarme en las noches de estudio. A mi hermana que desde su llegada siempre fue mi motivo de superación... ¡Eres mi vida!

Dedico a mi tía María Elena por ser mi Ángel de la Guarda... Gracias por siempre ayudarme en los momentos más difíciles. A mis abuelos Oswaldo y Margarita... Gracias por todos los consejos que me dieron y me ayudaron a terminar mis estudios. A mis abuelos Miguel y Domitila siempre los llevaré en mi corazón por todos los lindos momentos que vivimos.

Dedico a toda la familia Rivadeneira y familia Lombano por siempre creer que lograría ser un profesional... ¡Se los dedico con mucho amor!

Dennis

AGRADECIMIENTO

Principalmente, a Dios y a los docentes Universidad Politécnica Salesiana que, en su compromiso de inculcar enseñanzas y valores, contribuyeron para la culminación de esta etapa académica.

En especial, al Ingeniero Patricio Quitiaquez; MSc. por su dirección que contribuyó para la finalización del presente Trabajo de Titulación.

Augusto y Dennis

ÍNDICE GENERAL

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR.....	i
DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR.....	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO	iv
ÍNDICE GENERAL.....	v
GLOSARIO	xiv
RESUMEN.....	xv
ABSTRACT.....	xvi
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	3
MARCO TEÓRICO.....	3
1.1. Materiales	3
1.1.1. Materiales Metálicos	3
1.1.2. Acero Galvanizado.....	4
1.2. Deformación simple	4
1.2.1. Introducción	4
1.2.2. Diagrama de esfuerzo-deformación	4
1.2.3. Esfuerzo Máximo	5
1.3. Máquina Perfiladora	5
1.3.1. Introducción	5
1.3.2. Clasificación general de las máquinas perfiladoras	5
1.3.3. Según su tipo de alimentación	6
1.3.4. Según el soporte de los rodillos	6
1.3.4.1. Rodillos en voladizo	6
1.3.4.2. Máquina de doble soporte.....	7
1.3.5. Por la disposición de las caras de deformación.....	8

1.4.	Conformado.....	9
1.4.1.	Influencia de la temperatura en el conformado.....	9
1.5.	Selección de Alternativa.....	10
1.5.1.	Plegadora hidráulica MP3003CNC NARGESA.....	10
1.5.2.	Plegadora manual.....	10
1.5.3.	Plegadora mecánica.....	11
1.5.4.	Plegadora hidra-mecánica.....	11
1.5.5.	Perfiladora tipo rodillo.....	12
1.6.	Planteamiento de la alternativa escogida.....	13
1.6.1.	Alta productividad.....	14
1.6.2.	Longitud del perfil ilimitado.....	14
1.7.	Estudio del mecanismo.....	14
1.7.1.	Componentes de diseño.....	14
1.7.2.	Transmisión por cadena y catarinas.....	15
1.8.	Elementos a simular.....	15
1.8.1.	Rodillos.....	15
1.8.2.	Soportes para los ejes de los rodillos.....	16
1.9.	Soldadura.....	16
1.9.1.	Tipos de uniones para soldar.....	17
1.9.2.	Soldadura de arco eléctrico.....	17
1.9.3.	Soldadura de arco protegido por gas.....	18
CAPÍTULO II.....		19
DISEÑO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA.....		19
2.1.	Introducción.....	19
2.1.1.	Cálculo del peso de los rodillos.....	20
2.1.2.	Sistema geométrico de conformado.....	21
2.2.	Fuerzas actuantes para el proceso de perfilado.....	24

2.2.1.	Fuerza de Doblado	24
2.2.2.	Fuerza de contacto.....	28
2.2.3.	Cálculo Fuerza de Rozamiento	32
2.2.4.	Cálculo Fuerza Máxima de Arrastre	34
2.2.5.	Cálculo de velocidad angular	36
2.3.	Cálculo de torque y potencia por etapa	38
2.3.1.	Cálculo de torque por etapa.....	38
2.3.2.	Torque total	40
2.3.3.	Potencia requerida para el motor.....	41
2.4.	Selección del motorreductor.....	42
2.4.1.	Características del motorreductor	43
2.5.	Transmisión por cadena de rodillos.....	44
2.5.1.	Cadena de rodillos.....	44
2.5.2.	Catarina impulsora	44
2.5.3.	Selección de cadena	45
2.5.4.	Velocidad de la cadena.....	46
2.5.5.	Longitud de la cadena	47
2.5.5.1.	Primera etapa	48
2.5.5.2.	Segunda etapa	49
2.5.5.3.	Tercera etapa.....	50
2.6.	Catarinas	51
2.7.	Diseño del eje para rodillos	54
2.7.1.	Diagrama de cuerpo libre del eje a diseñar	55
2.7.2.	Cálculo de la deflexión del eje.....	60
2.8.	Selección de Rodamientos.....	62
2.8.1.	Análisis previo	63
2.8.2.	Carga básica estática	63

2.8.3.	Selección de rodamientos.....	64
2.8.4.	Tiempo de vida del rodamiento	65
2.8.5.	Vida nominal básica	65
2.9.	Cálculo y selección de chavetas	67
2.9.1.	Selección de chavetas.....	67
2.9.2.	Cálculo de resistencia para chavetas	68
2.9.3.	Cálculo de esfuerzo en la chaveta	69
2.9.4.	Selección de material para las chavetas	70
2.9.5.	Factor de seguridad para chavetas.....	71
2.10.	Análisis estructural	71
2.10.1.	Características de la estructura	71
2.10.2.	Estado de cargas en el soporte para los ejes.....	72
2.10.3.	Cálculo para diseño de soporte fijo	73
2.10.4.	Factor de seguridad para soporte fijo	74
2.11.	Diseño de la bancada	76
2.11.1.	Esfuerzos normales en vigas	79
2.11.2.	Factor de seguridad en la bancada.....	80
2.11.3.	Simulación de la bancada	81
2.12.	Diseño de la placa base	83
2.13.	Diseño por soldadura	87
2.13.1.	Selección del electrodo.....	87
2.13.2.	Esfuerzo normal en la soldadura	88
2.14.	Resultados mediante análisis de elementos finitos	90
2.14.1.	Eje para rodillos.....	90
2.14.2.	Soporte fijo	90
2.14.3.	Bancada	90
2.15.	Diseño final del conjunto.....	91

CAPÍTULO III	92
COSTOS ESTIMADOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA PERFILADORA	92
3.1. Costos estimados para la construcción.....	92
3.2. Costos directos.	92
3.2.1. Materia prima.....	92
3.2.2. Costos de los materiales por medio de catálogos.....	93
3.2.3. Costo de la mano de obra.....	94
3.2.4. Costo directo total.....	95
3.3. Costos indirectos.....	95
3.3.1. Costos indirectos de materiales.....	95
3.3.2. Costo de diseño	95
3.3.3. Costo indirecto total	96
3.4. Costo total de la máquina	96
3.5. Retorno de la inversión.....	97
3.5.1. Fondo neto efectivo.....	97
3.5.2. Valor actual neto	97
3.5.3. Tasa interna de requerimiento.....	98
3.5.4. PAY-BACK actualizado	99
CONCLUSIONES	100
RECOMENDACIONES	102
BIBLIOGRAFÍA	103
PLANOS	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Factores para selección de alternativa.....	13
Tabla 2. Volumen de rodillos.....	21
Tabla 3. Peso de rodillos	21
Tabla 4. Resultados fuerza de contacto máxima.....	32
Tabla 5. Resultados de la velocidad angular para todos los rodillos	38
Tabla 6. Cálculo de los torques en todas las etapas	39
Tabla 7. Resultados para el torque total de cada estación.....	40
Tabla 8. Factor de seguridad para materiales dúctiles [31, p. 21].....	59
Tabla 9. Propiedades del acero AISI/SAE 4340 [23, p. 787].	59
Tabla 10. Coeficientes K y K_1 para placas rectangulares y elípticas [42].	86
Tabla 11. Interpolación para encontrar K_1	86
Tabla 12. Costos de la materia prima.....	93
Tabla 13. Costos de los materiales por medio de catálogos.....	94
Tabla 14. Costo de la mano de obra.....	94
Tabla 15. Costos directos.	95
Tabla 16. Costos indirectos.	95
Tabla 17. Costo total indirecto.	96
Tabla 18. Costo total de la máquina.....	96
Tabla 19. Fondo neto efectivo.....	97
Tabla 20. Valor Actual neto.....	98
Tabla 21. Tasa interna de rendimiento.....	98
Tabla 22. PAY-BACK actualizado.....	99

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Material Metálico [4].	3
Figura 2. Acero galvanizado [5].	4
Figura 3. Diagrama Esfuerzo-Deformación [7].	5
Figura 4. Máquina de un solo rodillo en voladizo [10].	7
Figura 5. Máquina de doble rodillo en voladizo [11].	7
Figura 6. Máquina de doble soporte.	8
Figura 7. Plegadora hidráulica MP3003 CNC [14].	10
Figura 8. Plegadora manual [15].	11
Figura 9. Plegadora mecánica [15].	11
Figura 10. Plegadora hidra-mecánica [15].	12
Figura 11. Cilindros de perfilado [13].	12
Figura 12. Máquina perfiladora.	13
Figura 13. Transmisión por cadena y piñón.	15
Figura 14. Rodillos de perfilado.	16
Figura 15. Soporte para los rodillos superior e inferior.	16
Figura 16. Soldadura a tope o de ranura [19].	17
Figura 17. Soldaduras especiales de ranura [19].	17
Figura 18. Representación de soldadura por arco eléctrico [20].	18
Figura 19. Máquina de soldadura MIG/MAG [20].	18
Figura 20. Dimensiones y geometría del perfil a conformar.	21
Figura 21. Forma de rodillos en la etapa 1.	22
Figura 22. Forma de rodillos en la etapa 2.	22
Figura 23. Forma de rodillos en la etapa 3.	23
Figura 24. Forma de rodillos en la etapa 4.	23
Figura 25. Flor de perfilado.	23
Figura 26. Forma del fleje al pasar por la estación 1.	24
Figura 27. Forma del fleje al pasar por la estación 2.	25
Figura 28. Forma del fleje al pasar por la estación 3.	26
Figura 29. Forma del fleje al pasar por la estación 4.	27
Figura 30. Distribución de la fuerza de contacto entre dos cilindros paralelos [23].	28
Figura 31. Relación de las áreas de contacto [24].	32
Figura 32. Coeficientes de rozamiento por deslizamiento para diferentes materiales [25].	33


Figura 33. Selección de motorreductor [27].	42
Figura 34. Especificaciones técnicas del motorreductor seleccionado [27].	43
Figura 35. Motorreductor marca WEG  Brasil [27].	43
Figura 36. Esquema de la cadena de rodillos [19, p. 876].	44
Figura 37. Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas [19, p. 875]. 46	
Figura 38. Etapa impulsora en estaciones 2 y 3.	48
Figura 39. Transmisión en estaciones 1 y 2.	49
Figura 40. Transmisión en estaciones 3 y 4.	50
Figura 41. Dimensiones de la Catarina [29].	52
Figura 42. Dimensiones de la Catarina [30].	52
Figura 43. Catálogo de Catarinas simples SKF [30].	53
Figura 44. Dimensiones de la Catarina doble [30].	53
Figura 45. Catálogo de catarinas dobles SKF [30].	54
Figura 46. Diagrama de cargas.	55
Figura 47. Diagrama de cuerpo libre.	56
Figura 48. Diagrama de momento.	57
Figura 49. Momentos de inercia [19, p. 1000].	57
Figura 50. Diseño de los ejes.	60
Figura 51. Deflexión del eje diseñado.	61
Figura 52. Deflexión angular del eje diseñado.	62
Figura 53. Ubicación de rodamientos en el eje.	62
Figura 54. Nomenclatura y partes de un cojinete de bolas [19, p. 547].	63
Figura 55. Factor de esfuerzos estáticos [32].	64
Figura 56. Dimensionamiento del rodamiento [33].	64
Figura 57. Selección de rodamiento de bolas [33].	65
Figura 58. Vida útil de cojinetes para varias clases de máquinas [19, p. 559].	66
Figura 59. Dimensiones de chavetas [36].	67
Figura 60. Dimensiones de chavetas de acuerdo a su diámetro [37].	68
Figura 61. Características de algunos aceros tratados térmicamente [19, p. 1006]. ..	70
Figura 62. Estructura de la perfiladora.	71
Figura 63. Material ASTM-A36 NOVACERO [39].	72
Figura 64. Cargas de rodamientos en el soporte fijo.	73
Figura 65. Resultados de esfuerzo equivalente Von-Mises.	75
Figura 66. Análisis de deformación total.	75

Figura 67. Resultado sobre calidad del elemento.....	76
Figura 68. Tabla de resultados soporte fijo lado.....	76
Figura 69. Diagrama de momentos en la bancada.	77
Figura 70. Análisis de la bancada por carga distribuida.	78
Figura 71. Viga recta en flexión positiva [19, p. 87].	79
Figura 72. Tubería estructural cuadrada de IPAC [41].	80
Figura 73. Cargas en la bancada.	81
Figura 74. Resultado de la deformación total.	81
Figura 75. Análisis del esfuerzo Von-Mises.	82
Figura 76. Resultado del factor de seguridad.....	82
Figura 77. Resultados sobre calidad de los elementos.....	82
Figura 78. Tabla de resultados de la mesa.	83
Figura 79. Tabla de resultado del factor de seguridad.	83
Figura 80. Cargas distribuidas en la placa.	83
Figura 81. Cargas distribuidas en placas rectangulares y elípticas [42, pp. 5-48].	84
Figura 82. Tipos de uniones en soldadura [43].	87
Figura 83. Propiedades del electrodo Indura [43].	88
Figura 84. Cargas constantes permisibles [19, p. 469].	89
Figura 85. Vista lateral del conjunto.	91
Figura 86. Vista superior del conjunto.	91
Figura 87. Vista isométrica del conjunto.	91

GLOSARIO

- **Conformado:** el conformado de metales comprende una gran variedad de procesos de manufactura, en el cual se realiza una deformación plástica para modificar las figuras en piezas de chapa metálica [1].
- **Fuerza:** es la acción capaz de modificar la condición de movimiento o reposo de un cuerpo, esto implica que una fuerza puede proporcionar aceleración a cualquier cuerpo modificando su dirección, su velocidad o sentido de movimiento [2].
- **Flexión:** es un tipo de deformación que aparece en un elemento estructural prolongado en dirección perpendicular al eje longitudinal. El término "prolongado" es aplicado cuando una dimensión es dominante en comparación a las otras [3].
- **Torsión:** aparece cuando un momento es aplicado sobre el eje longitudinal en un elemento, por ejemplo, en ejes o en general miembros donde una dimensión predomina las demás [3].
- **Torque:** aparece mientras se aplica una fuerza sobre un punto del cuerpo rígido, y este tiende a ejercer un movimiento de rotación entorno a un eje [1].
- **Doblado:** es un proceso de conformado, el cual no presenta una separación de materiales, produciendo una deformación plástica para dar forma en torno a un ángulo dado [2].

RESUMEN

El proyecto consistirá en el diseño y simulación de una máquina perfiladora, en la que se presentará la información acerca del acero galvanizada mismo que se usa en la industria para diversos tipos de conformado, aprovechando sus propiedades y características. La selección del mecanismo que se emplea en la industria para la obtención del canal de agua lluvia varía desde máquinas perfiladoras sencillas a máquinas que presentan automatización, además de diversos tipos de configuraciones dependiendo del tipo de perfil que se va a conformar. Existen varios tipos de máquinas perfiladoras que se utilizan para la fabricación del canal de agua lluvia. Iniciando con un análisis de alternativas y evaluación de factores que influyen en la misma, se encuentra la mejor solución que cubre las necesidades de este proyecto.

Se considera las fórmulas y cálculos requeridos para el diseño de los elementos fundamentales, de la misma manera se constituye la selección de elementos de catálogo que se relacionan en el diseño de la máquina perfiladora. Cada elemento diseñado es sometido a una simulación estática, usando la metodología de elementos finitos, mediante diferentes softwares especializados para cada caso.

Los cálculos y simulación realizados son de forma estática, debido a que el proceso de conformado del canal de agua lluvia se lo realiza a una velocidad baja y gracias a esto no se realizaran los cálculos de fatiga en los elementos diseñados.

Además, se analizará los posibles costos que se pueden generar en el ensamble y construcción de los elementos diseñados y elementos de catálogo para el equipo. Este análisis se lo realizó con proformas obtenidas de diferentes distribuidores. De esta manera se puede tener un costo aproximado de inversión en caso que se desee realizar la construcción de este proyecto.

Palabras claves: elementos finitos, elementos normalizados, máquina perfiladora, perfil.

ABSTRACT

The project will consist of the design and simulation of a profiling machine, in which the information about the same galvanized steel that is used in the industry for various types of forming will be presented, taking advantage of its properties and characteristics. The selection of the mechanism used in the industry to obtain the rainwater channel varies from simple profiling machines to machines that have automation, as well as various types of configurations depending on the type of profile to be formed. There are several types of profiling machines that are used to manufacture the rainwater channel. Starting with an analysis of alternatives and evaluation of factors that influence it, we find the best solution that meets the needs of this project.

The formulas and calculations required for the design of the fundamental elements are considered, in the same way the selection of catalog elements that are related in the design of the profiling machine is constituted. Each designed element is subjected to a static simulation, using the finite element methodology, through different specialized software for each case.

The calculations and simulation carried out are statically, because the process of forming the rainwater channel is carried out at a low speed and thanks to this the fatigue calculations in the designed elements will not be performed.

In addition, the possible costs that can be generated in the assembly and construction of the designed elements and catalog elements for the equipment will be analyzed. This analysis was performed with preforms obtained from different distributors. In this way you can have an approximate investment cost in case you want to carry out the construction of this project.

Keywords: finite elements, standardized elements, profiling machine, profile.

INTRODUCCIÓN

En muchas regiones del Ecuador se han registrado cambios climáticos que causan la variación en las precipitaciones, una gran parte que se ve afectada es el sector agrícola que cuenta con un gran número de invernaderos que necesitan un sistema de recolección eficiente para evitar pérdidas a causa de las lluvias.

Por esta razón es necesario un sistema óptimo de recolección entre invernaderos para evitar que existan afectaciones a los sembríos y el daño a la infraestructura de los invernaderos. Por ello, el presente Trabajo de Titulación busca diseñar y simular una perfiladora de rodillos de cuatro estaciones para canaletas de agua lluvia con láminas de acero galvanizada de 0.7 mm de espesor y 200 mm de ancho.

A nivel de Ecuador la fabricación de canales de agua lluvia tienen procesos de fabricación muy variados, muchas veces rudimentarios, y el consumidor es muy diverso, dependiendo de la región donde se encuentre; pero es el consumidor el que elige qué tipo de producto es el que desea usar, que en este caso es para el sistema de recolección de agua lluvia en los invernaderos. Teniendo en cuenta esto para el desarrollo de este Trabajo de Titulación, se toma en cuenta los requerimientos solicitados por la Universidad Politécnica Salesiana, de acuerdo a la exigencia y requerimiento previo a la obtención del título de Ingenieros Mecánicos.

En definitiva, el objetivo general consiste en diseñar y simular una perfiladora de rodillos de cuatro estaciones para canaletas de agua lluvia en lámina de acero galvanizado de 0.7 mm de espesor y 200 mm de ancho.

Los objetivos específicos son:

- Identificar el equipo que permita obtener deformación en una pieza.
- Diseñar la forma de los rodillos a partir de la forma geométrica del canal de agua lluvia.
- Diseñar elementos mecánicos estructurales necesarios para una máquina perfiladora de rodillos.
- Seleccionar los componentes estandarizados adecuados para la simulación del equipo.
- Evaluar la metodología para simulación mediante elementos finitos.

- Determinar la factibilidad económica del proyecto mediante indicadores financieros.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

Este capítulo muestra la información acerca del acero galvanizado mismo que es usado en la industria para diversos tipos de conformado, aprovechando sus propiedades y características. La selección del mecanismo que se emplea en la industria para la obtención del canal de agua lluvia varía desde máquinas perfiladoras sencillas a máquinas que presentan automatización, además de diversos tipos de configuraciones dependiendo del tipo de perfil que se va a conformar. Por lo que el Capítulo I mostrara la información de diferentes tipos de máquinas perfiladoras existentes para la fabricación del canal de agua lluvia. Iniciando con una indagación de alternativas e identificando los factores que influyen en la misma, se encuentra la mejor solución para este proyecto.

1.1. Materiales

La mejor definición que pueda darse es la siguiente: materiales es toda materia prima que se necesita para fabricar artículos de primera necesidad. Según esta definición es evidente que en su gran mayoría los materiales sean sólidos, pero existen aplicaciones donde son necesarios líquidos y gases, por lo tanto, también deben ser considerados materiales [2].

1.1.1. Materiales Metálicos

Pueden estar constituidos por elementos metálicos puros o combinaciones de ellos (aleaciones), son opacos a la luz visible y pulidos presentan una superficie rutilante, normalmente son excelentes conductores de calor y electricidad, pudiendo ser derretidos, fusionados y cortados en hojas delgadas [2, 3].



Figura 1. Material Metálico [4]

1.1.2. Acero Galvanizado

Es una aleación que compone de acero y zinc, en su interior es donde se encuentra el acero puro, en un tratamiento de recubrimiento superficial que se da por un proceso de inmersión de baño fundido.



Figura 2. Acero galvanizado [5]

Este proceso ayuda a modificar su estructura del acero aumentando el espesor en 0,050 mm, además se caracteriza al zinc por ser un producto tóxico y tiene como utilidad en fines industriales [6].

1.2. Deformación simple

1.2.1. Introducción

En la deformación simple se realiza el estudio de los cambios de forma, es decir, la deformación está presente en un determinado estado de fuerza. Los casos donde se presentan son en barras con carga axial, torsión y de flexión. En general la deformación simple se encarga de estudiar las relaciones geométricas entre fuerza-deformación. [7]

1.2.2. Diagrama de esfuerzo-deformación

El aguante de un material no es el único método que se tiene en cuenta al realizar un diseño de una máquina, además se deben tener en cuenta otros criterios que son la ductilidad, la rigidez, la tenacidad y la dureza. Estos criterios son determinados por pruebas y comparándolas con patrones ya establecidos [7].

La prueba que más se utiliza es la prueba de tensión del acero, se considera probetas de acero que son sometidas a cargas de tensión y se determina los esfuerzos y la deformación o alargamiento que sufre la probeta. [7]

La siguiente Figura representa el diagrama esfuerzo-deformación que tienen los materiales.

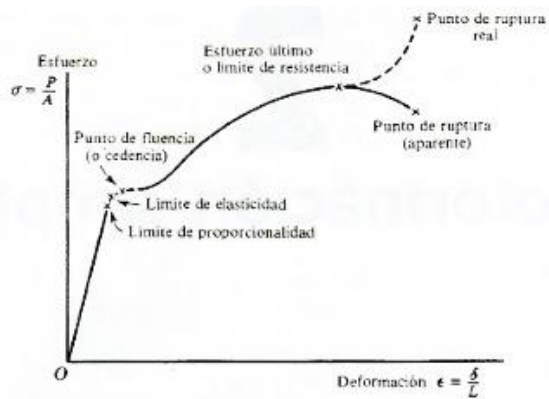


Figura 3. Diagrama Esfuerzo-Deformación [7]

1.2.3. Esfuerzo Máximo

Es la cantidad máxima de esfuerzo que un material puede resistir, a partir de este esfuerzo la probeta empieza su etapa de deformación o antes de llegar al punto de fractura del material [8].

El esfuerzo máximo del acero galvanizado es de $70 \left[\frac{Kgf}{mm^2} \right]$

1.3. Máquina Perfiladora

1.3.1. Introducción

La máquina perfiladora también llamada tren de rodillos, es un equipo de proceso constante que logra conformar un fleje plano de forma indefinida, para poder llegar a una geometría deseada, a esta forma se la denomina perfil final.

1.3.2. Clasificación general de las máquinas perfiladoras

La máquina perfiladora cuenta comúnmente con un número de etapas que van comprendido desde cuatro hasta quince las cuales forman parejas de rodillos montados

uno sobre el otro. En algunas ocasiones se puede disponer de algunas etapas adicionales para posibles necesidades futuras [9].

A pesar de estas condiciones algo típicas en las perfiladoras existen varios tipos para perfilar en frío las cuales serán especificadas a continuación.

1.3.3. Según su tipo de alimentación

En esta parte se clasificará la máquina perfiladora según la forma de alimentar el material son:

a. Técnica del material pre-cortado

Estos equipos se caracterizan por trabajar con láminas de chapa metálica con dimensiones iniciales, normalmente este sistema necesita procesos adicionales para la alimentación y almacenamiento de la chapa pre cortada. Estas máquinas alcanzan velocidades constantes que están comprendidas entre 15 y 75 m/min. Esta máquina se caracteriza por tener bajo volumen de producción y normalmente se usa en áreas de poco espacio que permiten realizar el proceso de perfilado [9].

b. Método de material post-cortado

Estos equipos se caracterizan por tener una bobina distribuidora de chapa a la entrada de la perfiladora, y se consigue un tamaño final del perfil con una máquina cortadora que se encuentra al final de la línea de perfilado. Se considera este método el más productivo y eficiente, pero presenta serios inconvenientes como es la necesidad de una bobinadora y una máquina cortadora, la cual representa costos adicionales dispuestos para estos equipos [9].

1.3.4. Según el soporte de los rodillos

Generalmente existen dos tipos de métodos usados para soportar los rodillos de conformación:

1.3.4.1. Rodillos en voladizo

a. Máquinas de un solo rodillo en voladizo

Estos equipos presentan solo un soporte fijo con los rodillos en voladizo. Es diseñada

para una producción de perfiles pequeños y de corto espesor, donde las fuerzas actuantes no son elevadas. Las ventajas de este equipo es el ahorro de espacio de trabajo, facilidad de intercambio y montaje de los rodillos [9].



Figura 4. Máquina de un solo rodillo en voladizo [10]

b. Máquina de doble rodillo en voladizo

Estos equipos tienen un solo lado fijo donde se apoyan los rodillos en voladizo. Estas máquinas trabajan con flejes de espesor mínimo y de longitud considerable, donde se deforma únicamente las partes laterales. Estos soportes están ubicados en la bancada y cuenta con una técnica dirigida para alejar ambos soportes, así se puede trabajar con fleje de ancho variable [9].



Figura 5. Máquina de doble rodillo en voladizo [11]

1.3.4.2. Máquina de doble soporte

Este equipo es considerado de uso tradicional, los rodillos son soportados en ambos extremos, uno móvil y uno fijo. Con este equipo se puede deformar perfiles de gran tamaño y espesor [9].

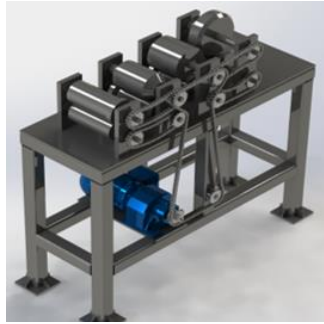


Figura 6. Máquina de doble soporte

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

1.3.5. Por la disposición de las caras de deformación

Una característica es el soporte doble en varias etapas ubicadas sobre la bancada, la manera de realizar el montaje está determina el siguiente grupo de máquinas [12]:

a. De soportes fijos

Este equipo presenta soportes de rodillos fijos que son fabricadas y diseñadas para conformar un perfil único. Está enfocada para un volumen elevado de producción y su costo es considerablemente bajo con respecto a otros equipos [12].

b. Convencional

Esta máquina consiste en soportes fijos y móviles que permiten intercambiar los rodillos de una manera más rápida es por eso que son usados cuando el cambio de geometría en el perfil sea una opción muy común [12].

c. Doble lado de utilización

Se caracteriza por la unión de un equipo con rodillos en voladizo y un equipo convencional, gracias a esto se puede producir varios perfiles al mismo tiempo. El intercambio de rodillos es una desventaja en este equipo al calibrar porque al calibrar una línea de perfil puede comprometer la línea adjunta. Una ventaja de esta máquina de este tipo es la reducción del costo de producción porque se puede crear varios perfiles en una sola máquina [12].

d. Máquina de doble altura

Estas máquinas se caracterizan por tener dos juegos de rodillos en cada etapa a diferentes alturas. Están enfocadas en el mundo de la construcción por el uso de

paneles largos y con alturas elevadas y que pueden presentar varios lugares de deformación claramente identificados [12].

e. Máquina montada en bandejas

Normalmente los soportes de este equipo van montados sobre una mesa única mecanizada, una variable a este equipo de montaje es el de bandejas, es decir, que mesas de tamaño menor se juntan en serie formando una mesa más grande para facilitar el intercambio y montaje de la máquina [12].

1.4.Conformado

El conformado es un conjunto de procesos para deformar plásticamente los materiales, están tres aspectos importantes, como el mecánico que se caracteriza por los esfuerzos utilizados; el metalúrgico, que se caracteriza por la transformación micro estructural inherente a la tensión y temperaturas a las que se desarrollan y el último, el tecnológico caracterizado por tratar temas económicos y medioambientales [6].

La mayoría de materiales requieren un número de variable de operaciones para alcanzar la característica de ser útiles. Los sistemas de conformado pueden degradar diferentes aspectos de los materiales, por ejemplo, en su composición original hasta su forma [13].

1.4.1. Influencia de la temperatura en el conformado

Se estudia la temperatura en los casos de conformado en frío y conformado en caliente, el principio generalizado involucra que aumentando la temperatura en el conformado minimiza la resistencia del material y lo deforma con mayor facilidad. En el conformado en caliente existen varios inconvenientes en la parte económica, porque al elevar la temperatura en el material implica un mayor gasto de energía, eso significa que el material se vuelve muy vulnerable por sufrir varias alteraciones en su composición [13].

En el conformado en frío, energéticamente es mucho más económico, el material no presenta un crecimiento en el tamaño del grano, esto no provoca alteraciones en su

composición. La desventaja de este proceso es que necesita de una mayor potencia para deformar el material este proceso requiere de instalaciones especiales [13].

1.5. Selección de Alternativa

Al contar con una sección transversal permanente en toda su longitud y de la misma manera al utilizar como materia prima solo chapa metálica de acero galvanizado, para las alternativas de máquinas para este proceso se tiene:

1.5.1. Plegadora hidráulica MP3003CNC NARGESA

La plegadora hidráulica tipo CNC lleva el proceso de plegado a un nuevo nivel, adquiriendo una mayor eficiencia y precisión en el proceso de doblado. Inicia con una sólida base de acero soldado, estabilizado y mecanizado [14].

Estas máquinas están equipadas con un Control Numérico Computarizado CNC de altas prestaciones, además posee una interfaz gráfica táctil y una potente CPU estas características hacen que los doblados o plegados más complejos que puedan requerirse se procesen sin esfuerzo [14].



Figura 7. Plegadora hidráulica MP3003 CNC [14]

1.5.2. Plegadora manual

Estos tipos de plegadora es un equipo simple y de pequeño tamaño, estos equipos están limitados a láminas muy delgada en el que depende de su material (acero inoxidable, aluminio o hierro) y de moldeo. Estos equipos son eficaces con un gran ahorro de energía y fácil de trasladar [15].



Figura 8. Plegadora manual [15]

1.5.3. Plegadora mecánica

Estos equipos introducen un volante de inercia, esta parte genera la energía necesaria para poner en movimiento el pistón. Este volante permite el movimiento ascendente y descendente del pistón. Este tipo de plegadoras suelen presentar un gran riesgo para el operador inexperto [15].



Figura 9. Plegadora mecánica [15]

1.5.4. Plegadora hidra-mecánica

Posee un diseño similar a los equipos mecánicos, pero estas sustituyen al volante de inercia por una bomba hidráulica, esta dispone la inercia requerida para mover al pistón. Un motor hidráulico acciona un eje excéntrico gracias a la presión hidráulica, que genera el movimiento descendente y ascendente del pistón [15].

Las ventajas que presentan este tipo de plegadoras es que son de fácil uso en láminas planas de grueso calibre y en procesos de acuñado, además brinda una mayor seguridad al operario [15].



Figura 10. Plegadora hidra-mecánica [15]

1.5.5. Perfiladora tipo rodillo

El proceso de conformado de chapa se da por la deformación plástica que se emplea para obtener piezas de sección constante, inicia a través de la banda plana en este caso lámina de acero galvanizado, en sucesivas estaciones de rodillos que se va plegando hasta alcanzar su forma final.

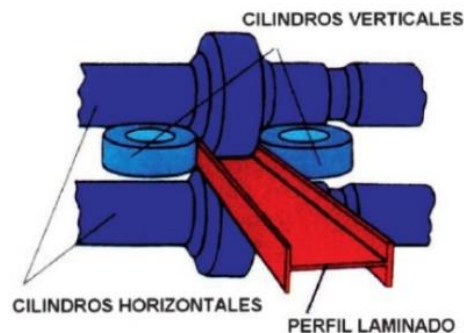


Figura 11. Cilindros de perfilado [13]

Debido a la elevada productividad se estima que en la actualidad entre un 35 y un 45 % de los productos de chapa se obtiene por medio de este proceso, esto supone aproximadamente un 8% de toda la producción mundial del acero [16]. Para mover de estación a estación la chapa de acero va avanzando en dirección longitudinal gracias al movimiento de los propios rodillos que es transmitido por fricción. Una de las principales ventajas es su velocidad de avance de la chapa que va desde los 60m/min y puede alcanzar hasta los 180m/min, además puede trabajar con un rango de espesor de 0.1 mm hasta los 20mm [17].

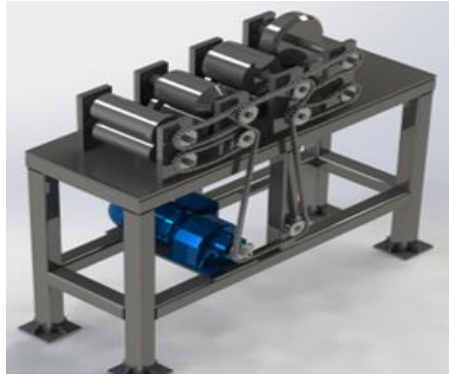


Figura 12. Máquina perfiladora

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

1.6. Planteamiento de la alternativa escogida

Tabla 1. Factores para selección de alternativa

Factores	Plegadora Hidráulica MP3003 CNC	Perfiladora de rodillos	Plegadora mecánica	Ideal
Mantenimiento	4	8	8	10
Costo de máquina	3	7	8	10
Repuestos	4	7	7	10
Tecnología	9	6	4	10
Seguridad	9	7	5	10
Variedad de perfiles	8	8	7	10
Velocidad de producción	8	10	6	10
Límite de longitud	6	10	6	10
Ángulo de plegado	8	7	6	10
Perfil con radios	8	10	5	10
Total	67	80	62	100

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Nota. La puntuación más cercana a la ideal es de la máquina perfiladora de rodillos, es la mejor alternativa para realizar los canales de agua lluvia.

Al analizar los diferentes factores con sus respectivas calificaciones se llega a las siguientes conclusiones:

- En el mantenimiento la máquina perfiladora de rodillos es mucho más económico en comparación a la plegadora CNC.
- El costo de adquisición y repuestos de la perfiladora de rodillos y la plegadora mecánica presentan un costo de inversión bajo con respecto a la máquina CNC.
- La tecnología y seguridad que presenta la máquina CNC refleja el porqué de su costo elevado.
- La perfiladora de rodillos presenta una gran variedad de perfiles incluyendo perfiles con acabados circulares, además de una producción continua ilimitada con un menor tiempo de producción.

Por los factores analizados anteriormente la mejor alternativa para la producción del perfil de canal de agua lluvia es por medio de la máquina perfiladora de rodillos por ofrecer las siguientes ventajas:

1.6.1. Alta productividad

Realizando una comparación con las alternativas en el sistema manual y por medio de rodillos, el sistema de rodillos es el mejor proceso por presentar una alta productividad únicamente en función a la velocidad de sus rodillos.

1.6.2. Longitud del perfil ilimitado

Una de las principales ventajas que tiene la perfiladora de rodillos es que no presenta limitación de la longitud del perfil.

1.7. Estudio del mecanismo

1.7.1. Componentes de diseño

Una vez elegida la alternativa correcta se ampliará el estudio de la máquina perfiladora para elaborar el perfil del canal de agua lluvia, el mismo que reducirá los tiempos de producción en comparación a otros tipos de plegadoras.

Se empezará por el estudio del tipo de perfil, la realización de la máquina y los distintos miembros que la conforman, además de las fuerzas que actúan sobre el mecanismo.

- Soporte para rodillos
- Rodillos
- Base o Bancada

1.7.2. Transmisión por cadena y catarinas

Los piñones se encuentran ubicados en los extremos de los ejes y unidos por una transmisión por medio de cadena, esta se emplea para transmitir el movimiento giratorio y torque desde un eje a otro de forma suave y silenciosa, puede ser continua o por segmento, es uno de los sistemas de transmisión más económicos que existen y este sistema permite una gran variedad en la separación de los rodillos para estos equipos [18].



Figura 13. Transmisión por cadena y piñón

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

1.8. Elementos a simular

Los elementos a simular de la máquina perfiladora de rodillos serán los que se encuentran sometidos a fuerzas.

1.8.1. Rodillos

Los rodillos son los encargados de deformar la chapa de acero galvanizado, cada estación de rodillos tiene forma variada para así lograr el perfil de canaleta de agua

lluvia, estos rodillos además soportan las cargas o fuerzas de doblado para el metal y fuerza de rozamiento generado por el contacto o la fricción de dos superficies.

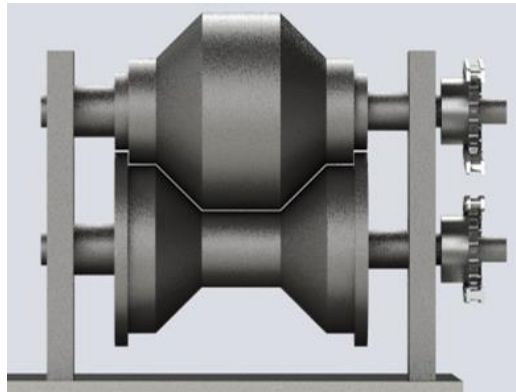


Figura 14. Rodillos de perfilado

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

1.8.2. Soportes para los ejes de los rodillos

Los soportes de los ejes son encargados de soportar las cargas que está sometido los rodillos, el soporte fijo no se lo puede mover por el motivo que no es necesario que cambie su colocación o altura, además en esta parte de la máquina también se encuentran los rodillos inferiores que sirve de base de apoyo del acero galvanizado.

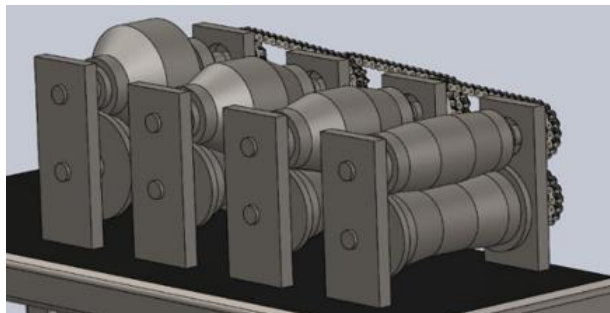


Figura 15. Soporte para los rodillos superior e inferior

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

1.9. Soldadura

La soldadura es un proceso de unión de metales que puede ayudar a excluir los sujetadores individuales, la ventaja de la soldadura es la reducción de costos y un ensamble rápido de la máquina a construirse [19].

1.9.1. Tipos de uniones para soldar

Existen varias formas de lograr la soldadura, en las siguientes figuras se puede apreciar los diferentes tipos de uniones soldadas.

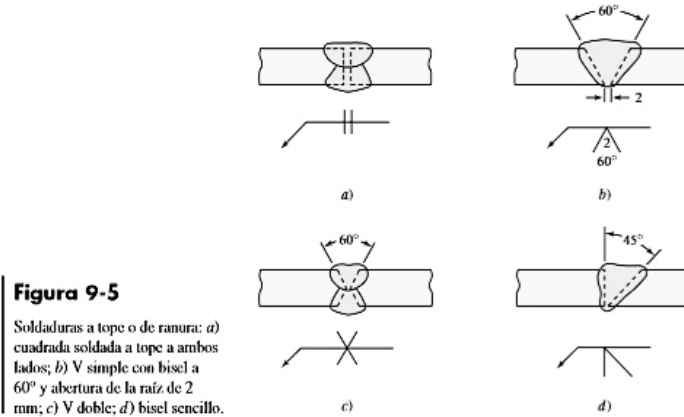


Figura 16. Soldadura a tope o de ranura [19]

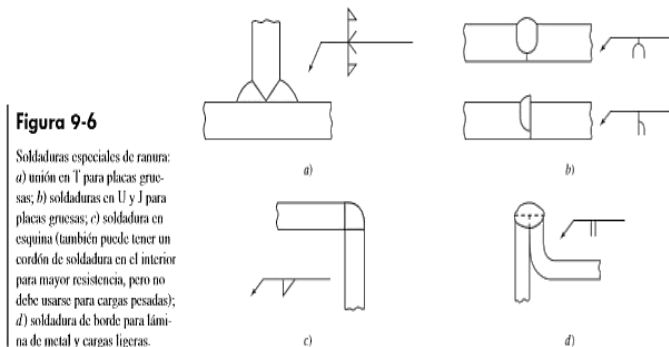


Figura 17. Soldaduras especiales de ranura [19]

1.9.2. Soldadura de arco eléctrico

Es un sistema de fusión, el cual permite juntar miembros metálicos mediante la entrega de calor intenso, el cual causa una fundición entre los dos metales, después del enfriamiento y la solidificación se obtiene un sistema de unión resistente. Generalmente la resistencia a la tensión y la rotura del lugar soldado es igual o mayor a la de los metales base [20].

El proceso por soldadura con arco eléctrico está conformado por los metales a unir y un electrodo. El electrodo tiene una gran variedad de materiales, independientemente

de esto, su objetivo es transportar la corriente en forma exacta al lugar de soldadura y poder lograr el arco eléctrico y obtener así la fundición de los metales [20].

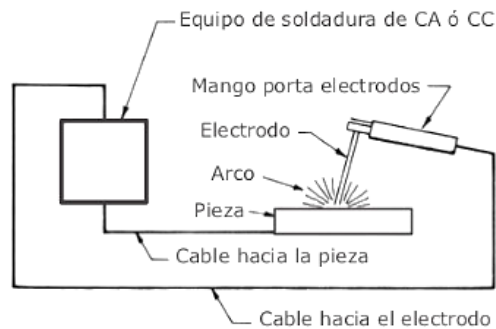


Figura 18. Representación de soldadura por arco eléctrico [20]

1.9.3. Soldadura de arco protegido por gas

Esta soldadura es conocida como MIG/MAG, la unión es generada por un arco que se posiciona en el extremo del alambre aportado de forma continua y la pieza a soldar. La soldadura MIG emplea como medida de protección un gas inerte (helio, argón, etc.) es utilizado para los metales no ferrosos. La soldadura MAG utiliza como gas protector el dióxido de carbono para metales ferrosos [21].

La tarea que realizan estos gases es la de cuidar al arco, al baño de fusión y al material de aporte contra los gases de la atmosfera. El gas protector traslada el aire que rodea el arco para eliminar la polución del metal fundido y lograr un metal de aporte con buena calidad [21].

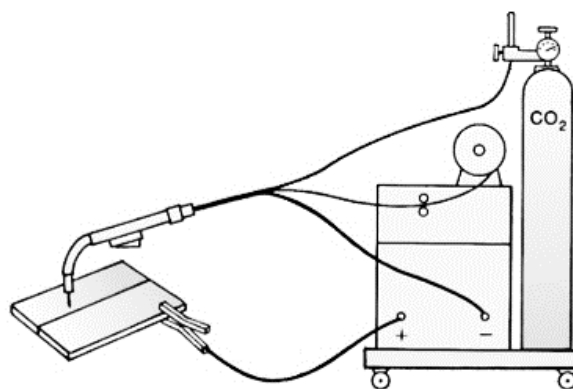


Figura 19. Máquina de soldadura MIG/MAG [20]

CAPÍTULO II

DISEÑO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

Este capítulo considera los cálculos requeridos para el diseño de los elementos principales del mecanismo seleccionado en el anterior capítulo, de la misma forma se establece la elección de los elementos de catálogo que se relacionan con el diseño de la máquina perfiladora. Cada elemento diseñado es sometido a una simulación estática, usando la metodología de elementos finitos, mediante diferentes softwares especializados para cada caso.

Los cálculos y simulaciones realizados en este apartado se realizan de manera estática, debido a que el sistema de conformado del canal de agua lluvia se lo realiza a una velocidad baja y gracias a esto no se realizan los cálculos de fatiga en los elementos diseñados.

2.1.Introducción

Se realizará el cálculo y diseño de los rodillos en las cuatro estaciones junto con los miembros que componen el sistema motriz de la máquina que se desea diseñar, tomando en cuenta los diferentes parámetros como son: pesos de los rodillos, número de etapas en el conformado para canal de agua lluvia, el número de revoluciones, etc. Para este último se procederá a redondear los rpm para un fácil cálculo.

Para los cálculos de diseño se debe tomar en cuenta los siguientes parámetros:

Separación entre rodillos, $x=0.7$ mm

Largo del perfil = 2.44m

Velocidad de producción $V_p = 9 \frac{\text{perfiles}}{\text{min}}$

Ancho del perfil = 200 mm

Distancia entre estaciones = 196.65 mm

La producción de este canal será de manera continua, pero para efectos de cálculo y simulación se trabajará con un largo de perfil de 2.44m y una velocidad de producción de $9 \frac{\text{perfiles}}{\text{min}}$.

Entonces se producirán, $21.96 \frac{m}{min}$ de canal, entonces se tendrá una velocidad del acero galvanizado que será de $V_{AG} = 0.36 \frac{m}{s}$

2.1.1. Cálculo del peso de los rodillos

Para este cálculo se tomará en cuenta la densidad del acero AISI 4340 y el volumen de los rodillos superior e inferior para cada etapa. El peso es calculado mediante la siguiente ecuación [1]:

Etapa 1:

- Rodillo superior

$$P = V \cdot \rho \cdot g \quad (1)$$

Donde:

P= Peso de los rodillos en [Kg]

V = Volumen del rodillo en $[m^3]$ está dado por la ecuación (2) según Norton [1].

ρ = Densidad del material AISI-4340 ($7870 \frac{Kg}{m^3}$)

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

L = Longitud del rodillo [m]

$$V = \pi \cdot r^2 \cdot L \quad (2)$$

$$V = \pi \cdot (0.05965)^2 \cdot (0.222m)$$

$$V = 2.48 \times 10^{-3} m^3$$

$$P = V \cdot \rho \cdot g$$

$$P = 2.48 \times 10^{-3} m^3 \cdot 7870 \frac{Kg}{m^3} \cdot 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$P = 191.58 N \approx 19.52 Kgf$$

- Rodillo inferior

$$V = \pi \cdot r^2 \cdot L$$

$$V = \pi \cdot (0.05401)^2 \cdot (0.222m)$$

$$V = 2.03 \times 10^{-3} m^3$$

$$P = V \cdot \rho \cdot g$$

$$P = 2.47 \times 10^{-3} \text{m}^3 \cdot 7870 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$P = 157.07 \text{ N} \approx 16.01 \text{ Kg}$$

En la Tabla 2 se expresa los resultados del cálculo de peso y volumen de los rodillos superiores e inferiores de cada una de las etapas.

Tabla 2. Volumen de rodillos

Etapa	Rodillo Superior	Rodillo Inferior
Etapa 1	$2.48 \times 10^{-3} \text{m}^3$	$2.03 \times 10^{-3} \text{m}^3$
Etapa 2	$1.3 \times 10^{-3} \text{m}^3$	$1.46 \times 10^{-3} \text{m}^3$
Etapa 3	$2.3 \times 10^{-3} \text{m}^3$	$3.35 \times 10^{-3} \text{m}^3$
Etapa 4	$1.9 \times 10^{-3} \text{m}^3$	$4.38 \times 10^{-3} \text{m}^3$

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Tabla 3. Peso de rodillos

Etapa	Rodillo Superior	Rodillo Inferior
Etapa 1	19.52 Kg \approx 191.58 N	16.01 Kg \approx 157.07 N
Etapa 2	10.46 Kg \approx 102.69 N	11.52 Kg \approx 113.07 N
Etapa 3	18.73 Kg \approx 183.82 N	26.38 Kg \approx 258.81 N
Etapa 4	15.13 Kg \approx 148.43 N	34.48 Kg \approx 338.29 N

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

2.1.2. Sistema geométrico de conformado

El sistema de conformado para el perfil de agua lluvia, se lleva a cabo al pasar por 4 etapas de rodillos que deforman el material dándole las dimensiones y geometría deseada.

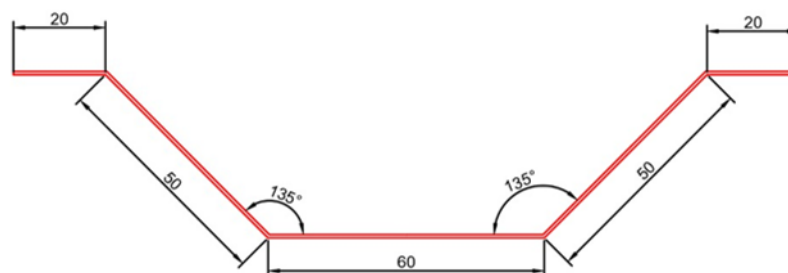


Figura 20. Dimensiones y geometría del perfil a conformar

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Las etapas se detallan a continuación:

- **Etapa 1**

Al pasar el fleje por los rodillos de la etapa 1 se obtiene el doblado lateral de 50 mm a 5°.

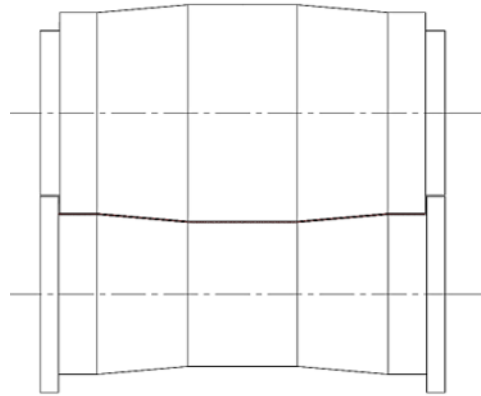


Figura 21. Forma de rodillos en la etapa 1

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

- **Etapa 2**

Al pasar el fleje por esta etapa se obtiene el doblado a 15° en ambos extremos del perfil.

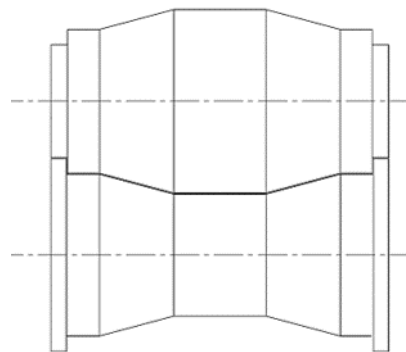


Figura 22. Forma de rodillos en la etapa 2

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

- **Etapa 3**

Cuando pasa el fleje por esta etapa se dobla el ángulo a 25° en ambos extremos del perfil.

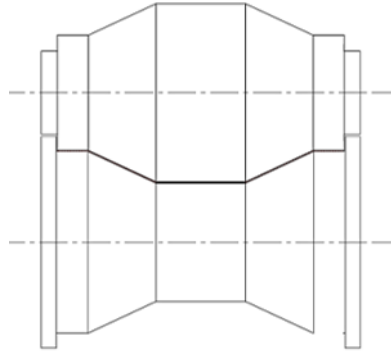


Figura 23. Forma de rodillos en la etapa 3

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

- **Etapa 4**

Para finalizar el conformado el fleje pasa por la etapa 4 dándole la forma final con un ángulo de 45°.

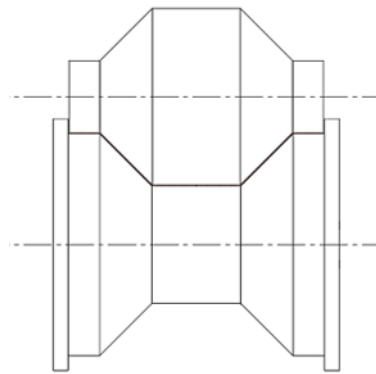


Figura 24. Forma de rodillos en la etapa 4

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Después de haber pasado el acero galvanizado por todas las etapas se obtiene la siguiente flor de perfilado:



Figura 25. Flor de perfilado

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

2.2. Fuerzas actuantes para el proceso de perfilado

2.2.1. Fuerza de Doblado

Un fleje metálico localizado sobre una matriz para doblar que se comporta como un sólido soportado en los extremos y cargado en el centro. El esfuerzo requerido para su deformación se calcula mediante la siguiente fórmula [22]:

$$F_d = \frac{S_y \cdot a \cdot e}{3} \quad (3)$$

Donde:

F_d = Fuerza de doblado [Kgf] ó [N]

a = Ancho de la lámina a doblar [mm]

e = Espesor del fleje [mm]

$S_y = 0.6 \cdot S_{ut}$ Resistencia a la Fluencia [Kg/mm^2]

S_{ut} = Resistencia última a la tensión del acero galvanizado (31.6 Kg/mm^2)

- Etapa 1

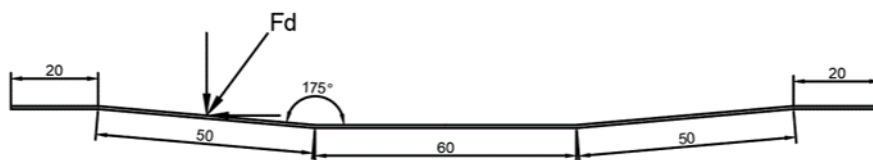


Figura 26. Forma del fleje al pasar por la estación 1

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Componente Horizontal:

$$F_{dH} = \frac{S_y \cdot a \cdot e}{3} \cdot \cos(\theta)$$
$$F_{dH} = 2 \cdot \frac{0.6 \cdot 31.6 \text{ Kg/mm}^2 \cdot 50 \text{ mm} \cdot 0.7 \text{ mm}}{3} \cdot \cos(85^\circ)$$
$$F_{dH} = 38.55 \text{ Kgf} \approx 378.25 \text{ N}$$

Componente Vertical:

$$F_{dv} = \frac{S_y \cdot a \cdot e}{3} \cdot \sin(\theta)$$

$$F_{dv} = 2 \cdot \frac{0.6 \cdot 31.6 \text{ Kg/mm}^2 \cdot 50\text{mm} \cdot 0.7\text{mm}}{3} \cdot \sin(85^\circ)$$

$$F_{dv} = 440.71 \text{ Kgf} \approx 4323.43 \text{ N}$$

Resultante Etapa 1:

$$F_d = \sqrt{F_{dH}^2 + F_{dv}^2} \quad (4)$$

$$F_d = \sqrt{(378.25)^2 + (4323.43)^2}$$

$$F_d = 4339.94 \text{ N} \approx 442.40 \text{ Kgf}$$

- Etapa 2

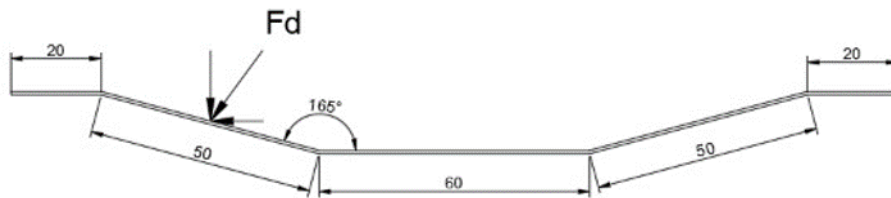


Figura 27. Forma del fleje al pasar por la estación 2

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Componente Horizontal:

$$F_{dH} = \frac{S_y \cdot a \cdot e}{3} \cdot \cos(\theta)$$

$$F_{dH} = 2 \cdot \frac{0.6 \cdot 31.6 \text{ Kg/mm}^2 \cdot 50\text{mm} \cdot 0.7\text{mm}}{3} \cdot \cos(75^\circ)$$

$$F_{dH} = 114.50 \text{ Kgf} \approx 1123.26 \text{ N}$$

Componente Vertical:

$$F_{av} = \frac{S_y \cdot a \cdot e}{3} \cdot \sin(\theta)$$
$$F_{av} = 2 \cdot \frac{0.6 \cdot 31.6 \text{ Kg/mm}^2 \cdot 50\text{mm} \cdot 0.7\text{mm}}{3} \cdot \sin(75^\circ)$$
$$F_{av} = 427.32 \text{ Kgf} \approx 4192.06 \text{ N}$$

Resultante Estación 2:

$$F_d = \sqrt{F_{dH}^2 + F_{av}^2}$$
$$F_d = \sqrt{(1123.26)^2 + (4192.06)^2}$$
$$F_d = 4339.94 \text{ N} \approx 442.39 \text{ Kgf}$$

- **Etapa 3**

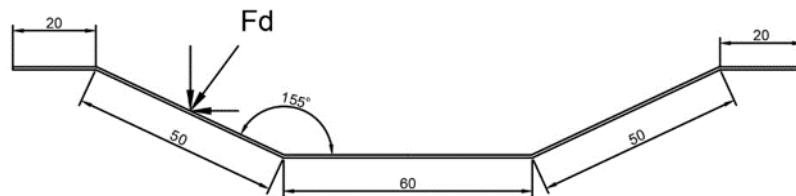


Figura 28. Forma del fleje al pasar por la estación 3

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Componente Horizontal:

$$F_{dH} = \frac{S_y \cdot a \cdot e}{3} \cdot \cos(\theta)$$
$$F_{dH} = 2 \cdot \frac{0.6 \cdot 31.6 \text{ Kg/mm}^2 \cdot 50\text{mm} \cdot 0.7\text{mm}}{3} \cdot \cos(65^\circ)$$
$$F_{dH} = 186.96 \text{ Kgf} \approx 1834.14 \text{ N}$$

Componente Vertical:

$$F_{av} = \frac{S_y \cdot a \cdot e}{3} \cdot \sin(\theta)$$
$$F_{av} = 2 \cdot \frac{0.6 \cdot 31.6 \text{ Kg/mm}^2 \cdot 50\text{mm} \cdot 0.7\text{mm}}{3} \cdot \sin(65^\circ)$$
$$F_{av} = 400.95 \text{ Kgf} \approx 3933.32 \text{ N}$$

Resultante Estación 3:

$$F_d = \sqrt{F_{dH}^2 + F_{av}^2}$$
$$F_d = \sqrt{(1834.14)^2 + (3933.32)^2}$$
$$F_d = 4339.93 \text{ N} \approx 442.40 \text{ Kgf}$$

- **Etapa 4**

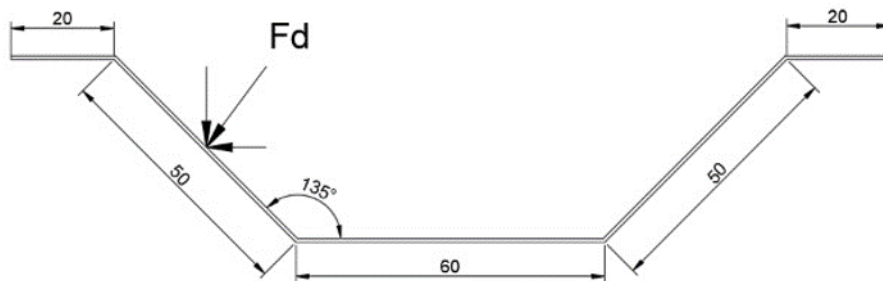


Figura 29. Forma del fleje al pasar por la estación 4

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Componente Horizontal:

$$F_{dH} = \frac{S_y \cdot a \cdot e}{3} \cdot \cos(\theta)$$
$$F_{dH} = 2 \cdot \frac{0.6 \cdot 31.6 \text{ Kg/mm}^2 \cdot 50\text{mm} \cdot 0.7\text{mm}}{3} \cdot \cos(45^\circ)$$
$$F_{dH} = 312.82 \text{ Kgf} \approx 3068.80 \text{ N}$$

Componente Vertical:

$$F_{av} = \frac{S_y \cdot a \cdot e}{3} \cdot \sin(\theta)$$

$$F_{av} = 2 \cdot \frac{0.6 \cdot 31.6 \text{ Kg/mm}^2 \cdot 50\text{mm} \cdot 0.7\text{mm}}{3} \cdot \sin(45^\circ)$$

$$F_{av} = 312.82 \text{ Kgf} \approx 3068.80 \text{ N}$$

Resultante Estación 4:

$$F_d = \sqrt{F_{dH}^2 + F_{av}^2}$$

$$F_d = \sqrt{(3068.80)^2 + (3068.80)^2}$$

$$F_d = 4339.93 \text{ N} \approx 442.39 \text{ Kgf}$$

2.2.2. Fuerza de contacto

La fuerza de contacto existente entre los rodillos sobre el fleje se utiliza con frecuencia para llevar el material de una estación a otra dentro de la máquina perfiladora, este proceso se lo puede visualizar en la siguiente Figura:

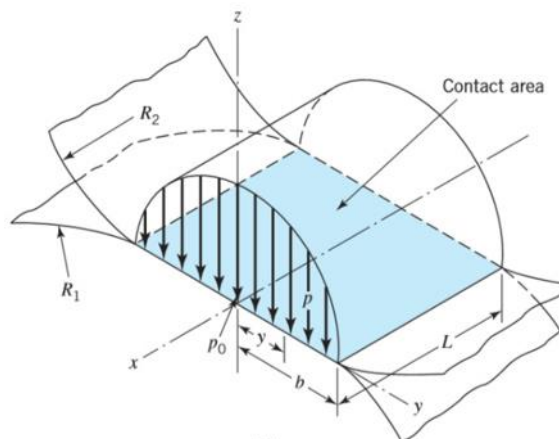


Figura 30. Distribución de la fuerza de contacto entre dos cilindros paralelos [23]

Para obtener la fuerza de contacto se toma las siguientes formulas del libro de diseño de Máquinas de Norton [1, pp. 370-375].

- **Etapa 1**

Rodillo Superior:

$$m_1 = m_2 = \frac{1 - \nu_1^2}{E} \quad (5)$$

Donde:

$$m_1 = m_2 = \text{Constante del material} \left[\frac{\text{mm}^2}{\text{N}} \right]$$

$$\nu_1^2 = \text{razón de poisson} [(0.3)^2]$$

$$E_1 = \text{módulo de elasticidad del acero galvanizado} \left(210 \frac{\text{KN}}{\text{mm}^2} \right)$$

$$a_m = \text{Semi ancho de la huella de contacto} [\text{mm}]$$

$$P = \text{Peso de los rodillos} [\text{N}]$$

$$B = \text{Constante de Geometría Cilíndrica} \left[\frac{1}{\text{mm}} \right]$$

$$L = \text{Ancho del acero galvanizado} [\text{mm}]$$

$$P_{max} = \text{Presión máxima} \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \text{ ó } [\text{Pa}]$$

$$Fc_{max} = \text{Fuerza de contacto Máxima} [\text{Kgf}]$$

$$m_1 = m_2 = \frac{1 - (0.3)^2}{210 \frac{\text{KN}}{\text{mm}^2}}$$

$$m_1 = m_2 = 4.33 \times 10^{-3} \frac{\text{mm}^2}{\text{KN}} \cdot \frac{1 \text{ KN}}{1000 \text{ N}}$$

$$m_1 = m_2 = 4.33 \times 10^{-6} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}}$$

Al considerar el caso de un cilindro sobre un plano, R2 se considera como infinito, haciendo $1/R_2 = 0$; las dimensiones del área de contacto de los rodillos son mínimas comparadas en relación a los radios de curvatura de los cuerpos, esto permite que los radios se vuelvan constantes en el área de contacto, sin tomar en cuenta las pequeñas deformaciones que se producen ahí [1].

$$B = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (6)$$

$$B = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{59.65 \text{ mm}} \right)$$

$$B = 8.38 \times 10^{-3} \frac{1}{\text{mm}}$$

$$a_m = \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{m_1 + m_2}{B} \cdot \frac{P}{L}} \quad (7)$$

$$a_m = \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{m_1 + m_2}{B} \cdot \frac{P}{L}}$$

$$a_m = \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{(4.33 \times 10^{-6} + 4.33 \times 10^{-6}) \frac{\text{mm}^2}{\text{N}}}{8.38 \times 10^{-3} \frac{1}{\text{mm}}} \cdot \frac{191.58 \text{ N}}{200 \text{ mm}}}$$

$$a_m = 0.0251 \text{ mm}$$

$$P_{max} = \frac{2 \cdot P}{\pi \cdot a_m \cdot L} \quad (8)$$

$$P_{max} = \frac{2 \cdot 191.58 \text{ N}}{\pi \cdot 0.0251 \text{ mm} \cdot 200 \text{ mm}}$$

$$P_{max} = 24.29 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$Fc_{max} = P_{max} \cdot \text{Área} \quad (9)$$

$$\text{Área} = 2 \cdot a_m \cdot L \quad (10)$$

$$\text{Área} = 2 \cdot 0.0251 \text{ mm} \cdot 200 \text{ mm}$$

$$\text{Área} = 10.04 \text{ mm}^2$$

$$Fc_{max} = 24.29 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 10.04 \text{ mm}^2$$

$$Fc_{max} = 243.93 \text{ N} \cdot \frac{1 \text{ Kgf}}{9.81 \text{ N}}$$

$$Fc_{max} = 24.86 \text{ Kgf}$$

Rodillo Inferior:

$$m_1 = m_2 = \frac{1 - \nu^2}{E}$$

$$m_1 = m_2 = 4.33 \times 10^{-6} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}}$$

$$B = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$$

$$B = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{54.01 \text{ mm}} \right)$$

$$B = 9.25 \times 10^{-3} \frac{1}{\text{mm}}$$

$$a_m = \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{m_1 + m_2}{B} \cdot \frac{P}{L}}$$

$$a_m = \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{(4.33 \times 10^{-6} + 4.33 \times 10^{-6}) \frac{\text{mm}^2}{\text{N}}}{9.25 \times 10^{-3} \frac{1}{\text{mm}}} \cdot \frac{157.07 \text{ N}}{200 \text{ mm}}}$$

$$a_m = 0.0216 \text{ mm}$$

$$P_{max} = \frac{2 \cdot P}{\pi \cdot a_m \cdot L}$$

$$P_{max} = \frac{2 \cdot 157.07 \text{ N}}{\pi \cdot 0.0216 \text{ mm} \cdot 200 \text{ mm}}$$

$$P_{max} = 23.11 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$Fc_{max} = P_{max} \cdot \text{Área}$$

$$\text{Área} = 2 \cdot a_m \cdot L$$

$$\text{Área} = 2 \cdot 0.0216 \text{ mm} \cdot 200 \text{ mm}$$

$$\text{Área} = 8.65$$

$$Fc_{max} = 23.11 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 8.65 \text{ mm}^2$$

$$F_{c_{max}} = 200 N \cdot \frac{1 Kgf}{9.81 N}$$

$$F_{c_{max}} = 20.38 Kgf$$

El proceso de cálculo para las demás estaciones es el mismo, por ello se realiza la siguiente tabla que resume todos los valores de la fuerza de contacto máxima.

Tabla 4. Resultados fuerza de contacto máxima.

Rodillo	B [$1/mm$]	a_m [mm]	P_{max} [N/mm^2]	Área [mm^2]	$F_{c_{max}}$ [Kgf]	$F_{c_{max}}$ [N]
Superior 1	8.38×10^{-3}	0.0251	24.29	10.04	24.86	243.93
Inferior 1	9.25×10^{-3}	0.0216	23.11	8.65	20.38	200
Superior 2	8.38×10^{-3}	0.0183	17.78	7.35	13.33	130.76
Inferior 2	7.98×10^{-3}	0.0197	18.22	7.90	14.67	144
Superior 3	8.38×10^{-3}	0.0245	23.79	9.83	23.85	234
Inferior 3	7.06×10^{-3}	0.0317	25.92	12.71	33.59	329.53
Superior 4	8.38×10^{-3}	0.0220	21.38	8.83	19.26	189
Inferior 4	5.88×10^{-3}	0.0398	27.04	15.92	43.90	430.72

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

2.2.3. Cálculo Fuerza de Rozamiento

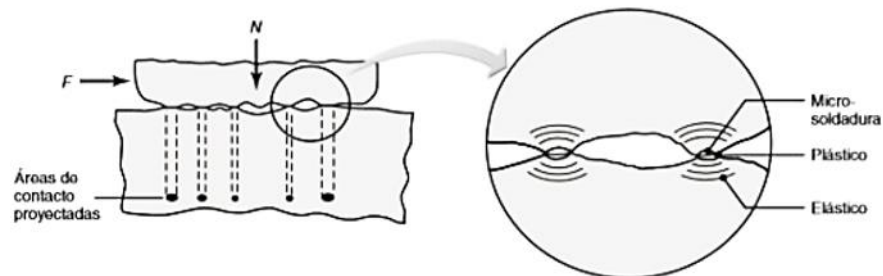


Figura 31. Relación de las áreas de contacto [24]

El movimiento de deslizamiento entre dos cuerpos sólo es posible al aplicar una fuerza tangencial. Esta fuerza es necesaria para cizallar las uniones o hacer una hendidura en el material más blando; se comprende como fuerza de fricción, a la siguiente relación [24]:

$$F_r = \mu \cdot N \quad (11)$$

Donde:

F_r = Fuerza de rozamiento [N] ó [Kgf]

N = Fuerza normal ($F_{doblado} + F_{contacto}$)

F_{cS} = Fuerza de contacto rodillo superior [N]

F_{cI} = Fuerza de contacto rodillo inferior [N]

F_{dH} = Fuerza de doblado Horizontal [N]

F_{dV} = Fuerza de doblado Vertical [N]

μ = Coeficiente de rozamiento por deslizamiento

Superficies en contacto	μ_k
Acero sobre acero	0.18
Acero sobre hielo (patines)	0.02-0.03
Acero sobre hierro	0.19
Hielo sobre hielo	0.028
Patines de madera sobre hielo y nieve	0.035
Goma (nemático) sobre terreno firme	0.4-0.6
Correa de cuero (seca) sobre metal	0.56
Bronce sobre bronce	0.2
Bronce sobre acero	0.18
Roble sobre roble en la dirección de la fibra	0.48

Figura 32. Coeficientes de rozamiento por deslizamiento para diferentes materiales [25]

- **Etapa 1**

$$N = F_{dH} + F_{dV} + F_{cS} + F_{cI} \quad (12)$$

$$F_r = \mu \cdot (F_{dH} + F_{dV} + F_{cS} + F_{cI}) \quad (13)$$

$$F_r = 0.18 \cdot (3780.25 + 4323.43 + 243.93 + 200)N$$

$$F_r = 1538.56 N \approx 156.83 Kgf$$

- **Etapa 2**

$$F_r = \mu \cdot (F_{dH} + F_{dV} + F_{cS} + F_{cI})$$

$$F_r = 0.18 \cdot (1123.26 + 4192.06 + 130.75 + 143.96)N$$

$$F_r = 1006.20 N \approx 102.56 Kgf$$

- **Etapa 3**

$$F_r = \mu \cdot (F_{dH} + F_{dV} + F_{cS} + F_{cI})$$
$$F_r = 0.18 \cdot (1834.14 + 3933.32 + 234.04 + 329.53)N$$
$$F_r = 1139.58 N \approx 116.16 Kgf$$

- **Etapa 4**

$$F_r = \mu \cdot (F_{dH} + F_{dV} + F_{cS} + F_{cI})$$
$$F_r = 0.18 \cdot (3068.80 + 3068.80 + 189 + 430.72)N$$
$$F_r = 1216.31 N \approx 123.98 Kgf$$

2.2.4. Cálculo Fuerza Máxima de Arrastre

Para este cálculo se tomará una bobina de acero galvanizado de 0.7mm que alimenta la perfiladora, el radio exterior no está especificado exactamente porque se produce bajo pedidos, pero el radio interior tiene una medida estándar de 500mm. Adicional a esto también se toma en cuenta los siguientes datos:

ρ = Densidad del acero galvanizado ($7850 \frac{Kg}{m^3}$)

a = Ancho de la lámina = 200mm

m = Peso máximo = 1000 kg

ω_0 = Velocidad angular inicial [rad/s]

$V_{AG} = 0.36 m/s$ Velocidad lineal del acero galvanizado

$\Delta_t = 5$ seg = Periodo de tiempo

r_i = Radio interior de la bobina de acero galvanizado = 500 mm

r_o = Radio exterior de la bobina de acero galvanizado [m]

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (14)$$

$$V = \pi \cdot (r_o^2 - r_i^2) \cdot a \quad (15)$$

Al sustituir (17) en (18)

$$r_o = \sqrt{r_i^2 + \frac{m}{\rho \cdot \pi \cdot a}} \quad (16)$$

$$r_o = \sqrt{(0.5m)^2 + \frac{1000Kg}{7850 Kg/m^3 \cdot \pi \cdot 0.2m}}$$

$$r_o = 0.67m$$

I = Inercia [1].

Se trabaja como un rollo sólido para garantizar el diseño de la máquina.

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r_o^2 \quad (17)$$

$$I = \frac{1}{2} \cdot (1000Kg) \cdot (0.67)^2$$

$$I = 224.45 Kg \cdot m^2$$

ω_f = Velocidad angular final [1, p. 832].

$$\omega_f = \frac{V_{AG}}{r_o} \quad (18)$$

$$\omega_f = \frac{0.36 m/s}{0.67m}$$

$$\omega_f = 0.53 rad/s$$

α = Aceleración angular

$$\omega_f = \omega_0 + \alpha \cdot \Delta_t \text{ rad/s} \quad (19)$$

$\omega_0 = 0$ Porque parte del reposo

$$\alpha = \frac{\omega_f}{\Delta_t}$$

$$\alpha = \frac{0.53 \text{ rad/s}}{5 s}$$

$$\alpha = 0.106 \text{ rad/s}^2$$

- **Etapa 1**

$$F_{arraastre} = \frac{I \cdot \alpha}{r_0} + F_r \quad (20)$$

$$F_{arraastre} = \frac{224.45 [Kg \cdot m^2] \cdot 0.106 \left[\frac{rad}{s^2} \right]}{0.67m} + 1538.56 N$$

$$F_{arraastre} = 35.51 N + 1538.56 N$$

$$F_{arraastre} = 1574 N \approx 160.45 Kgf$$

- **Etapa 2**

$$F_{arraastre} = 35.51 N + F_r$$

$$F_{arraastre} = 35.51 N + 1006.20 N$$

$$F_{arraastre} = 1041.71 N \approx 106.18 Kgf$$

- **Etapa 3**

$$F_{arraastre} = 35.51 N + F_r$$

$$F_{arraastre} = 35.51 N + 1139.58 N$$

$$F_{arraastre} = 1175 N \approx 119.78 Kgf$$

- **Etapa 4**

$$F_{arraastre} = 35.51 N + F_r$$

$$F_{arraastre} = 35.51 N + 1216.31 N$$

$$F_{arraastre} = 1251.82 N \approx 127.6 Kgf$$

2.2.5. Cálculo de velocidad angular

Para el cálculo de la potencia de cada etapa es necesario conocer las velocidades de giro de los rodillos, los respectivos radios de los cilindros de cada etapa y además de la fuerza axial que actúan sobre los rodillos.

Para obtener la velocidad angular de los rodillos se parte de la siguiente ecuación [1]:

$$V_{AG} = W \cdot r$$

Despejando W se obtiene la velocidad angular con la siguiente ecuación:

$$W = \frac{V_{AG}}{r} \quad (21)$$

Donde:

$V_{AG} = 0.36 \text{ [m/s]}$ = Velocidad del acero galvanizado

W = Velocidad angular de los rodillos $[\text{rad/s}]$ ó $[\text{rpm}]$

r = Radio del rodillo [m]

- **Etapa 1**

Rodillo superior:

$$W = \frac{V_{AG}}{r}$$

$$W = \frac{0.36 \text{ m/s}}{0.059 \text{ m}}$$

$$W = 6.03 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$W = 6.03 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}$$

$$W = 57.63 \text{ rpm}$$

Rodillo inferior:

$$W = \frac{V_{AG}}{r}$$

$$W = \frac{0.36 \text{ m/s}}{0.054 \text{ m}}$$

$$W = 6.66 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$W = 6.66 \frac{rad}{s} \cdot \frac{1 rev}{2\pi rad} \cdot \frac{60 s}{1 min}$$

$$W = 63.65 rpm$$

Mediante la siguiente tabla se presentas los valores de la velocidad angular para cada etapa de rodillos superior e inferior.

Tabla 5. Resultados de la velocidad angular para todos los rodillos

Estación	Rodillo	Radio (r)	Velocidad angular (W)	
		[m]	[rad/s]	[rpm]
1	Superior 1	0.05965	6.03	57.63
	Inferior 1	0.05401	6.66	63.65
2	Superior 2	0.05965	6.03	57.63
	Inferior 2	0.06259	5.75	54.92
3	Superior 3	0.05965	6.03	57.63
	Inferior 3	0.07078	5.08	48.56
4	Superior 4	0.05965	6.03	57.63
	Inferior 4	0.08501	4.23	40.43

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Nota: Se realiza el cálculo de velocidad angular de todos los rodillos para obtener la velocidad angular crítica. Para trabajar se escoge una de las velocidades más bajas a la que van a trabajar las estaciones de los rodillos, esta velocidad es de **42 rpm**, la cual también nos ayudará a seleccionar el motor reductor más adelante.

2.3.Cálculo de torque y potencia por etapa

2.3.1. Cálculo de torque por etapa

El torque por etapa está definido por la fuerza axial y el radio que tiene cada rodillo, las fuerzas que actúan en los rodillos son las fuerzas de rozamiento y la fuerza de arrastre.

El torque se define por la siguiente ecuación [26]:

$$T = F_{axial} \cdot r \quad (22)$$

$$T = (F_{ar} - F_r) \cdot r$$

Donde:

$T = \text{Torque } [N \cdot m]$

$F_{axial} = \text{Fuerza axial } [N]$

$F_{ar} = \text{Fuerza de arrastre } [N]$

$F_r = \text{Fuerza de rozamiento } [N]$

$r = \text{Radio del rodillo } [m]$

- **Etapa 1**

Superior:

$$T_s = (F_{ar} - F_r) \cdot r$$

$$T_s = (1574 \text{ N} - 1538.56 \text{ N}) \cdot 0.05965 \text{ m}$$

$$T_s = 2.113996 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_s = 2.113996 \text{ Nm} \cdot \frac{1 \text{ Kgf}}{9.81 \text{ N}}$$

$$T_s = 0.215933 \text{ Kgf} \cdot \text{m}$$

Inferior:

$$T_i = (F_{ar} - F_r) \cdot r$$

$$T_i = (1574 \text{ N} - 1538.56 \text{ N}) \cdot 0.05401 \text{ m}$$

$$T_i = 1.9141144 \text{ Nm}$$

$$T_i = 1.9141144 \text{ Nm} \cdot \frac{1 \text{ Kgf}}{9.81 \text{ N}}$$

$$T_i = 0.1955162 \text{ Kgf} \cdot \text{m}$$

Tabla 6. Cálculo de los torques en todas las etapas

Rodillos Superiores				
Fuerza axial				
Estación	$F_{arrastre}$	$F_{rozamiento}$	r	Torque superior (T_s)
	[N]	[N]	[m]	[N · m]
1	1574	1538.56	0.05965	2,11
2	1041.71	1006.20	0.05965	2.11
3	1175	1139.58	0.05965	2,11
4	1251.82	1216.31	0.05965	2.11

Rodillos Inferiores				
Fuerza axial				
Estación	$F_{arrastr e}$	$F_{rozamiento}$	r	Torque inferior (T_i)
	[N]	[N]	[m]	[N · m]
1	1574	1538.56	0.05401	1.91
2	1041,71	1006.20	0.06259	2.22
3	1175	1139.58	0.07078	2.50
4	1251.82	1216.31	0.08501	3.01

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Nota: Se realiza los cálculos de los torques en todas las etapas de los rodillos, en esta tabla se especifican los valores de las fuerzas que intervienen en los rodillos superiores e inferiores. Y se observa que el máximo torque necesario se encuentra en los rodillos de la estación 4.

2.3.2. Torque total

El torque total es el resultado de sumar el torque del rodillo superior y el torque del rodillo inferior, este proceso se lo realiza en cada etapa para después obtener la potencia de cada una de las estaciones.

$$T_{t4} = T_{s4} + T_{i4} \quad (23)$$

$$T_{t4} = 2.11 N \cdot m + 3.01 N \cdot m$$

$$T_{t4} = 5.12 N \cdot m$$

Tabla 7. Resultados para el torque total de cada estación

Estación	Torque superior (T_s)	Torque inferior (T_i)	Torque total (T_t)
	[N · m]	[N · m]	[N · m]
1	2,11	1.91	4.028
2	2.11	2.22	4.34
3	2,11	2.50	4.61
4	2.11	3.01	5.13

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Nota: la mayor cantidad de torque que se genera es en la etapa cuatro con 5.13 [Nm] pero al seleccionar el motor, este tiene un torque de trabajo de 124[Nm], el cual satisface el torque requerido.

2.3.3. Potencia requerida para el motor

La potencia requerida para el motor viene definida por el torque máximo obtenido en la estación 4 y la velocidad angular máxima obtenida en la estación 1. La potencia se puede calcular con la siguiente formula tomada del libro de Norton [1]:

$$Pot = T_{max} \cdot W_{max} \quad (24)$$

Donde:

Pot = Potencia [HP]

T_{max} = Torque [$N \cdot m$]

W_{max} = Velocidad angular de los rodillos [rad/s] ó [rpm]

$$\begin{aligned} Pot &= T_{max} \cdot W_{max} \\ Pot &= 5.13 \text{ Nm} \cdot 6.66 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \\ Pot &= 34.16 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{s}} \\ Pot &= 34.16 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} \cdot \frac{0.00134 \text{ HP}}{1 \frac{\text{Nm}}{\text{s}}} \\ Pot &= 0.045 \text{ HP} \end{aligned}$$

Para obtener la potencia requerida por el motor se multiplica por 2 ya que existen dos rodillos por etapa, y por 4 por ser 4 etapas en total, adicional se incluye el factor de servicio que para el motor seleccionado es de 1.90 entonces:

$$Pot_m = 2 \cdot 4 \cdot \text{Factor de servicio} \cdot Pot \quad (25)$$

$$\begin{aligned} Pot_m &= 2 \cdot 4 \cdot 1.90 \cdot 0.045 \text{ HP} \\ Pot_m &= 0.68 \text{ HP} \approx 0.75 \text{ Hp} \approx \frac{3}{4} \text{ HP} \end{aligned}$$

2.4. Selección del motorreductor

En este caso se selecciona un motorreductor porque la velocidad angular necesaria es muy baja para usar un motor eléctrico directamente. Con los siguientes datos se buscará un motorreductor en la página web de motores WEG, misma que ayuda a seleccionar el mejor motorreductor para las necesidades de estudio:

$$W = \text{Velocidad angular} = 40.43 \text{rpm} \approx 42 \text{rpm}$$

$$Pot_m = \text{Potencia del motor} = 0.68 \text{HP} \approx 0.75 \text{HP} \approx 0.55 \text{kW}$$

The screenshot shows the 'Búsqueda moto-reductores' (Motor-reducer search) interface. The search criteria are as follows:

- Velocidad de salida: 40 [r.p.m.]
- Par de salida: [] [Nm]
- Potencia motor P_N : 0.55 [kW]
- Factor de servicio f_B : 0.8
- Temperatura ambiente: +20 [°C]
- Tipo de operación: S1
- Ejecución entrada: montaje directo
- Rendimiento η : sin entrada
- Gama motores: sin entrada
- Tamaño reductor: sin entrada
- Tamaño motor: sin entrada
- No. de polos: sin entrada
- Alimentación: sin entrada
- Frecuencia nominal motor: 50 Hz


The search results table is as follows:

Tipo	Velocidad salida [r.p.m.]	Par de salida M_2 [Nm]	Factor de servicio f_B	Gear stages	Relación de reducción i	Potencia motor P_N [kW]	η	Potencia térmica máx. perm. a +20°C y servicio S1 P_{Tzul} [kW]	Comparación P_N to P_{Tzul}
C033-11N-80-04E	40	131	1.55	3	35.38	0.55	IE1	3	✓
C052-11N-80-06F	40	130	2.10	2	23.03	0.55	IE1	9.5	✓
C032-11N-80-04E	41	129	1.55	2	34.88	0.55	IE1	5	✓
C052-11N-80-04E	41	128	3.15	2	34.55	0.55	IE1	9.5	✓
C052-11N-80-06F	42	124	3.25	2	21.92	0.55	IE1	9.5	✓
C062-11N-80-04E	42	124	1.90	2	33.43	0.55	IE1	13	✓
C062-11N-80-04E	42	126	4.80	2	33.86	0.55	IE1	13	✓
C032-11N-80-06F	43	121	1.70	2	21.40	0.55	IE1	5	✓
C062-11N-80-06F	43	122	4.95	2	21.51	0.55	IE1	13	✓

Buttons at the bottom: Iniciar búsqueda, Reset, Cancelar, Atrás, Siguiente.

Figura 33. Selección de motorreductor [27]

Una vez introducido los datos de velocidad angular y potencia, el programa nos muestra las diferentes opciones de motor-reductores que cumplen nuestras necesidades. Una vez que nosotros seleccionemos aquel que cumple nuestras expectativas, el programa a continuación nos muestra las especificaciones técnicas de este motor-reductor que se muestran a continuación:


Configuración total Versión 6.0.2049.002 

Tipo: CG062-11N-80-04E-TH-TF

Ejecución: G.. Con patas y eje de salida

Forma montaje: M1 Brida salida: Sin

Posición caja bornes: Lado 1 entrada cable lado I Eje de salida: Ø 35 k6 x 70



General | Reductor | Motor | Freno/encoder | **Hoja de datos**

Imprimir | Copiar

Rodamiento: Estándar

Características reductor:

Potencia térmica máx.perm. a +20 °C y S1-servicio :	13	[kW]
Velocidad de salida :	42	[r.p.m.]
Par de salida :	124	[Nm]
Factor de servicio :	1.90	
Gear stages :	2	
Relación de reducción :	33.43	
Juego circunferencial (min-máx) :	5' - 12'	
Par de entrada admisible FB1 :	7	[Nm]
Velocidad entrada máx.perm. :	3000	[r.p.m.]
Forma montaje :	M1	
Eje de salida :	Ø 35 k6 x 70	[mm]
Chavetero :	DIN6885.1	
Pintura :	LC1 - Indoor installation, neutral atmosphere NDFT 60 µm (C1 - DIN EN ISO 12944-5)	
Color :	RAL 7011	
Peso total :	23.9	[kg]

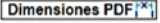


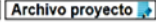

dibujo 3D/2D  Dimensiones PDF  Cancelar  Atrás  Archivo proyecto

Figura 34. Especificaciones técnicas del motorreductor seleccionado [27]

2.4.1. Características del motorreductor



Figura 35. Motorreductor marca WEG  Brasil [27]

Series: WEG Modular System Motor (EUSAS)

Housing material: Aluminio

Rendimiento η : IE1-70.0%

Serie motores: 11N

Potencia del motor: 0.55 [kW] = 3/4 Hp

Velocidad nominal: 1415 [r.p.m.]

Velocidad de salida: 42 [r.p.m.]

Par de salida: 124 [Nm]

Tensión: 230/400 [V]

Factor de servicio: 1.90

Diámetro del eje de salida: Ø35 K6 x 70

Peso total: 23.9 [kg]

2.5. Transmisión por cadena de rodillos

2.5.1. Cadena de rodillos

Se encuentran dimensionadas por tamaños estándar en tablas. Donde se puede conocer todas sus dimensiones y datos técnicos de cada una de ellas.

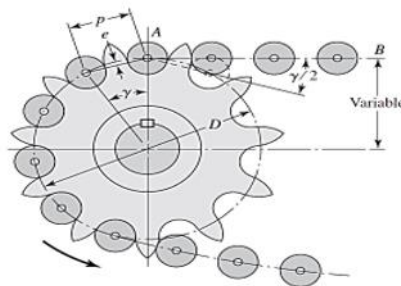


Figura 36. Esquema de la cadena de rodillos [19, p. 876]

Las cadenas de rodillos casi nunca fallan por motivos de la falta de resistencia a la tensión, lo más probable es que presenten deformaciones por la gran cantidad de horas de uso. El problema más común que presenta es el desgaste en los rodillos sobre los pasadores. Las tablas proporcionadas por los fabricantes sugieren que el periodo de vida de la cadena sea de 15000 horas para distintas velocidades [19].

2.5.2. Catarina impulsora

En este tipo de Catarina es deseable un gran número de dientes porque resulta ventajoso obtener una Catarina de menor diámetro posible. Para realizar un trabajo a velocidad moderada o alta se considera emplear Catarina de 17 dientes. Además, se puede utilizar de 19 o 20 dientes, esta proporciona una mejor expectativa de vida con un mínimo ruido de la cadena [19, p. 877, 26].

2.5.3. Selección de cadena

Para conocer el número de la cadena a utilizar se realiza el análisis de la fuerza de salida del eje reductor que se aplica en los rodillos. Esta fuerza se la encuentra por medio de la siguiente ecuación:

$$T_{reductor} = F_t \cdot r \quad (26)$$

Donde:

$T_{reductor}$ = Torque del motorreductor [Nm]

F_t = Fuerza de tensión [N]

r = Radio de salida del eje reductor [mm]

Despejando la ecuación (26), se tiene:

$$F_t = \frac{T_{reductor}}{r}$$

$$F_t = \frac{124 Nm}{0.0175 m}$$

$$F_t = 7085.71 N$$

Para la selección del número de cadena se compara la fuerza de tensión calculada de 7085.71N y la resistencia mínima a la tensión de la siguiente tabla. El número de cadena selecciona es ANSI-40, porque el valor obtenido se encuentra dentro del rango de la cadena ANSI-41 con 6670 N y ANSI-40 con 13920 N.

Tabla 17-19

Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas: torón sencillo.
(Fuente: Compilada de la norma ANSI B29.1-1975.)

Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lbf (N)	Peso promedio, lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamento de hilera múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	—
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

Figura 37. Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas [19, p. 875]

2.5.4. Velocidad de la cadena

La velocidad de la cadena se considera como el número de metros que arroja la Catarina en una determinada unidad de tiempo [28]. La velocidad de la cadena se la obtiene a partir de la siguiente fórmula tomada del libro de Shigley [19]:

$$V = \frac{N \cdot p \cdot n}{12} \quad (27)$$

Donde:

V = Velocidad de la cadena [m/min]

N = Número de dientes de la Catarina = 17

n = Velocidad de la Catarina (Velocidad del motorreductor) = 42 [rev/min]

p = Paso de la cadena = 12.70 [mm]

Cabe recalcar que el paso de 12.70 mm viene dado por la Figura 37 donde se seleccionó la cadena ANSI-40 anteriormente.

$$V = \frac{17 \cdot 12.70 \cdot 42}{12}$$

$$V = 0.75 \frac{m}{min}$$

2.5.5. Longitud de la cadena

El cálculo de la longitud de la cadena se realizará en varias etapas. La primera etapa se la toma desde el eje del motor-reductor pasando por el tensor como se representa en la Figura 38, posteriormente generando movimientos opuestos en los rodillos superiores e inferiores de las estaciones 2 y 3. Posterior a esto se transmite los movimientos de la estación 2 a la estación 1, y, por último, se transmite el movimiento de la estación 3 a la estación 4. Para conocer la distancia de la cadena se emplean las siguientes fórmulas [19]:

$$NP = \frac{C_d}{P} \quad (28)$$

$$\frac{L}{P} = \frac{2C_d}{P} + \left(\frac{N_1 + N_2}{2}\right) + \left(\frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C_d}{P}\right)}\right) \quad (29)$$

Donde:

NP = Número de pasos de la cadena

P = Paso de la cadena [mm]

L = Longitud de la cadena [m]

C_d = Distancia entre centros de las catarinas [mm]

N_1 = Número de dientes de la Catarina

N_2 = Número de dientes de la Catarina

Despejando:

$$L = 2 \cdot C_d + \left(\frac{N_1 + N_2}{2}\right) \cdot P + \left[\frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C_d}{P}\right)}\right] \cdot P$$

2.5.5.1. Primera etapa

Para el cálculo de la longitud de la cadena se realiza a partir del eje motor-reductor, el tensor, los rodillos inferiores y superiores de la segunda y tercera estación, tomando en cuenta que son tres pares de catarinas, obteniendo una longitud lineal total entre centros de 1606 mm.

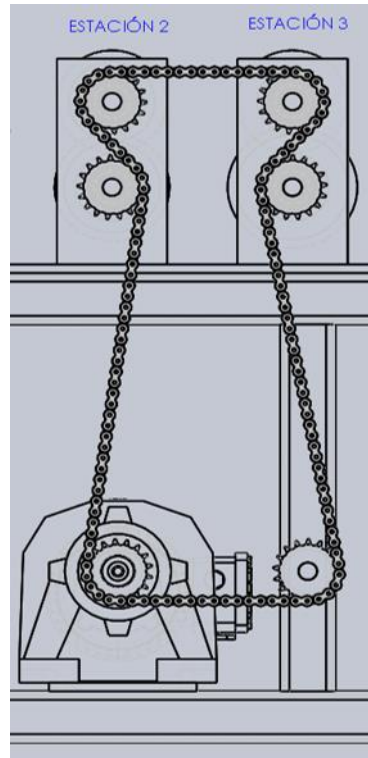


Figura 38. Etapa impulsora en estaciones 2 y 3

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Para esta etapa se modifica la fórmula para los 3 pares de catarinas de la siguiente manera:

$$L = C_d + \left[3 \cdot \left(\frac{N_1 + N_2}{2} \right) \cdot P \right] \quad (30)$$

$$L = 1856 + \left[3 \cdot \left(\frac{17 + 17}{2} \right) \cdot 12.70 \right]$$

$$L = 2503.7 \text{ mm} \approx 2.50 \text{ m}$$

$$NP = \frac{C_d}{P}$$

$$NP = \frac{2503.7}{12.7}$$

$$NP \approx 198$$

2.5.5.2. Segunda etapa

En la segunda etapa se transmite el movimiento desde la estación 2 a la estación 1 independientemente la parte superior e inferior para conservar los sentidos de giro como se indica en la siguiente Figura.

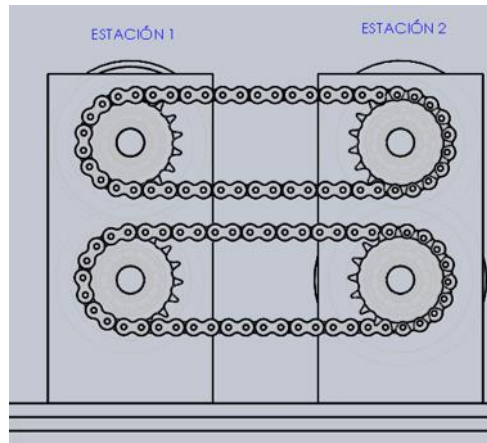


Figura 39. Transmisión en estaciones 1 y 2

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

- Rodillos superiores

$$L = 2 \cdot C_d + \left(\frac{N_1 + N_2}{2} \right) \cdot P + \left[\frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C_d}{P} \right)} \right] \cdot P$$

$$L = 2 \cdot 183.5 + \left(\frac{17 + 17}{2} \right) \cdot 12.7$$

$$L = 582.9 \text{ mm} \approx 0.583 \text{ m}$$

$$NP = \frac{C_d}{P}$$

$$NP = \frac{583}{12.70}$$

$$NP \approx 46$$

- Rodillos inferiores:

$$L = 2 \cdot C_d + \left(\frac{N_1 + N_2}{2} \right) \cdot P + \left[\frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C_d}{P} \right)} \right] \cdot P$$

$$L = 2 \cdot 183.5 + \left(\frac{17 + 17}{2}\right) \cdot 12.7$$

$$L = 582.9 \text{ mm} \approx 0.583 \text{ m}$$

$$NP = \frac{C_d}{P}$$

$$NP = \frac{583}{12.70}$$

$$NP \approx 46$$

2.5.5.3. Tercera etapa

En esta etapa final se transmite el movimiento desde la estación 3 a la estación 4 independientemente los rodillos superiores e inferiores para conservar el sentido de giro.

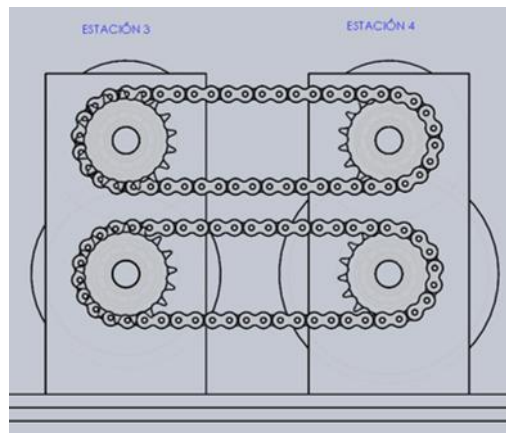


Figura 40. Transmisión en estaciones 3 y 4

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

- Rodillos superiores

$$L = 2 \cdot C_d + \left(\frac{N_1 + N_2}{2}\right) \cdot P + \left[\frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C_d}{P}\right)} \right] \cdot P$$

$$L = 2 \cdot 183.5 + \left(\frac{17 + 17}{2}\right) \cdot 12.7$$

$$L = 582.9 \text{ mm} \approx 0.583 \text{ m}$$

$$NP = \frac{C_d}{P}$$

$$NP = \frac{583}{12.70}$$

$$NP \approx 46$$

- **Rodillos inferiores**

$$L = 2 \cdot C_d + \left(\frac{N_1 + N_2}{2}\right) \cdot P + \left[\frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \left(\frac{C_d}{P}\right)}\right] \cdot P$$

$$L = 2 \cdot 183.5 + \left(\frac{17 + 17}{2}\right) \cdot 12.7$$

$$L = 582.9mm \approx 0.583m$$

$$NP = \frac{C_d}{P}$$

$$NP = \frac{583}{12.70}$$

$$NP \approx 46$$

2.6.Catarinas

Se usarán dos tipos de catarinas para la transmisión de movimiento, en las estaciones 2 y 3 se usarán catarinas dobles de 17 dientes para conservar la relación de transmisión igual a 1, ya que estas se van a alimentar con el movimiento generado por el motorreductor y al mismo tiempo se van a usar para transmitir el movimiento a las estaciones 1 y 4, estas últimas solo van a receptor el movimiento, por ese motivo solo se usarán catarinas simples de 17 dientes. Este elemento viene normalizado, pero a continuación se muestran algunos cálculos rápidos de las dimensiones principales mediante las ecuaciones tomadas de WEDA transmisiones [29], para posteriormente seleccionarlos en el catálogo de SKF,

Donde:

Z = Número de dientes de la Catarina = 17

p = paso de la cadena = 12.7

D = diámetro del rodillo = 7.92

D_e = diámetro externo

D_p = diámetro primitivo

D_i = diámetro interno

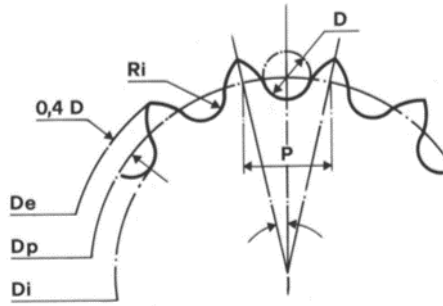


Figura 41. Dimensiones de la Catarina [29]

$$D_p = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)} \quad (31)$$

$$D_p = \frac{12.70 \text{ mm}}{\sin\left(\frac{180}{17}\right)}$$

$$D_p = 69.11 \text{ mm}$$

$$D_e = D_p + (0.6 \cdot D) \quad (32)$$

$$D_e = 69.11 + (0.6 \cdot 7.92)$$

$$D_e = 73.86 \text{ mm}$$

$$D_i = D_p - D \quad (33)$$

$$D_i = 69.11 - 7.92$$

$$D_i = 61.19 \text{ mm}$$

Metric sprockets, simplex, pilot bore
 ISO 06B-1 · 9,525 mm pitch | ISO 08B-1 · 12,70 mm pitch

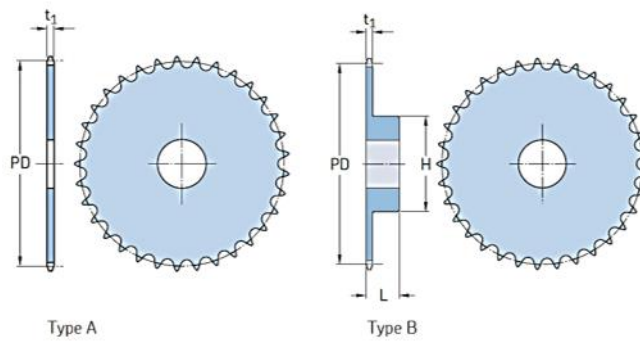


Figura 42. Dimensiones de la Catarina [30]

Pitch	Number of teeth	Pitch diameter PD	Type	Dimensions		Hub		Plate thickness t_1	Mass	Designation	
				Bore	Bore stock	H	L				
mm	-	mm	-	mm	Min.	Max.			kg	-	
12,70	8	33,18	A	8	-	10	-	-	-	0,03	PHS 08B-1A8
			B	-	10	10	20	25	7,37	0,06	PHS 08B-1BH8
	9	37,13	A	8	-	10	-	-	-	0,04	PHS 08B-1A9
			B	-	10	10	24	25	7,37	0,09	PHS 08B-1BH9
	10	41,10	A	8	-	10	-	-	-	0,06	PHS 08B-1A10
			B	-	10	11	26	25	7,37	0,12	PHS 08B-1BH10
	11	45,07	A	10	-	10	-	-	-	0,07	PHS 08B-1A11
			B	-	10	13	29	25	7,37	0,15	PHS 08B-1BH11
	12	49,07	A	10	-	10	-	-	-	0,09	PHS 08B-1A12
			B	-	10	17	33	28	7,37	0,21	PHS 08B-1BH12
	13	53,06	A	10	-	10	-	-	-	0,10	PHS 08B-1A13
			B	-	10	20	37	28	7,37	0,27	PHS 08B-1BH13
	14	57,07	A	10	-	10	-	-	-	0,12	PHS 08B-1A14
			B	-	10	24	41	28	7,37	0,33	PHS 08B-1BH14
	15	61,09	A	10	-	10	-	-	-	0,13	PHS 08B-1A15
			B	-	10	28	45	28	7,37	0,39	PHS 08B-1BH15
	16	65,10	A	10	-	10	-	-	-	0,16	PHS 08B-1A16
			B	-	12	30	50	28	7,37	0,46	PHS 08B-1BH16
	17	69,11	A	10	-	10	-	-	-	0,18	PHS 08B-1A17
			B	-	12	30	52	28	7,37	0,51	PHS 08B-1BH17
	18	73,14	A	10	-	10	-	-	-	0,20	PHS 08B-1A18
			B	-	12	35	56	28	7,37	0,59	PHS 08B-1BH18

Figura 43. Catálogo de Catarinas simples SKF [30]

Se selecciona la Catarina **PHS 08B-1BH17** del catálogo de SKF, porque es la que cumple con el paso, el número de dientes y el diámetro primitivo requeridos para nuestro diseño.

Metric sprockets, double simplex, pilot bore
ISO 06B-1 · 9,525 mm pitch | ISO 08B-1 · 12,70 mm pitch

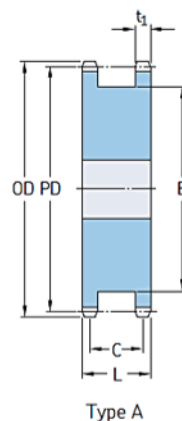


Figura 44. Dimensiones de la Catarina doble [30]

Pitch	Number of teeth	Diameters Outside		Pitch	Type	Dimensions Bore					Plate thickness t_1	Mass	Designation
		OD	PD			Min.	Max.	L	C	E			
mm	-	mm	-	mm	-	mm	-	-	-	-	kg	-	
9,525	14	46,30	42,80	A	10	20,00	25,5	20,3	31	9,52	0,17	PHS 06B-1DSA14	
	15	49,30	45,81	A	10	23,00	25,5	20,3	34	9,52	0,20	PHS 06B-1DSA15	
	16	52,30	48,82	A	10	25,00	25,5	20,3	37	9,52	0,23	PHS 06B-1DSA16	
	17	55,30	51,83	A	12	27,00	25,5	20,3	40	9,52	0,27	PHS 06B-1DSA17	
	18	58,30	54,85	A	12	29,00	25,5	20,3	43	9,52	0,30	PHS 06B-1DSA18	
	19	61,30	57,87	A	12	31,00	25,5	20,3	46	9,52	0,35	PHS 06B-1DSA19	
	20	64,30	60,89	A	12	33,00	25,5	20,3	48	9,52	0,39	PHS 06B-1DSA20	
	21	68,00	63,91	A	15	35,00	25,5	20,3	52	9,52	0,44	PHS 06B-1DSA21	
	22	71,00	66,93	A	15	36,00	25,5	20,3	55	9,52	0,50	PHS 06B-1DSA22	
	23	73,50	69,95	A	15	38,00	25,5	20,3	59	9,52	0,55	PHS 06B-1DSA23	
	24	77,00	72,97	A	15	40,00	25,5	20,3	61	9,52	0,61	PHS 06B-1DSA24	
	25	80,00	76,02	A	15	43,00	25,5	20,3	65	9,52	0,67	PHS 06B-1DSA25	
	12,70	12	53,00	49,07	A	10	24,00	32,0	24,8	35	12,70	0,35	PHS 08B-1DSA12
		13	57,40	53,06	A	10	26,00	32,0	24,8	37	12,70	0,41	PHS 08B-1DSA13
		14	61,80	57,07	A	10	27,00	32,0	24,8	41	12,70	0,49	PHS 08B-1DSA14
15		65,50	61,09	A	10	30,00	32,0	24,8	45	12,70	0,55	PHS 08B-1DSA15	
16		69,50	65,10	A	12	34,00	32,0	24,8	50	12,70	0,64	PHS 08B-1DSA16	
17		73,60	69,11	A	12	36,00	32,0	24,8	53	12,70	0,73	PHS 08B-1DSA17	
18		77,80	73,14	A	12	38,00	32,0	24,8	58	12,70	0,82	PHS 08B-1DSA18	
19		81,70	77,16	A	12	41,00	32,0	24,8	62	12,70	1,00	PHS 08B-1DSA19	

Figura 45. Catálogo de catarinas dobles SKF [30]

Para las catarinas dobles se seleccionará **PHS 08B-1DSA17** del catálogo de SKF, con las mismas especificaciones de la Catarina simple para conservar la relación de transmisión.

2.7. Diseño del eje para rodillos

Se diseñará con la estación más crítica, que en este caso es la estación número 4 porque tiene mayor peso, mayores fuerzas de doblado, arrastre, contacto, rozamiento y mayor área de contacto con el material que se va a conformar.

Los datos para el diseño del eje son los siguientes:

- Fuerza de contacto = 343.72 N
- Fuerza de doblado = 4339.94 N
- Fuerza de arrastre = 1251.82 N
- Fuerza de rozamiento = 1216.31 N
- Torque de trabajo = 124 Nm
- Velocidad angular de los rodillos = 42 rpm
- Peso del rodillo = 338.3 N

Diagrama de cargas entre el eje, rodillo y material a conformar.

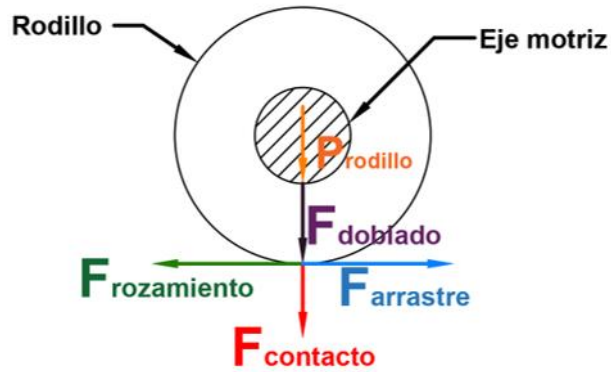


Figura 46. Diagrama de cargas

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

a. Fuerza resultante en el eje horizontal

$$F_{Rx} = F_{arrastre} - F_{rozamiento} \quad (34)$$

$$F_{Rx} = 1251.82 \text{ N} - 1216.31 \text{ N}$$

$$F_{Rx} = 35.51 \text{ [N]}$$

b. Fuerza resultante en el eje vertical

$$F_{Ry} = F_{doblado} + F_{contacto} + P_{rodillo} \quad (35)$$

$$F_{Ry} = 4339.94 \text{ N} + 430.72 \text{ N} + 338.3 \text{ N}$$

$$F_{Ry} = 5108,95 \text{ N}$$

2.7.1. Diagrama de cuerpo libre del eje a diseñar

Para realizar el dimensionamiento del eje, se traslada las fuerzas de la siguiente manera:

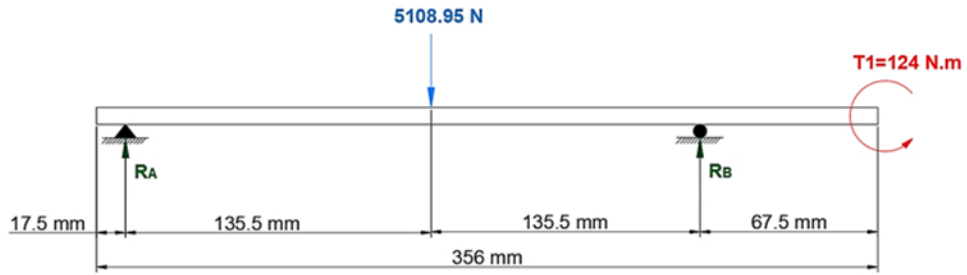


Figura 47. Diagrama de cuerpo libre

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Por lo general un eje cuenta con una sección transversal circular, que se utiliza para transmitir movimiento o potencia [19]. El eje es un elemento mecánico que está expuesto a esfuerzos combinados: flexión + torsión.

Donde:

$T_1 =$ Torque de trabajo = 124 [Nm]

$F_{Ry} = 5108.95$ [N]

$f_s =$ Factor de seguridad

Para dimensionar el eje se usará la teoría de la energía de distorsión mediante las siguientes formulas tomadas del libro de Shigley [19]:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{zx}^2} \quad (36)$$

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I} \quad (37)$$

$$\tau_{zx} = \frac{Tr}{J} \quad (38)$$

$$\sigma' = \frac{S_y}{f_s} \quad (39)$$

Para calcular el momento máximo se usará un software especializado, ver la siguiente Figura:

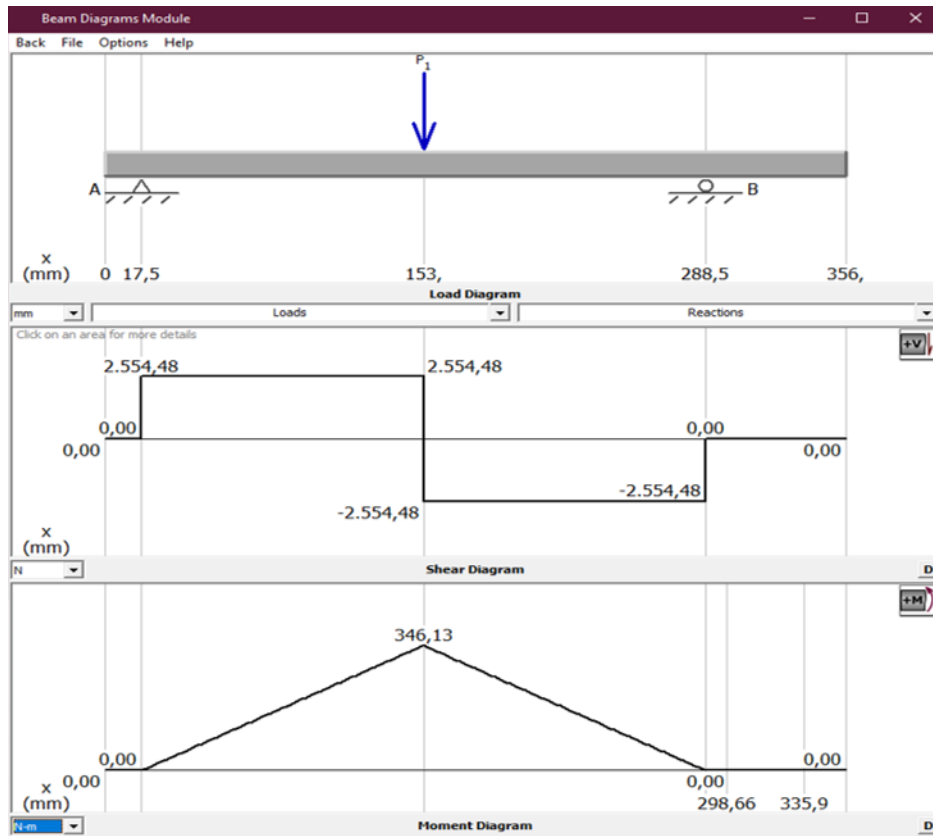


Figura 48. Diagrama de momento

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Donde:

$$M_{max} = 346131 [N \cdot mm] = 346.13 [N \cdot m]$$

$$R_A = 2554.48 [N]$$

$$R_B = -2554.48 [N]$$

El momento de inercia de una región circular se obtiene de la siguiente Figura:

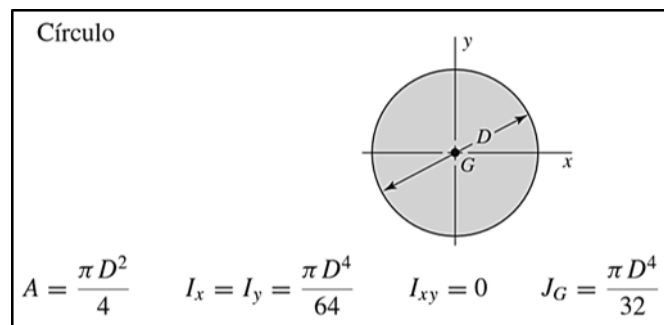


Figura 49. Momentos de inercia [19, p. 1000]

Al reemplazar estos datos en las ecuaciones (38) y (39), y sabiendo que:

$$c = \frac{D}{2} \quad (40)$$

$$r = \frac{D}{2} \quad (41)$$

Se obtiene:

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot D^3} \quad (42)$$

$$\tau_{zx} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot D^3} \quad (43)$$

Reemplazando las ecuaciones (42) y (43) en la ecuación (36) se obtiene:

$$\begin{aligned} \sigma' &= \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot D^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot D^3}\right)^2} \quad (44) \\ \sigma' &= \frac{1}{D^3} \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M}{\pi}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot T}{\pi}\right)^2} \\ \sigma' &= \frac{1}{D^3} \sqrt{\left(\frac{32 \cdot 346.13}{\pi}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot 124}{\pi}\right)^2} \\ \sigma' &= \frac{3961.43 [N \cdot m]}{D^3} \end{aligned}$$

Se calcula σ' , con un factor de seguridad igual a 2, como indica la Tabla 8, y en la Tabla 9 se obtiene el límite elástico o esfuerzo de cedencia del acero AISI/SAE 4340, por ser el más recomendado.

Tabla 8. Factor de seguridad para materiales dúctiles [31, p. 21]

TABLA 1-3 Factores utilizados para determinar un factor de seguridad para materiales dúctiles		
Información	Calidad de la información	Factor
		F1
	El material realmente utilizado fue probado	1.3
Datos del material disponibles de pruebas	Datos representativos del material disponibles a partir de pruebas	2
	Datos suficientemente representativos del material disponibles a partir de pruebas	3
	Datos poco representativos del material disponibles a partir de pruebas	5+
		F2
	Idénticas a las condiciones de prueba del material	1.3
Condiciones del entorno en el cual se utilizará	Esencialmente en un entorno de ambiente de habitación	2
	Entorno moderadamente agresivo	3
	Entorno extremadamente agresivo	5+
		F3
	Los modelos han sido probados contra experimentos	1.3
Modelos analíticos para carga y esfuerzos	Los modelos representan al sistema con precisión	2
	Los modelos representan al sistema aproximadamente	3
	Los modelos son una burda aproximación	5+

Tabla 9. Propiedades del acero AISI/SAE 4340 [23, p. 787]

APÉNDICE C-4A (continuación)										
I: Número ^a AISI	Tratamiento	Resistencia a la tensión		Resistencia a la cedencia		Alargamiento (%)	Reducción en el área (%)	Dureza Brinell, H_B	Resistencia al impacto, Izod	
		MPa	klb/pulg ²	MPa	klb/pulg ²				J	ft · lb
3140	Normalizado	891.5	129.3	599.8	87.0	19.7	57.3	262	53.6	39.5
	Recocido	689.5	100.0	422.6	61.3	24.5	50.8	197	46.4	34.2
4130	Normalizado	668.8	97.0	436.4	63.3	25.5	59.5	197	86.4	63.7
	Recocido	560.5	81.3	360.6	52.3	28.2	55.6	156	61.7	45.5
4140	Normalizado	1020.4	148.0	655.0	95.0	17.7	46.8	302	22.6	16.7
	Recocido	655.0	95.0	417.1	60.5	25.7	56.9	197	54.5	40.2
4340	Normalizado	1279.0	185.5	861.8	125.0	12.2	36.3	363	15.9	11.7
	Recocido	744.6	108.0	472.3	68.5	22.0	49.9	217	51.1	37.7
6150	Normalizado	939.8	136.3	615.7	89.3	21.8	61.0	269	35.5	26.2
	Recocido	667.4	96.8	412.3	59.8	23.0	48.4	197	27.4	20.2
8650	Normalizado	1023.9	148.5	688.1	99.8	14.0	40.4	302	13.6	10.0
	Recocido	715.7	103.8	386.1	56.0	22.5	46.4	212	29.4	21.7
8740	Normalizado	929.4	134.8	606.7	88.0	16.0	47.9	269	17.6	13.0
	Recocido	695.0	100.8	415.8	60.3	22.2	46.4	201	40.0	29.5
9255	Normalizado	932.9	135.3	579.2	84.0	19.7	43.4	269	13.6	10.0
	Recocido	774.3	112.3	486.1	70.5	21.7	41.1	229	8.8	6.5

^a Todos los grados son de grano fino excepto los de la serie 1100, que son de grano grueso. Los especímenes con tratamiento térmico fueron templados con aceite a menos que se indique de otra manera.
 Nota: los valores tabulados son medias aproximadas esperadas para secciones redondas de 1 pulg. Los resultados de pruebas individuales pueden variar de manera considerable.
 Fuente: ASM Metals Reference Book, American Society for Metals, Metals Park, Ohio.

$$\sigma' = \frac{S_y}{fs}$$

$$\sigma' = \frac{861.8 \times 10^6 \text{ [N/m}^2\text{]}}{2}$$

$$\sigma' = 430.9 \times 10^6 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

Se obtiene el diámetro despejando y reemplazando los datos en la siguiente ecuación:

$$\sigma' = \frac{3691.43 \text{ [N} \cdot \text{m]}}{D^3} \quad (45)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{3691.43 \text{ [N} \cdot \text{m]}}{430.9 \times 10^6 \text{ [N/m}^2\text{]}}}$$

$$D = 0.020 \text{ m} \approx 20 \text{ mm}$$

Se procede a diseñar los ejes internos para los rodillos con un diámetro mínimo de 20mm como se indica en la siguiente Figura.

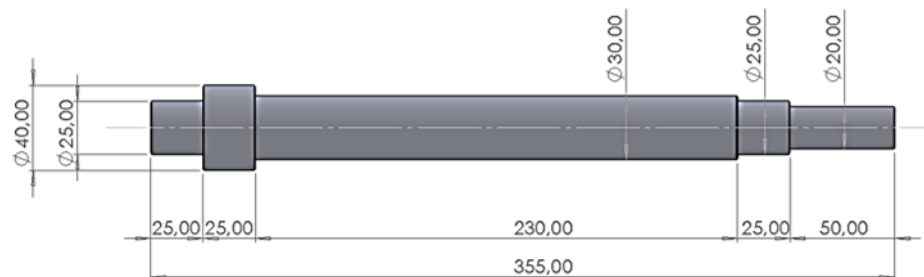


Figura 50. Diseño de los ejes

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

2.7.2. Cálculo de la deflexión del eje

Para este cálculo se presenta las fórmulas a tomar en cuenta para poder ser desarrollado posteriormente en un software especializado para obtener la deflexión del eje:

Donde:

σ_x = Esfuerzo a la deflexión del eje

I_e = Inercia del eje

M_e = Momento del eje

f_s = Factor de seguridad (tablas)

S_y = Resistencia a la tracción (tablas)

$$\sigma' = \frac{S_y}{f_s}$$
$$\sigma_x = \frac{M_e}{I_e} \quad (46)$$

En las siguientes Figuras se muestra los resultados obtenidos. Donde se usa los parámetros antes detallados para encontrar el ángulo de deflexión y la deflexión lineal del eje diseñado.

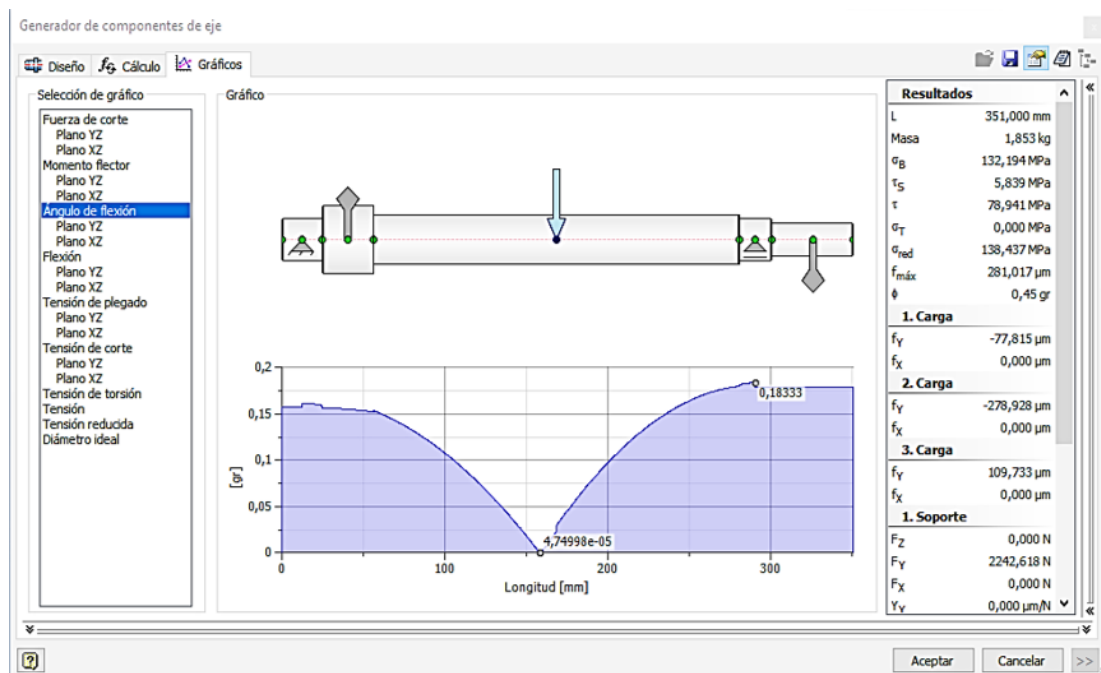


Figura 51. Deflexión del eje diseñado

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

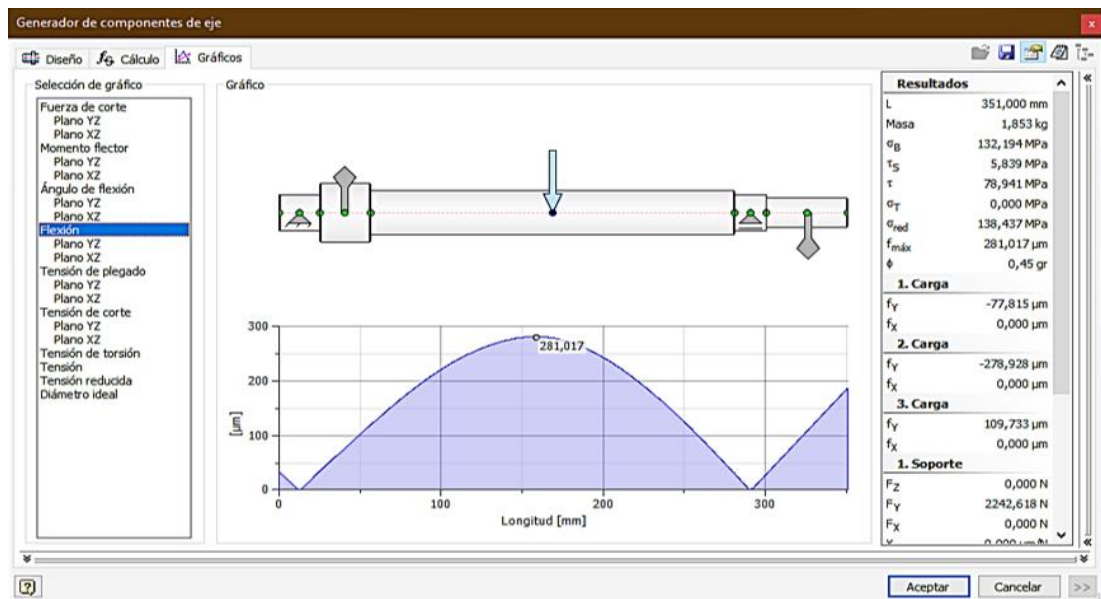


Figura 52. Deflexión angular del eje diseñado

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Como resultado de esta simulación se obtiene una deflexión angular de 0.18° , y una deformación lineal o deflexión de 281.017 micras. Por lo que se puede concluir que el eje no presentará deformaciones considerables, y el diseño es correcto.

2.8. Selección de Rodamientos

En la siguiente figura se indica el lugar donde se ubicarán los rodamientos, ya que estos no se diseñan, se seleccionan. A continuación, se describen los parámetros necesarios para su selección:

- Carga estática
- Tiempo de vida
- Velocidad angular

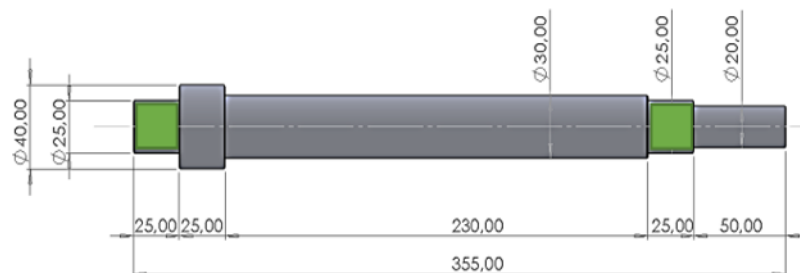


Figura 53. Ubicación de rodamientos en el eje

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

2.8.1. Análisis previo

El eje diseñado anteriormente soporta tanto cargas axiales como radiales. Por tema de cargas se usa rodamientos de rodillos, pero para nuestro estudio y por tema de costos se recomienda usar rodamiento de bolas. También se toma en cuenta la velocidad de giro del eje, la misma que fue seleccionada anteriormente (42 rpm), de esta manera los parámetros faltantes a tomar en cuenta son el tiempo de vida y la carga estática.

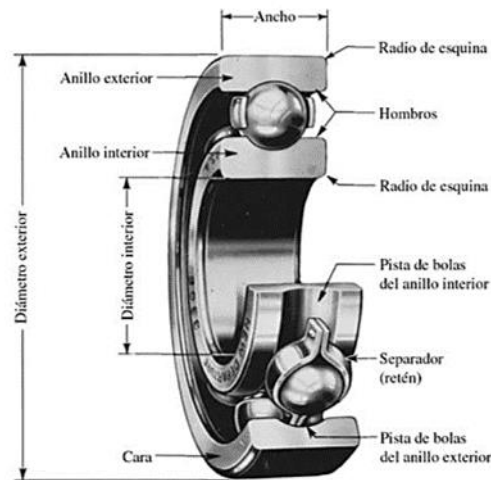


Figura 54. Nomenclatura y partes de un cojinete de bolas [19, p. 547]

2.8.2. Carga básica estática

Solo se realiza el análisis por carga estática ya que la velocidad del rodamiento es de 42 rpm, y se la considera como una velocidad sumamente baja y no requiere el análisis dinámico.

Para este cálculo se toma la fórmula del catálogo de FAG [32] donde:

f_s = factor de esfuerzos estáticos

C_o = Capacidad de carga estática

P_o = Carga estática equivalente

El factor de esfuerzo estático se lo toma del catálogo FAG que se indica en la siguiente Figura:

El factor de esfuerzos estáticos f_s se toma como valor de seguridad contra deformaciones demasiado elevadas en los puntos de contacto de los cuerpos rodantes. Para rodamientos que deban girar con gran suavidad y facilidad, habrá que elegir un factor de esfuerzos estáticos f_s mayor. Si las exigencias de suavidad de giro son más reducidas, bastan valores más pequeños. En general se pretende conseguir los siguientes valores:

$f_s = 1,5 \dots 2,5$ para exigencias elevadas
 $f_s = 1,0 \dots 1,5$ para exigencias normales
 $f_s = 0,7 \dots 1,0$ para exigencias reducidas

Figura 55. Factor de esfuerzos estáticos [32]

$$f_s = \frac{C_o}{P_o} \quad (47)$$

$$C_o = f_s \cdot P_o$$

$$C_o = 1.5 \cdot 5108.95 \text{ N}$$

$$C_o = 7663.42 \text{ N}$$

2.8.3. Selección de rodamientos

Se seleccionará con el catálogo de SKF con los siguientes datos:

C_o = Capacidad de carga estática = 7663.42 N = 7.6 KN

d = Diámetro del eje = 25mm

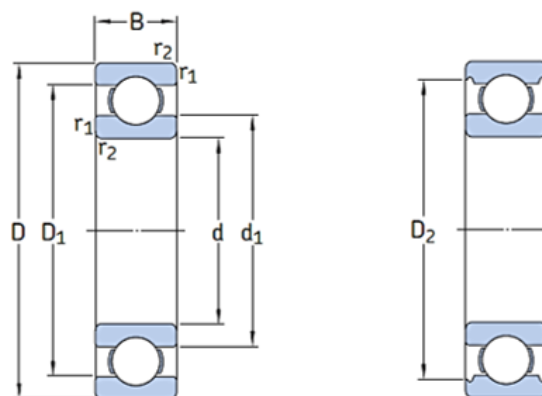


Figura 56. Dimensionamiento del rodamiento [33]

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,06	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,078	* 6005
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	* 6205
	52	15	17,8	9,8	0,4	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,22	6305 ETN9
28	80	21	35,8	19,3	0,815	20 000	13 000	0,54	6405
	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,17	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,3	63/28

Figura 57. Selección de rodamiento de bolas [33]

El rodamiento seleccionado es **SKF-6205** ya que presenta un valor de 7.8 KN y cubre perfectamente la capacidad de carga estática calculada de 7.6 KN.

2.8.4. Tiempo de vida del rodamiento

Para calcular la vida útil de un rodamiento, SKF recomienda usar el siguiente enfoque: Si se tiene conocimiento de las condiciones de funcionamiento relacionadas con la lubricación, contaminación y se conoce las condiciones en las que trabaja, no tienen un efecto drástico en la vida útil de sus rodamientos, utilice el cálculo de vida nominal básica [34].

2.8.5. Vida nominal básica

La vida nominal L_{10} es una herramienta probada y eficaz que se utiliza para seleccionar el tamaño adecuado de un rodamiento y así esquivar fallas por fatiga. Compare la vida nominal calculada con las expectativas de vida útil del rodamiento. Se puede aplicar las recomendaciones de vida de cojinetes para diferentes clases de máquinas como se indican en la siguiente Figura [34]:

Tabla 11-4

Recomendaciones de vida de cojinetes para varias clases de maquinaria

Tipo de aplicación	Vida, kh
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente	Hasta 0.5
Motores de aeronaves	0.5-2
Máquinas de operación corta o intermitente, donde la interrupción del servicio resulta de poca importancia	4-8
Máquinas de servicio intermitente donde una operación confiable es de gran importancia	8-14
Máquinas para servicio de 8 h, que no siempre se usan completamente	14-20
Máquinas para servicio de 8 h, que se utilizan plenamente	20-30
Máquinas para servicio continuo las 24 h	50-60
Máquinas para un servicio continuo de 24 h, donde la confiabilidad es de suma importancia	100-200

Figura 58. Vida útil de cojinetes para varias clases de máquinas [19, p. 559]

Se toma únicamente la carga y la velocidad, puede usar la vida nominal básica, L_{10} [34] con un valor de $L_{10} = 8\text{Kh}$, recomendada en la Figura (58).

Cuando la velocidad es permanente, casi siempre es recomendado calcular la vida expresada en horas de funcionamiento, utilizando la siguiente ecuación [34]:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} \quad (48)$$

Donde:

$L_{10} = 8\text{ Kh}$ = Vida nominal básica [Millones de revoluciones] (con una confiabilidad del 90%)

L_{10h} = Vida nominal SKF [Horas de funcionamiento] (con una confiabilidad del 90%)

C = Capacidad de carga dinámica básica [KN]

P = Carga dinámica equivalente del rodamiento [KN]

$n = 3600$ = Velocidad de giro [rpm]

p = Exponente de la ecuación de la vida útil

$p = 3$ para rodamiento de bolas

$p = 10/3$ para los rodamientos de rodillos

$$L_{10} = 8000 [h]$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 36} \cdot 8000 h$$

$$L_{10h} = 3703703.7 h$$

Con la vida nominal de SKF obtenida se puede concluir que el rodamiento de bolas seleccionado tiene previsto una vida útil infinita.

2.9. Cálculo y selección de chavetas

Las chavetas son utilizadas para unir diferentes elementos que deben transmitir un par de torsión, esto sirve para sujetar en los ejes, las ruedas dentadas, poleas, discos y otras piezas semejantes. La ventaja de utilizar chavetas es la sencillez y seguridad de su construcción, comodidad de montaje, desmontaje y el bajo costo [35].

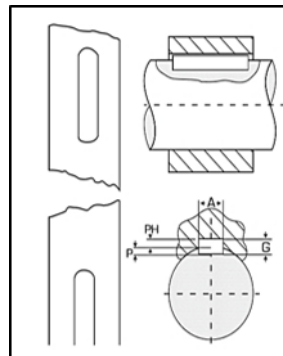


Figura 59. Dimensiones de chavetas [36]


2.9.1. Selección de chavetas

Para la selección de las chavetas se usa los diámetros de los ejes que van a transmitir la potencia.

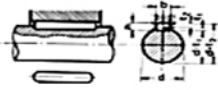
El primer diámetro a usar es de 20mm y está ubicado al final de las estaciones donde se van a localizar las catarinas.

El segundo diámetro es de 30mm, y está ubicado entre el eje y los rodillos de las estaciones por donde va a pasar el fleje.


El tercer diámetro es de 25mm y está localizado a la salida del motor reductor, y es el encargado de transmitir la potencia a todas las estaciones de la máquina perfiladora. Con estos datos se procede a seleccionar las chavetas del siguiente catálogo:




**DIMENSIONES CHAVETEROS
Y CHAVETAS**
Según DIN – 6885/1 – 6886 – 6887



Chaveta paralela
S/DIN-6885/1



Chaveta de cuña
S/DIN-6886



Chaveta de cuña con cabeza
S/DIN-6887

Ø Eje d (mm) desde-hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887		t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde-hasta	Tol. H-7 m/m
		d + t ₂ m/m	Tol. Admisible (en altura) m/m	d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m				
17-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	3,5	+0,2	10-18	+0,018 0
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1			
30-38	10x8	d+3,4	+0,2	d+2,8	+0,2	4,7	+0,3	30-50	+0,025 0
38-44	12x8	d+3,2		d+2,6		4,9			
44-50	14x9	d+3,6		d+2,9		5,5			
50-58	16x10	d+3,9		d+3,2		6,2			
58-65	18x11	d+4,3		d+3,5		6,8			
65-75	20x12	d+4,7		d+3,9		7,4			
75-85	22x14	d+5,6		d+4,8		8,5			
85-95	25x14	d+5,4		d+4,6		8,7			
95-110	28x16	d+6,2		d+5,4		9,9			
110-130	32x18	d+7,1		d+6,1		11,1			
130-150	36x20	d+7,9	d+6,9	12,3					
150-170	40x22	d+8,7	d+7,7	13,5					
170-200	45x25	d+9,9	d+8,9	15,3					
200-230	51x28	d+11,2	d+10,1	17					
230-260	56x32	d+12,9	d+11,8	19,3					
260-290	63x32	d+12,6	+0,3	d+11,5	+0,3	19,6	400-500	+0,063 0	

Figura 60. Dimensiones de chavetas de acuerdo a su diámetro [37]

2.9.2. Cálculo de resistencia para chavetas

Las chavetas se encuentran sometidas a cargas cortantes por el torque que se genera en la transmisión de movimiento, la fuerza se la obtiene de la siguiente ecuación [19]:

$$F_c = \frac{T}{r} \quad (49)$$

Donde:

F_c = Fuerza de corte [N]

r = Radio del eje [mm]

T = Torque del eje [N · m]

El primer cálculo se realiza entre el eje de 30mm de diámetro y los rodillos, pero para realizar este cálculo se toma la estación más crítica con mayor torque, que en este caso es la estación 4 con un torque requerido de 5.13 Nm.

$$F_c = \frac{5.13 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.015 \text{ m}}$$

$$F_c = 342 \text{ N}$$

Para el cálculo de la fuerza de corte entre el eje de 20mm de diámetro localizado al final de los ejes para las catarinas, también se usa el mismo torque que en los rodillos.

$$F_c = \frac{5.13 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.010 \text{ m}}$$

$$F_c = 513 \text{ N}$$

Finalmente se procede a realizar el cálculo de la fuerza de corte entre el eje de 35mm de diámetro localizado en la salida del motorreductor, el cual entrega un torque de 124 Nm.

$$F_c = \frac{124 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.0175 \text{ m}}$$

$$F_c = 7085.7 \text{ N}$$

2.9.3. Cálculo de esfuerzo en la chaveta

El esfuerzo se calculará mediante la siguiente ecuación tomada del libro de Norton [1]:

$$\sigma' = \frac{F_c}{A} \quad (50)$$

Donde:

σ' = Esfuerzo de la chaveta [MPa]

F_c = Fuerza de corte [N]

A = Área de la chaveta [mm^2]

Esfuerzo para la chaveta que une al eje de 30mm de diámetro con los rodillos.

$$\sigma' = \frac{342 \text{ N}}{(10 \cdot 8) \text{ mm}^2}$$

$$\sigma' = 4.28 \text{ MPa}$$

Esfuerzo para la chaveta que une al eje de 20mm de diámetro con las catarinas.

$$\sigma' = \frac{513 \text{ N}}{(6 \cdot 6) \text{ mm}^2}$$

$$\sigma' = 14.25 \text{ MPa}$$

Esfuerzo para la chaveta que une al eje de 25mm de diámetro del motorreductor.

$$\sigma' = \frac{7085.71 \text{ N}}{(8 \cdot 7) \text{ mm}^2}$$

$$\sigma' = 126.53 \text{ MPa}$$

2.9.4. Selección de material para las chavetas

Para realizar la selección del material se toma el mayor esfuerzo, que en este caso se da en el eje de salida del motor reductor con $\sigma' = 126.53 \text{ MPa}$. Conociendo esto se selecciona un tipo de material que soporte dicho esfuerzo y tiene que estar presente en el catálogo de los distribuidores de materiales que en este caso es el acero AISI 4340 templado y revenido a una temperatura de 650°C , con una resistencia a la tensión de 965 [Mpa], como se indica en la siguiente Figura.

Tabla A-21 (continuación)

Propiedades mecánicas medias de algunos aceros tratados térmicamente.
 [Éstas son propiedades típicas de materiales normalizados y recocidos. Las propiedades de aceros templados y revenidos (TyR) son de una sola colada. Debido a las muchas variables, las propiedades listadas son promedios generales. En todos los casos los datos se obtuvieron de piezas con diámetro de 0.505 pulg, maquinadas a partir de barras redondas de 1 pulg y la longitud de calibración es de 2 pulg. A menos que se especifique otra cosa, todas las piezas se templaron en aceite.] Fuente: ASM Metals Referente Book, 2a. ed., American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1983.

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1630 (236)	1460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1500 (217)	1380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1280 (186)	1190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1000)	1030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	TyR	205 (400)	1770 (257)	1640 (238)	8	38	510
	TyR	315 (600)	1550 (225)	1430 (208)	9	43	445
	TyR	425 (800)	1250 (181)	1140 (165)	13	49	370
	TyR	540 (1000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	TyR	650 (1200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1600)	1020 (148)	655 (95)	18	47	302
	Recocido	815 (1500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340	TyR	315 (600)	1720 (250)	1590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1470 (213)	1360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1000)	1170 (170)	1080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

* Templado en agua.

Figura 61. Características de algunos aceros tratados térmicamente [19, p. 1006]

2.9.5. Factor de seguridad para chavetas

Se procederá a comprobar la selección del material, con el cálculo del factor de seguridad mediante las siguientes fórmulas:

$$\sigma = 0.5 \cdot S_{ut} \quad (51)$$

$$\sigma = 0.5 \cdot 965 [Mpa]$$

$$\sigma = 482.5[Mpa]$$

$$Fs = \frac{\sigma}{\sigma'} \quad (52)$$

$$Fs = \frac{482.5 [Mpa]}{126.3 [Mpa]}$$

$$Fs = 3.81$$

Una vez obtenido el factor de seguridad se concluye que el material seleccionado para las chavetas no va a fallar.

2.10. Análisis estructural

Después de seleccionar y diseñar los elementos de la máquina, se establece las fuerzas y momentos que intervienen sobre la estructura.

2.10.1. Características de la estructura

Los miembros que componen la estructura son: soportes de rodillos, placa de la mesa, y la bancada. Para cada perfil que compone la estructura se analiza sus dimensiones geométricas para realizar los cálculos respectivos de cada uno de los miembros que se detallan en la siguiente Figura.

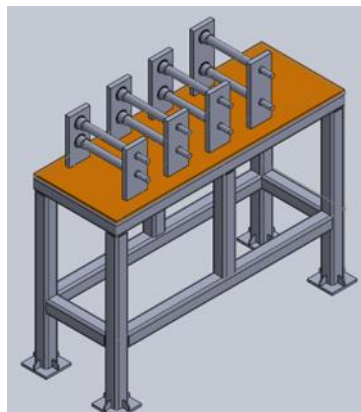


Figura 62. Estructura de la perfiladora

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Donde:

- Longitud total de la meza: 1110 mm
- Altura de la meza: 800 mm
- Ancho de la meza: 400 mm
- Distancia entre placas fijas: 256 mm
- Distancia entre estaciones: 196.65 mm
- Espesor soporte fijo: 20 mm
- Espesor de la placa base: 10 mm

2.10.2. Estado de cargas en el soporte para los ejes

Se trabajará con el material ASTM A-36. El acero A-36 es un acero al carbono estructural conocido como hierro negro, utilizado para el uso de construcción de máquinas que pueden ser atornilladas o soldadas. La propiedad mecánica usada en los cálculos es la resistencia a la fluencia mínima ($S_y = 36,3 \text{ ksi}$ ó 250 Mpa) [38].

Planchas Laminadas al Caliente		
PLANCHAS LAMINADAS AL CALIENTE		
NORMAS TÉCNICAS: NTE INEN 0115 ASTM A 1011- CS ASTM A 36		
DIMENSIÓN ESTANDAR DE PLANCHA: 1220 X 2440 mm		
RECUBRIMIENTO: Negro (sin recubrimiento)		
OBSERVACIONES: Otras dimensiones y espesores bajo pedido.		
Uso del producto: Estructuras metálicas, tanques de almacén, postes, puentes, carrocerías y metalmecánica.		
Dimensiones mm	Espesores mm	Calidad del Acero
1220 x 2440	1.20 a 6.00	Comercial
1220 x 2440	8/10/12/15/20/22/25	Estructural
1500 x 6000*	8/10/12/15/20/22/25	Estructural

*La disponibilidad de estas dimensiones deben ser consultados con el departamento comercial.

Figura 63. Material ASTM-A36 NOVACERO [39]

Antes de realizar el análisis de cargas en los elementos que constituye la bancada, es necesario tomar en cuenta que el soporte para los rodillos es rígido, y está sometida a cargas como se indica en la siguiente Figura.

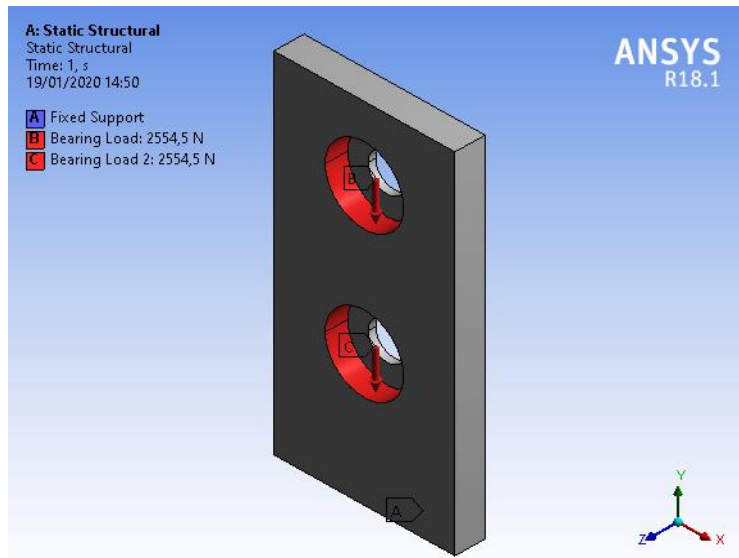


Figura 64. Cargas de rodamientos en el soporte fijo

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

2.10.3. Cálculo para diseño de soporte fijo

Para realizar el cálculo de esfuerzos a la tensión y de esfuerzos cortantes se lo realiza por medio de la siguiente fórmula [19]:

$$\sigma' = \tau = \frac{F}{A} \quad (53)$$

Donde:

σ' = Esfuerzo a tensión [MPa]

τ = Esfuerzo cortante [MPa]

F = Fuerza aplicada [N]

A = Área [mm^2]

La reacción generada en el diseño de ejes es la misma fuerza que se aplica para este cálculo.

$$\begin{aligned} \sigma' &= \frac{2554.5N}{2400 \text{ mm}^2} \\ \sigma' &= 1.23 \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot \frac{(1000\text{mm})^2}{1 \text{ m}^2} \\ \sigma' &= 1.06 \text{ MPa} \end{aligned}$$

2.10.4. Factor de seguridad para soporte fijo

Para realizar el cálculo del factor de seguridad se utiliza la siguiente fórmula:

$$\eta = \frac{\sigma}{\sigma'} \quad (54)$$

Donde:

η = Factor de seguridad

σ = Esfuerzo admisible

σ' = Esfuerzo a compresión [MPa]

El esfuerzo admisible a utilizar es el 75 % del valor del esfuerzo admisible máximo, por lo tanto:

$$\sigma = 0.45 \cdot 0.6 \cdot S_{ut} \quad (55)$$

$$\sigma = 0.3 \cdot S_{ut}$$

Reemplazando en la ecuación para encontrar el factor de seguridad se tiene:

$$\eta = \frac{0.3 \cdot S_{ut}}{\sigma'_A}$$
$$\eta = \frac{0.3 \cdot 250 \text{ MPa}}{1.06 \text{ MPa}}$$
$$\eta = 70.75$$

Se puede visualizar que el valor de factor de seguridad calculado es elevado, la justificación es que la operación para la que fueron diseñados no presenta grandes requerimientos, comparado con las propiedades que nos brinda el material. Esto quiere decir que se puede usar un material de menor calidad en caso que se desee construir la máquina [40].

- Simulación del soporte fijo

Para comprobar los resultados obtenidos anteriormente se usa un software especializado con las cargas mostradas en las siguientes figuras, obteniendo los siguientes resultados:

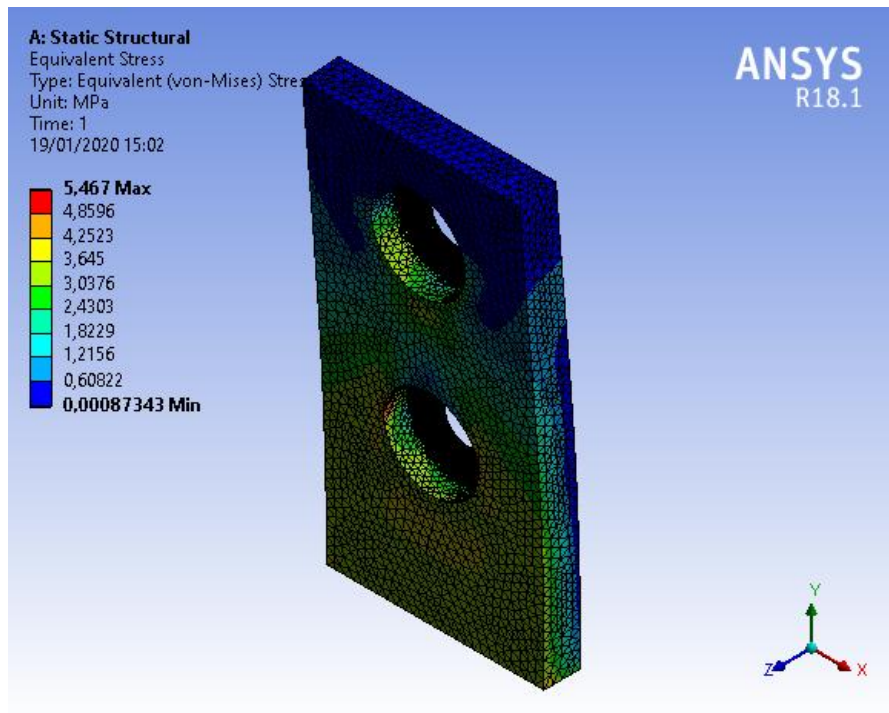


Figura 65. Resultados de esfuerzo equivalente Von-Mises

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

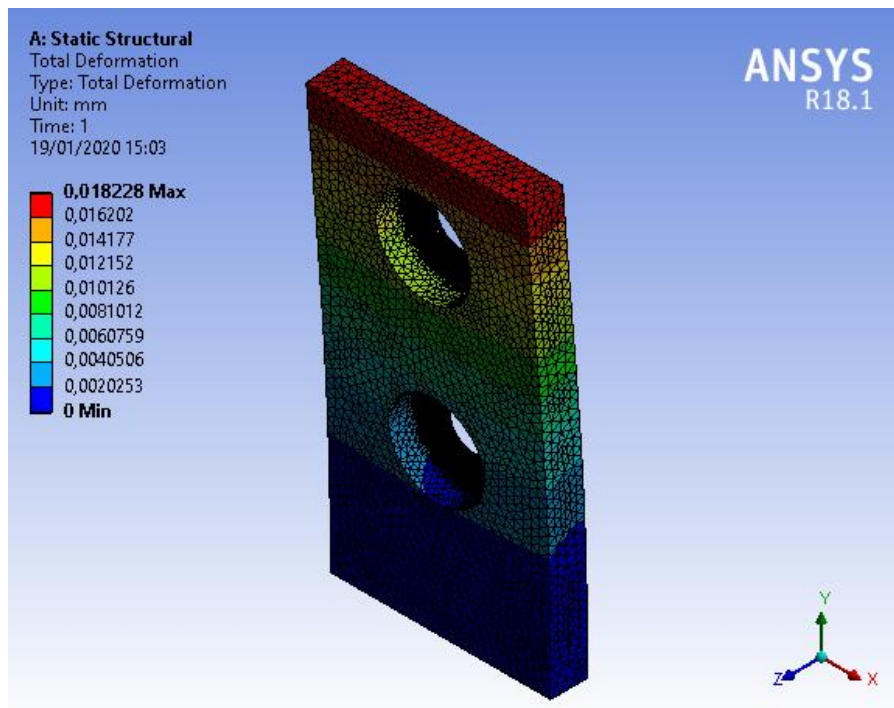


Figura 66. Análisis de deformación total

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Statistics	
Nodes	348146
Elements	241436
Mesh Metric	Element Quality
Min	0,264043735293918
Max	0,999812891719899
Average	0,840197683925379
Standard Deviation	9,16884976556589E-02

Figura 67. Resultado sobre calidad del elemento

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Definition		
Type	Total Deformation	Equivalent (von-Mises) Stress
By		Time
Display Time		Last
Calculate Time History		Yes
Identifier		
Suppressed		No
Results		
Minimum	0, mm	8,7343e-004 MPa
Maximum	1,8228e-002 mm	5,467 MPa

Figura 68. Tabla de resultados soporte fijo lado

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Con los valores obtenidos mediante el análisis de elementos finitos, el valor calculado de 1.06 Mpa correspondiente a la deformación a tensión, el cual se encuentra dentro del rango obtenido en la simulación. Adicional a esto se obtuvo un desplazamiento máximo de 1.82×10^{-2} mm, y un factor de seguridad de 70.75 datos que ayudan a garantizar el diseño de los soportes fijos.

2.11. Diseño de la bancada

El objetivo de la bancada es distribuir uniformemente las cargas que generan cada una de las estaciones, en este caso se analizará con la estación más crítica, estas son las cargas puntuales provocadas por los apoyos de los rodillos. El valor aplicado será de la carga máxima, aplicada en todas las estaciones para garantizar el diseño.

Por lo tanto, se procede a realizar el cálculo de la carga puntual que presente más riesgo.

$$P = F_{\text{contacto}} + F_{\text{doblado}} + \text{Peso}_{\text{rodillos}} \quad (56)$$

$$P = 430.72 \text{ N} + 4339.94 \text{ N} + (148.43 + 338.29) \text{ N}$$

$$P = 5257.38 \text{ N}$$

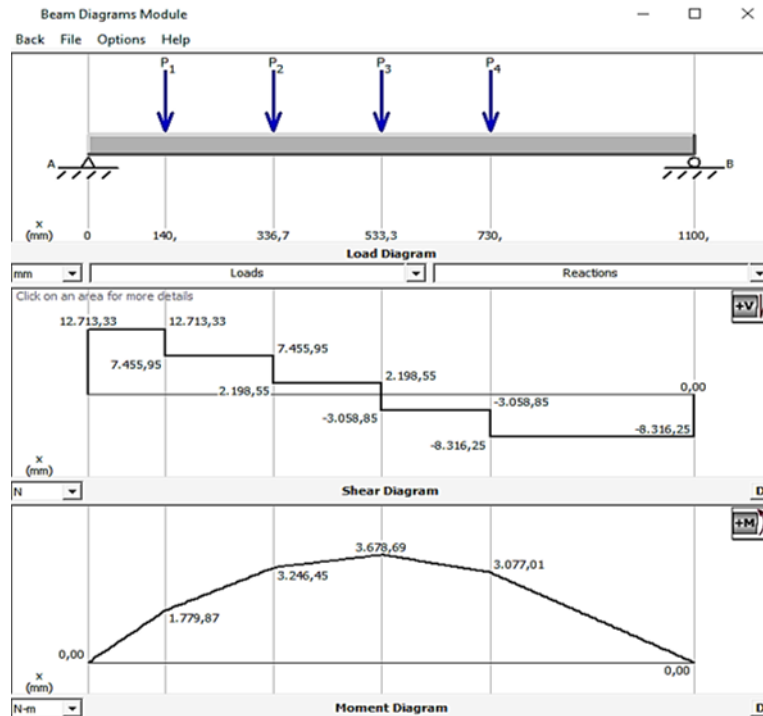


Figura 69. Diagrama de momentos en la bancada

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Por medio de un software especializado se obtiene los siguientes resultados:

$$M_{max} = 3678.69 \text{ Nm}$$

$$R_A = 12713.33 \text{ N}$$

$$R_B = 8316.25 \text{ N}$$

La placa que soporta todos los miembros tiene la función de distribuir todas las cargas uniformemente sobre las cuatro vigas que conforman la parte superior de la mesa. Para realizar el diseño correcto primero se calcula la carga distribuida en la mesa mediante la siguiente ecuación:

$$W_{distribuida} = \frac{P}{L} \quad (57)$$

Donde:

$$W_{distribuida} = \text{Carga distribuida} \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$P = \text{Carga} [N]$$

$$L = \text{Longitud de la viga} [m]$$

Primero se calcula la carga distribuida en la longitud de 1100mm de la mesa.

$$W_{distribuida} = \frac{5257.38 \text{ N}}{1.1 \text{ m}}$$

$$W_{distribuida} = 4779.44 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Se procede a calcular en la segunda longitud de mesa de 400mm que es el ancho de la mesa.

$$W_{distribuida} = \frac{5257.38 \text{ N}}{0.400 \text{ m}}$$

$$W_{distribuida} = 13143.45 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Una vez obtenida la mayor carga se la distribuye como se indica en la siguiente figura:

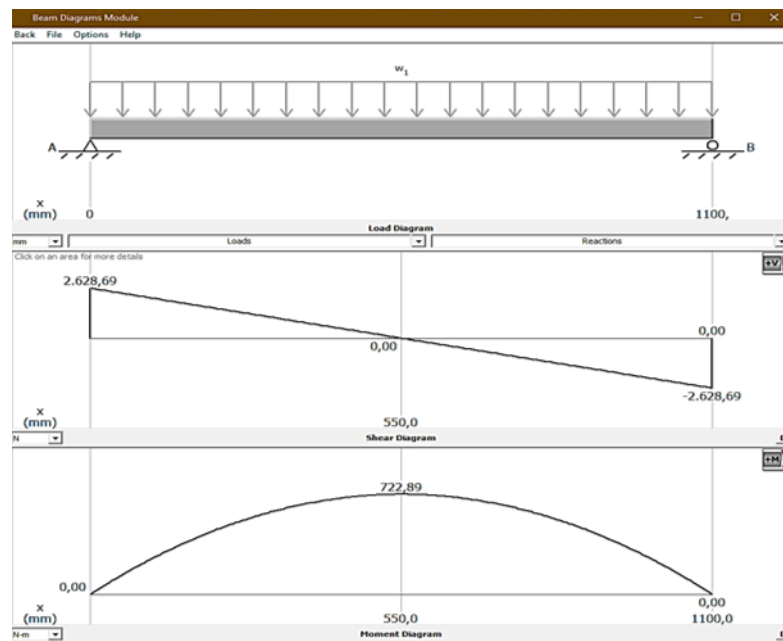


Figura 70. Análisis de la bancada por carga distribuida

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Mediante el análisis en el software especializado se obtiene los siguientes resultados:

$$M_{max} = \text{Momento flector máximo} = 722.89 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$R_A = 2628.69 \text{ N}$$

$$R_B = 2628.69 \text{ N}$$

2.11.1. Esfuerzos normales en vigas

Las vigas se encuentran sometidas a flexión pura, esto indica que la fuerza cortante es nula y no existen cargas de torsión o axiales presentes. Las proporciones de las vigas fallan por flexión en vez de fallar por aplastamiento. La viga recta es sometida al momento flector como indica la siguiente Figura [19]:

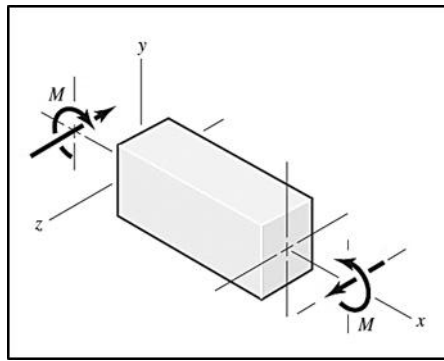


Figura 71. Viga recta en flexión positiva [19, p. 87]

Para la selección de la viga se usa la siguiente ecuación de Shigley [19]:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{S} \quad (58)$$

Donde:

M_{max} = Momento flector máximo [$N \cdot m$]

σ = Esfuerzo admisible [MPa]

S = Módulo de sección [cm^3]

El tipo de material para la estructura que soporta el peso de las estaciones es un acero de construcción A-36 con un $S_{ut} = 250 MPa$.

Despejando:

$$\begin{aligned} S &= \frac{M_{max}}{\sigma} \\ S &= \frac{722.89 N \cdot m}{0.6 (250 \times 10^6) \frac{N}{m^2}} \\ S &= 4.81 \times 10^{-6} m^3 \\ S &= 4.82 cm^3 \end{aligned}$$

Una vez obtenido el módulo de sección, se selecciona un tubo cuadrado que cumpla con el módulo de resistencia dentro de los catálogos de los principales distribuidores de nuestro país.

El material que más se acerca al módulo de resistencia calculado es el tubo cuadrado de 60x60x2.5, con un módulo de resistencia de 10.12 cm^3 .

Designaciones	Área	Peso	Propiedades Estáticas			
			Eje x-x = y-y			
			Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro	
B	e	A	P	I	W	i
mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,40	0,99	0,78	0,56	0,56	0,75
	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,75
	1,80	1,23	0,96	0,66	0,66	0,73
	2,00	1,34	1,05	0,70	0,70	0,72
25	1,40	1,27	1,00	1,16	0,93	0,95
	1,50	1,35	1,06	1,22	0,97	0,95
	1,80	1,59	1,25	1,39	1,11	0,94
	2,00	1,74	1,36	1,49	1,19	0,93
30	1,40	1,55	1,22	2,08	1,39	1,16
	1,50	1,65	1,30	2,20	1,47	1,15
	1,80	1,95	1,53	2,53	1,68	1,14
	2,00	2,14	1,68	2,73	1,82	1,13
40	1,40	2,11	1,66	5,18	2,59	1,57
	1,50	2,25	1,77	5,49	2,75	1,56
	1,80	2,67	2,09	6,39	3,19	1,55
	2,00	2,94	2,31	6,95	3,47	1,54
	2,50	3,59	2,82	8,23	4,12	1,51
	3,00	4,21	3,30	9,36	4,68	1,49
	4,00	5,35	4,20	11,18	5,59	1,45
50	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96
	2,00	3,74	2,93	14,15	5,66	1,95
	2,50	4,59	3,60	16,96	6,78	1,92
	3,00	5,41	4,25	19,50	7,80	1,90
	4,00	6,95	5,45	23,84	9,54	1,85
60	1,50	3,45	2,71	19,52	6,51	2,38
	1,80	4,11	3,22	22,95	7,65	2,36
	2,00	4,54	3,56	25,15	8,38	2,35
	2,50	5,59	4,39	30,36	10,12	2,33
	3,00	6,61	5,19	35,17	11,72	2,31
	4,00	8,55	6,71	43,65	14,55	2,26
70	1,50	4,05	3,18	31,46	8,99	2,79
	1,80	4,83	3,79	37,09	10,60	2,77

Figura 72. Tubería estructural cuadrada de IPAC [41]

2.11.2. Factor de seguridad en la bancada

Primero se realiza el cálculo del esfuerzo admisible mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{S}$$

$$\sigma = \frac{722.89 \text{ N} \cdot \text{m}}{10.12 \times 10^{-6} \text{ m}^3}$$

$$\sigma = 71.43 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad se calcula directo con el S_{ut} :

$$\eta = \frac{250 \text{ MPa}}{71.43 \text{ MPa}}$$

$$\eta = 3.5$$

Por tanto, se puede concluir que el material seleccionado no presentara fallas en el diseño.

2.11.3. Simulación de la bancada

Para comprobar los resultados obtenidos anteriormente se usa un software especializado para corroborar los cálculos obtenidos anteriormente.

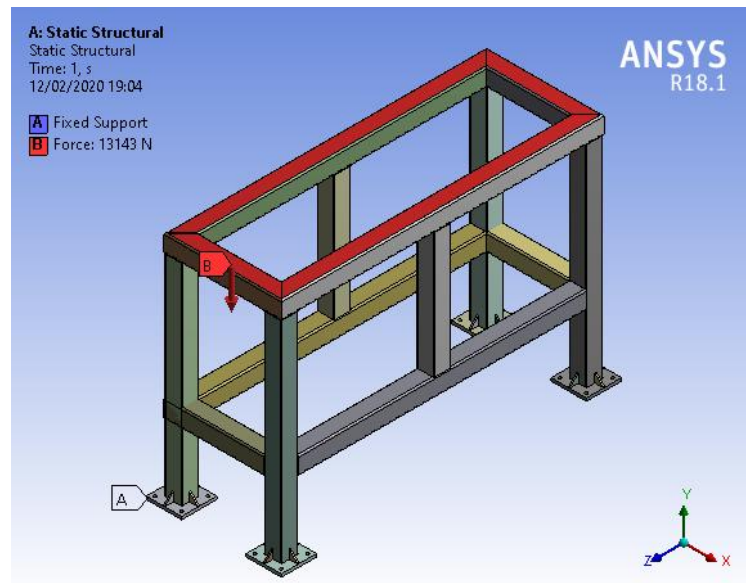


Figura 73. Cargas en la bancada

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

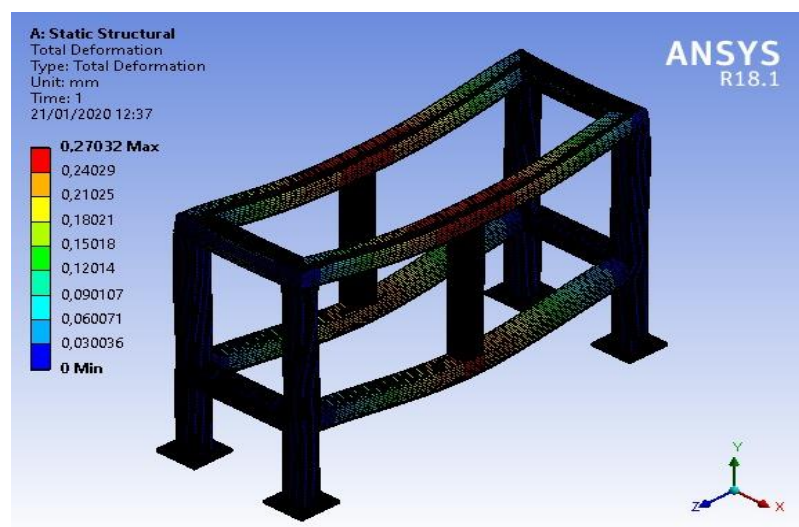


Figura 74. Resultado de la deformación total

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

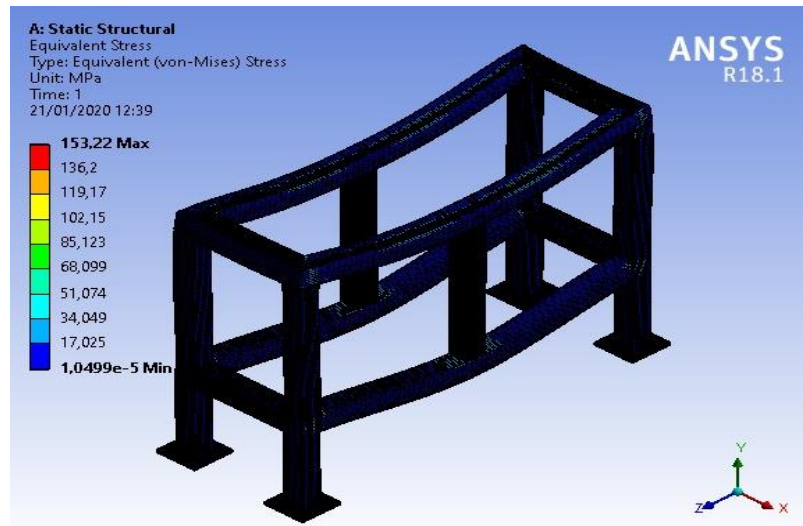


Figura 75. Análisis del esfuerzo Von-Mises

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

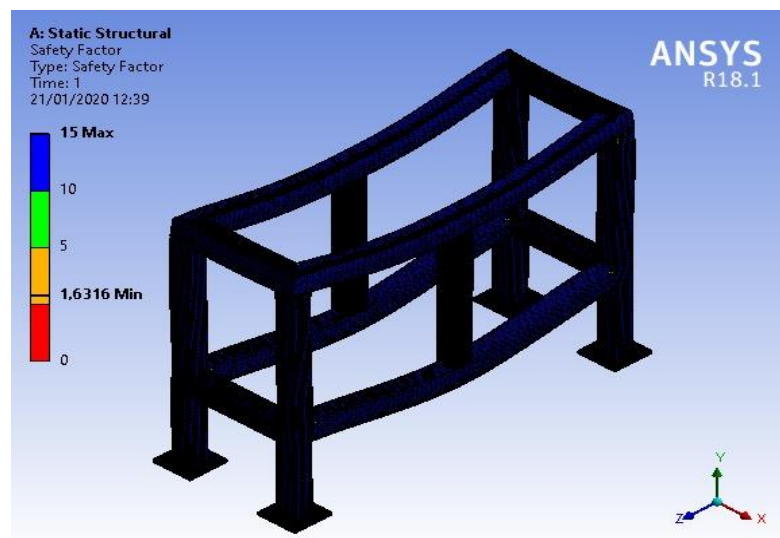


Figura 76. Resultado del factor de seguridad

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Statistics	
Bodies	34
Active Bodies	34
Nodes	1031320
Elements	196696
Mesh Metric	Element Quality
Min	1,92703761467867E-02
Max	0,999841506096809
Average	0,783665776496246
Standard Deviation	0,281663503273534

Figura 77. Resultados sobre calidad de los elementos

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Definition		
Type	Total Deformation	Equivalent (von-Mises) Stress
By	Time	
Display Time	Last	
Calculate Time History	Yes	
Identifier		
Suppressed	No	
Results		
Minimum	0, mm	1,0499e-005 MPa
Maximum	0,27032 mm	153,22 MPa

Figura 78. Tabla de resultados de la mesa
Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Object Name	Safety Factor
State	Solved
Results	
Minimum	1,6316
Minimum Occurs On	Mesa step

Figura 79. Tabla de resultado del factor de seguridad
Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

El factor de seguridad calculado de 3.5 se encuentra dentro del rango obtenido en la simulación que tiene un mínimo de 1.6 y un máximo de 15 como se indica en la Figura 76, además que se alcanza una deformación máxima de 0.2 mm, datos que ayudan a garantizar el diseño de la bancada.

2.12. Diseño de la placa base

Esta placa es un elemento estructural de la bancada que trabaja a flexión por diferentes esfuerzos que producen las estaciones de trabajo como se expresa en la siguiente Figura.

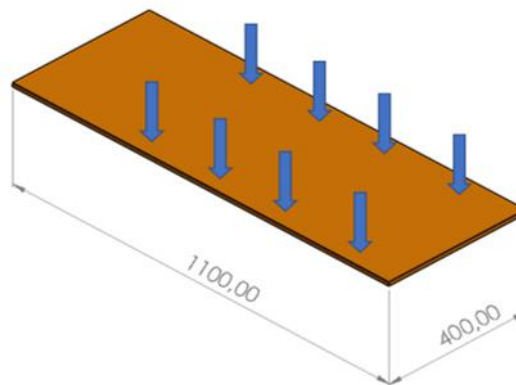


Figura 80. Cargas distribuidas en la placa
Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Para el cálculo de esta placa base se usará la teoría de placas planas tomando en cuenta la siguiente Figura.

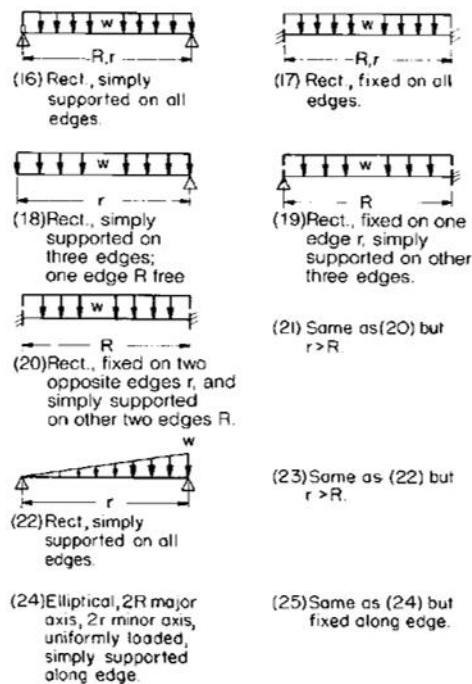


Fig. 5.2.70 Rectangular and elliptical plates. [R is the longer dimension except in cases (21) and (23).]

Figura 81. Cargas distribuidas en placas rectangulares y elípticas [42, pp. 5-48]

El análisis de placas planas sometidas a cargas laterales es muy complicado. Porque las placas se doblan en todos los planos verticales. Por lo tanto, las derivaciones matemáticas estrictas se han logrado solo en algunos casos especiales. La mayoría de las fórmulas disponibles contienen cierta cantidad de empirismo racional. Las placas pueden clasificarse como [42, pp. 5-47]:

- **placas gruesas:** en las cuales es importante el corte transversal.
- **placas de espesor promedio:** en las que predomina la tensión de flexión.
- **placas delgadas:** que dependen en parte de la tensión directa.
- **membranas:** que están sujetas a tensión directa solamente.

Sin embargo, no existen líneas exactas de demarcación. Las fórmulas de placa plana proporcionadas se aplican principalmente a placas de grosor medio con carga simétrica de grosor constante [42, pp. 5-47]. Las tensiones máximas se calculan a partir de la siguiente ecuación que es para una carga uniformemente distribuida.

$$Y_M = K_1 \cdot \frac{w \cdot R^4}{E \cdot t^3} \quad (59)$$

Donde:

Y_M = Deflexión máxima = 0.05 mm

K_1 = Factor de corrección

w = Carga distribuida

R = Largo de la placa

r = Ancho de la placa

E = Módulo de elasticidad = (200 GPa, acero A-36)

t = Espesor de la placa

Las fórmulas de placa plana proporcionadas se aplican principalmente a placas de grosor medio con carga simétrica de grosor constante. Son válidos solo si la deflexión máxima es pequeña en relación con el grosor de la placa; generalmente, $Y_M \leq 0.4 \cdot t$ [42, pp. 5-47].

Despejamos el espesor t :

$$t = \sqrt[3]{\frac{K_1 \cdot w \cdot R^4}{E \cdot Y_M}}$$

Para la carga distribuida no se encontró un estado similar mostrado en la Figura 81, por lo que se realiza un cálculo previo para una placa rectangular soportada en todos sus extremos y sometida a una carga uniformemente distribuida en toda su superficie.

Carga total: $4 \cdot 5257.38 \text{ N} = 21029.52 \text{ N}$

Área de la placa: $1100\text{mm} \cdot 400\text{mm} = 440000 \text{ mm}^2$

$$W_{distribuida} = \frac{21029.52 \text{ N}}{440000 \text{ mm}^2}$$

$$W_{distribuida} = 47794 \text{ Pa} \approx 0.047 \text{ MPa}$$

Cálculo del valor R/r :

$$\frac{R}{r} = \frac{1.1m}{0.4m}$$

$$\frac{R}{r} = 2.75$$

Para la selección del valor de K_1 , se ingresa a la tabla 10 con el valor de $R/r = 2.75$ y el caso número 16 de la Tabla 10, para una placa rectangular con soporte libre en todos sus extremos.

Tabla 10. Coeficientes K y K_1 para placas rectangulares y elípticas [42]

Table 5.2.20 Coefficients k and k_1 for Rectangular and Elliptical Plates ($\mu = 0.3$)

Case	R/r									
	1.0		1.5		2.0		3.0		4.0	
	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1
16	0.287	0.0443	0.487	0.0843	0.610	0.1106	0.713	0.1336	0.741	0.1400
17	0.308	0.0138	0.454	0.0240	0.497	0.0277	0.500	0.028	0.500	0.028
18	0.672	0.140	0.768	0.160	0.792	0.165	0.798	0.166	0.800	0.166
19	0.500	0.030	0.670	0.070	0.730	0.101	0.750	0.132	0.750	0.139
20	0.418	0.0209	0.626	0.0582	0.715	0.0987	0.750	0.1276	0.750	
21*	0.418	0.0216	0.490	0.0270	0.497	0.0284	0.500	0.0284	0.500	0.0284
22	0.160	0.0221	0.260	0.0421	0.320	0.0553	0.370	0.0668	0.380	0.0700
23*	0.160	0.0220	0.260	0.0436	0.340	0.0592	0.430	0.0772	0.490	0.0908
24	1.24	0.70	1.92	1.26	2.26	1.58	2.60	1.88	2.78	2.02
25	0.75	0.171	1.34	0.304	1.63	0.379	1.84	0.419	1.90	0.431

* Length ratio is r/R in cases 21 and 23.

Para encontrar el valor de K_1 entre los valores de $R/r = 2$, y $R/r = 3$, se debe interpolar para encontrar el valor exacto, como se expresa en la siguiente tabla:

Tabla 11. Interpolación para encontrar K_1

R/r	K_1
2	0.1106
2.75	0.1278
3	0.1336

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Entonces:

$$t = \sqrt[3]{\frac{0.1278 \cdot 47794 \text{ Pa} \cdot (1.1\text{m})^4}{200 \times 10^9 \text{ Pa} \cdot 5 \times 10^{-5} \text{ m}}}$$
$$t = 9.63 \times 10^{-3} \text{ m} \approx 9.63 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm}$$

Comprobamos:

$$Y_M \leq 0.4 \cdot t$$
$$0.05 \text{ mm} \leq 0.4 \cdot 9.63 \text{ mm}$$
$$0.05 \leq 3.85$$

Con un espesor de 10 mm en la placa, soportará una deflexión de 0.05mm, y que el espesor calculado de la placa es el correcto.

2.13. Diseño por soldadura

Los tipos de uniones a soldar se encuentran representados en la siguiente figura

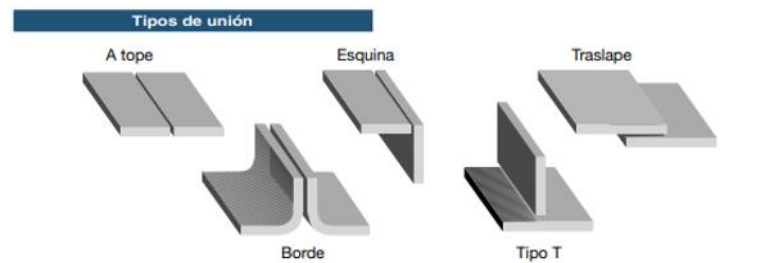


Figura 82. Tipos de uniones en soldadura [43]

2.13.1. Selección del electrodo

El electrodo a seleccionar es el Indura 6011 porque es un electrodo en el que se lo puede utilizar en todas las aplicaciones de soldadura para el acero, como ejemplo de aplicaciones se tiene para soldar estructuras, planchas galvanizadas y reparaciones generales [43].

Composición química (típica) del metal depositado:				
C 0,11%; Mn 0,41%; Si 0,23%; P 0,010%; S 0,017%				
Características típicas del metal depositado (según norma AWS: A5.1/A5.1M-04):				
Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte	Requerimientos	Energía Absorbida Ch-v	Requerimientos	
Resistencia a la tracción : 495 MPa	430 MPa	34J a -30°C	27J a -30°C	
Límite de fluencia : 424 MPa	330 MPa			
Alargamiento en 50 mm : 27%	22%			
Amperajes recomendados:				
Diámetro mm	Longitud mm	Amperaje		Electrodos x kg aprox.
		mín.	máx.	
2,4	300	50	90	74
3,2	350	80	120	34
4,0	350	120	160	24
4,8	350	160	220	17

Figura 83. Propiedades del electrodo Indura [43]

La propiedad principal a conocer es el límite de fluencia que es igual a 424 MPa.

2.13.2. Esfuerzo normal en la soldadura

$$\sigma = \frac{F_c}{A} \quad (60)$$

Donde:

σ = Esfuerzo normal [MPa]

F_c = Fuerza de contacto [N]

A = Área de la soldadura [mm²]

Es necesario conocer el área de la soldadura donde se va aplicar el esfuerzo normal, el área está dada por la siguiente fórmula tomada del libro de Shigley [19]:

$$A = 0.707 \cdot h \cdot d \quad (61)$$

Donde:

A = Área de la soldadura [mm²]

h = Tamaño del cateto [pul]

d = Longitud del cordón en el tubo a soldar [mm]

El valor del tamaño del cateto de la soldadura se obtiene por la siguiente Figura:

Tabla 9-6

Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete							
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)							
	60*	70*	80	90*	100	110*	120
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial							
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal							
$\dagger f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h
Tamaño del cateto h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal						
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59

* En realidad, las soldaduras de filete fueron ensayadas por el AISC-AWS Task Committee.
 $\dagger f = 0.707\tau_{\text{perm}}$

Figura 84. Cargas constantes permisibles [19, p. 469]

Es recomendable utilizar una altura de cateto de $1/4 \text{ pul} \approx 6.35 \text{ mm}$.

$$A = 0.707 \cdot 6.35 \text{ mm} \cdot 57.15 \text{ mm}$$

$$A = 256.57 \text{ mm}^2$$

Reemplazando en la ecuación:

$$\sigma = \frac{343.93 \text{ N}}{256.57 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma = 1.34 \text{ MPa}$$

De acuerdo al siguiente análisis los esfuerzos reales no pueden superar a los esfuerzos admisibles [19].

$$0.6 \cdot S_{ut} \geq \sigma$$

$$0.6 \cdot (424 \text{ MPa}) \geq 1.34 \text{ MPa}$$

$$254.4 \text{ MPa} \geq 1.34 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, es satisfactorio la unión de soldadura.

2.14. Resultados mediante análisis de elementos finitos

A continuación, se presentará un resumen de los valores obtenidos mediante el análisis de elementos finitos realizados a los elementos más críticos diseñados para esta máquina perfiladora.

2.14.1. Eje para rodillos

Como resultado de esta simulación se obtiene una deflexión angular de 0.18° , y una deformación lineal o deflexión de 281.017 micras. Por lo que se puede concluir que el eje no presentará deformaciones considerables, y el diseño es correcto.

2.14.2. Soporte fijo

Con los resultados adquiridos mediante el análisis de elementos finitos, el valor calculado de 1.06 Mpa correspondiente a la deformación a tensión, el cual se encuentra dentro del rango obtenido en la simulación. Adicional a esto se obtuvo un desplazamiento máximo de 1.82×10^{-2} mm, y un factor de seguridad de 70.75 datos que ayudan a garantizar el diseño de los soportes fijos.

2.14.3. Bancada

El factor de seguridad calculado de 3.5 se encuentra dentro del rango obtenido en la simulación que tiene un mínimo de 1.6 y un máximo de 15, además que se obtiene una deformación máxima de 0.2 mm, datos que ayudan a garantizar el diseño de la bancada.

2.15. Diseño final del conjunto

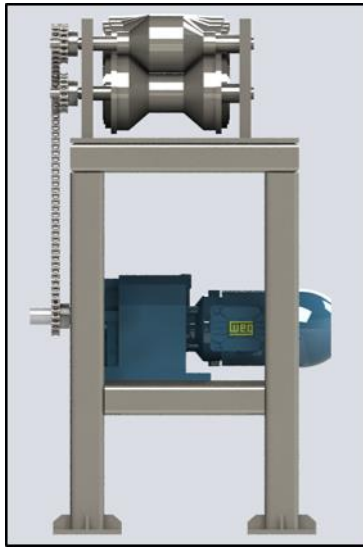


Figura 85. Vista lateral del conjunto

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

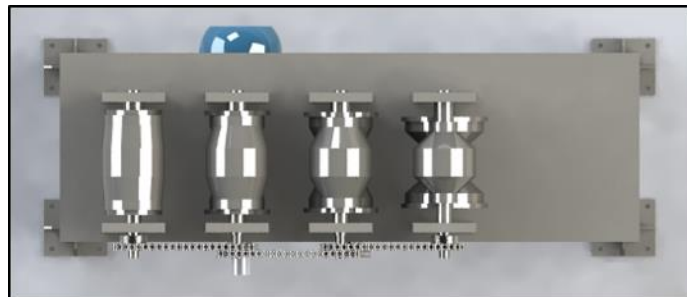


Figura 86. Vista superior del conjunto

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

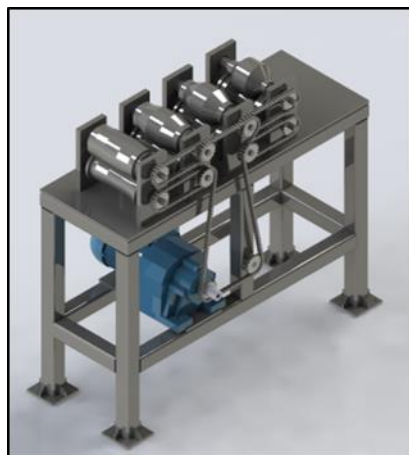


Figura 87. Vista isométrica del conjunto

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

CAPÍTULO III

COSTOS ESTIMADOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA PERFILADORA

El presente capítulo analiza los posibles costos que se pueden generar en la fabricación y ensamblaje de los elementos diseñados y elementos de catálogo seleccionados en el capítulo anterior. Este análisis se lo realizó con proformas obtenidas de diferentes distribuidores. De esta manera se puede tener un costo aproximado de inversión en caso que se desee realizar la construcción de este proyecto.

3.1. Costos estimados para la construcción.

Para indicar el costo total de construcción, se deberá analizar el costo de los materiales a utilizar, el costo de la mano de obra y el costo de diseño por medio de software especializado [44]. Los costos totales para la construcción se los puede dividir en:

- Costos directos.
- Costos indirectos.

3.2. Costos directos.

El costo directo se lo puede medir de forma muy clara a un producto, esto ayuda a conocer su costo unitario, los tipos de costos directos que intervienen en la construcción está dado por [44]:

- Materia prima.
- Costos de materiales por medio de catálogos.
- Costo de la mano de obra.

3.2.1. Materia prima.

Materia prima directa se define como todos los miembros que intervienen en la fabricación de un producto, esta debe ser identificable y medible para determinar el costo final del producto [45].

Tabla 12. Costos de la materia prima

Cantidad	Descripción	Norma	Medida (mm)	Precio unitario	Precio total
2	Acero redondo	SAE 4340	Ø120 × 225	65.30	130.60
1	Acero redondo	SAE 4340	Ø110 × 225	55.60	55.60
1	Acero redondo	SAE 4340	Ø130 × 225	72.40	72.40
1	Acero redondo	SAE 4340	Ø120 × 215	63.70	63.70
1	Acero redondo	SAE 4340	Ø150 × 215	106.90	106.90
1	Acero redondo	SAE 4340	Ø120 × 175	47.50	47.50
1	Acero redondo	SAE 4340	Ø180 × 195	98.60	98.60
8	Acero redondo	SAE 4340	Ø50 × 370	21,30	170,40
2	Tubo cuadrado	A-36	60 × 60 × 4	30,80	61,60
8	Placa	A-36	270 × 100 × 20	10,80	86,40
1	Placa	A-36	400 × 1100 × 12	860,10	860,10
				SUBTOTAL	1753.80
				12%IVA	210.45
				TOTAL	1964.25

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

3.2.2. Costos de los materiales por medio de catálogos.

Los costos de los materiales por medio de catálogos son todos los materiales o elementos disponibles, se los encuentra bajo medidas o parámetros normalizados. En la siguiente tabla se indican todos los materiales.

Tabla 13. Costos de los materiales por medio de catálogos

Cantidad	Descripción	Precio Unitario	Precio total
16	Rodamientos SKF 6205	1,86	29,76
1	Cadena ANSI 40 con una longitud de 5m	18,60	37,20
10	Catarina simple SKF PHS 08B-1BH17	24,60	246,00
4	Catarina doble SKF PHS 08B-1DSA17	52,00	208,00
1	Motorreductor WEG C032-11N-80-04E	474,04	474,04
		SUBTOTAL	995,00
		12%IVA	119,40
		TOTAL	1114,40

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

3.2.3. Costo de la mano de obra.

En el costo de la mano de obra se analizará el costo de la máquina incluida la mano de obra que se realiza en cada operación, el costo del montaje y el armado de toda la máquina. Esto se calcula basándose en el tiempo que se empleara para la construcción de todos los elementos.

Tabla 14. Costo de la mano de obra

Cant.	Descripción	Máquina	Horas máquina	Valor uso máquina	Valor total
8	Maquinado de rodillos	Torno	36	15,00	540,00
8	Maquinado de ejes	Torno	12	15,00	180,00
8	Maquinado soportes	Fresadora	24	18,00	432,00
1	Estructura mesa	Cortadora y soldadora	24	8,00	192,00
				SUBTOTAL	1344,00
				12%IVA	161,28
				TOTAL	1505,28

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

3.2.4. Costo directo total.

Para realizar el cálculo del costo directo total es necesario realizar la sumatoria de todos los tipos de los costos directos, esto se encuentra expresado en la siguiente tabla:

Tabla 15. Costos directos

Costo directo	Valor total
Costos de la materia prima	1964,25
Costos de los materiales por medio de catálogos.	1114,40
Costo de la mano de obra.	1505,28
Costo directo total	4583,93

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

3.3. Costos indirectos.

3.3.1. Costos indirectos de materiales.

Los costos indirectos de fabricación son los tipos de costos que no se puede atribuir de forma directa a un proceso de fabricación [46].

La gama de materiales indirectos son los distintos componentes o herramientas que se va a utilizar en la construcción de la perfiladora.

Tabla 16. Costos indirectos

Detalle	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Disco de corte	3	1,15	3,45
Electrodos 6011	1 kg	20,75	20,75
Limpiador desoxidante	1 gal	10,10	10,10
Pintura	1 gal	14,30	14,30
		SUBTOTAL	48,60
		12%IVA	5,83
		TOTAL	54,43

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

3.3.2. Costo de diseño

Es la ganancia que se obtiene si se llega a realizar la construcción de esta máquina perfiladora para canales de agua lluvia, este porcentaje de ganancia está relacionado con los costos directos totales para esta máquina.

Para conocer este porcentaje de ganancia por el diseño se considera los siguientes factores:

- Complejidad de la máquina.
- Si está disponible en el mercado, este valor se maneja dentro de un 15-20%.
- Esta máquina es de poca demanda en el mercado, por este motivo se toma un porcentaje de ganancia por diseño del 20%.

$$\text{Costo de diseño} = \text{Costo Directo} \cdot 0.2 \quad (62)$$

$$\text{Costo de diseño} = 4462.38 \cdot 0.2$$

$$\text{Costo de diseño} = \$ 892,48$$

3.3.3. Costo indirecto total

Tabla 17. Costo total indirecto

Detalle	Costo total
Costo indirecto de materiales	54,43
Costo de diseño	892,48
Total	946,91

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

3.4. Costo total de la máquina

Tabla 18. Costo total de la máquina

Costo total de la máquina	Valor
Costos directos	4583.93
Costos indirectos	946,91
Costo total de la máquina	5530.84

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

3.5.Retorno de la inversión

Para lograr definir el retorno de la inversión se realiza por medio de un análisis hipotético donde se procede a utilizar el TIR y el VAN, con los siguientes datos:

- N. ° de períodos: 12 meses.
- Tipo de período: mensual.
- Tasa de descuento (i): 10%

3.5.1. Fondo neto efectivo

El fondo neto efectivo está segmentado en periodos mensuales, esto es correspondiente al valor de facturación mensual de un año fiscal. Esto está expresado en la siguiente tabla:

Tabla 19. Fondo neto efectivo

N.° de mes	FNE (USD)
0	-5530.84
1	900
2	950
3	780
4	600
5	900
6	600
7	500
8	800
9	625
10	1100
11	1200
12	1500

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

3.5.2. Valor actual neto

El VAN se calcula para definir el valor actual de un determinado flujo de cajas, y estos valores están expresados en la Tabla 20.

Tabla 20. Valor Actual neto

N.º mes	FNE	(1+i) n	FNE/(1+i) n
0	-5475.28		-5.472.28
1	900	1.10	818.18
2	950	1.21	785.12
3	780	1.33	586.03
4	600	1.46	409.81
5	900	1.61	558.83
6	600	1.77	338.68
7	500	1.94	256.58
8	800	2.14	373.21
9	625	2.35	265.06
10	1100	2.59	424.10
11	1200	2.85	420.59
12	1500	3.13	477.95
		VAN	183.30

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Este proyecto es viable porque el VAN de 183.30 es mayor que 0.

3.5.3. Tasa interna de requerimiento

Al calcular el TIR ayuda a precisar la tasa de interés que puede generar este proyecto.

Los valores del TIR están expresados en la siguiente tabla.

Tabla 21. Tasa interna de rendimiento

Tasa de descuento	TIR
10%	818.18
10%	785.12
10%	586.03
10%	409.81
10%	558.83
10%	338.68
10%	256.58
10%	373.21
10%	265.06
10%	424.10
10%	420.59
10%	477.95
Total	5.714,14

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

3.5.4. PAY-BACK actualizado

En la siguiente tabla se expresa el tiempo de recuperación del dinero invertido.

Tabla 22. PAY-BACK actualizado

N° de mes	FNE/(1+i) n	Periodo de recuperación (USD)
0	5530.84	5530.84
1	818.18	4712.66
2	785.12	3927.54
3	586.03	3341.48
4	409.81	2931.67
5	558.83	2372.84
6	338.68	2034.16
7	256.58	1777.58
8	373.21	1404.37
9	265.06	1139.31
10	424.10	715.21
11	420.59	294.62
12	477.95	(183.33)

Elaborado por: Augusto Paucar y Dennis Rivadeneira

Como se puede observar la inversión de la construcción de la máquina se recupera a partir del mes 12.

CONCLUSIONES

Se seleccionó la forma geométrica del canal para desarrollar el diseño óptimo de los rodillos con un ángulo final de 45° para la estación que da la forma final del canal.

El sistema de transmisión por catarinas, conserva un aproximado del 98% de la potencia transmitida por el motor, lo cual ayuda a disminuir pérdidas de potencia por transmisión de movimiento.

Se seleccionó un motor reductor de $\frac{3}{4}$ de Hp, con una velocidad de 42 rpm, ingresando estos datos a una aplicación en línea del fabricante WEG, misma que nos ayudó a la selección del motor reductor brindándonos una gama de productos que satisfacen las necesidades del cliente.

Se seleccionó elementos normalizados que comprenden el 50% de la máquina, como son rodamientos, catarinas, cadenas y chavetas que disminuyen las necesidades de diseño y fabricación de estos elementos.

Se diseñó elementos estructurales necesarios para la máquina perfiladora, simulando estáticamente cada elemento en un software especializado los cuales ayudan a verificar los diseños y cálculos obtenidos.

Como resultado de la simulación del eje para los rodillos, se obtiene una deflexión angular de 0.18°, y una deformación lineal o deflexión de 281.017 micras. Por lo que se puede concluir que el eje no presentará deformaciones considerables, y el diseño es correcto.

Se concluyó que mediante el análisis de elementos finitos para placas fijas que no van a generar una deformación considerable porque la deformación a tensión de 1.06 Mpa que se calculó se encuentra dentro del rango obtenido en la simulación, con un desplazamiento máximo de 1.82×10^{-2} mm, y un factor de seguridad de 70.75 datos que ayudan a garantizar el diseño de los soportes fijos.

Se concluyó que mediante el análisis de elementos finitos para la bancada el factor de seguridad calculado de 3.5 se encuentra dentro del rango obtenido en la simulación

que tiene un mínimo de 1.6 y un máximo de 15, además que se obtiene una deformación máxima de 0.2 mm, datos que ayudan a garantizar el diseño de la bancada.

Mediante un análisis económico ficticio se pudo calcular un costo de fabricación de \$ 5530,84 dólares, y el análisis por indicadores económicos arrojaron una recuperación de la inversión en el mes 12 de trabajo de la máquina perfiladora.

RECOMENDACIONES

Para el caso de trabajos de titulación que tengan que ver con simulaciones, se debe impartir más horas de capacitación como es el caso del programa ANSYS.

Si se desea una mayor versatilidad en caso que se desee construir esta máquina, se recomienda diseñar soportes móviles para poder cambiar rodillos y así obtener diversas formas de chapa metálica.

Para obtener un mejor resultado se recomienda trabajar en la simulación con la estación más crítica, para que de esta manera se cubran cargas menores de elementos similares. Así se reduce la cantidad de simulaciones en elementos similares que están sometidos a cargas diferentes.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] R. L. Norton, Diseño de Máquinas un Enfoque Integrado, Cuarta ed., México: Pearson, 2011.
- [2] F. G. C. J. C. J. M. Montes, Ciencia e Ingeniería de los Materiales, Madrid, España: Ediciones Paraninfo, SA, 2014.
- [3] J. Newell, Ciencia de Materiales, Aplicaciones en Ingeniería, México: Alfaomega Grupo Editor, S.A., 2011.
- [4] E. d. c. y. p. d. l. r. ARQHYS.com, «Revista ARQHYS,» Noviembre 2017. [En línea]. Available: <https://www.arqhys.com/construccion/metalicos-materiales.html>. [Último acceso: 18 Julio 2019].
- [5] DIPAC, «DIPAC PRODUCTOS DE ACERO,» 2019. [En línea]. Available: www.dipacmanta.com/acero-inoxidable/bobinas-de-acero-inoxidable. [Último acceso: 3 Julio 2019].
- [6] J. R. G. B. A. M. C. L. Segundo Barroso Herrero, Introducción al conocimiento de los materiales y sus aplicaciones, Madrid, 2010.
- [7] A. Pytel y F. Singer, Resistencia de materiales, Madrid: Harla, 1994.
- [8] «Mecánica de materiales,» 26 noviembre 2011. [En línea]. Available: <http://meatronica4b.blogspot.com/2011/11/esfuerzo-maximo.html>. [Último acceso: 15 octubre 2019].
- [9] O. Arias Pérez, «UPCommons. Portal de acceso abierto al conocimiento de la UPC,» 2004. [En línea]. Available: <http://hdl.handle.net/2099.1/2601>. [Último acceso: Junio 2019].
- [10] R. F. Services, «Roll Forming Services Inc.,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.rollformingservices.com/>. [Último acceso: Junio 2019].
- [11] S. R. M. Tools, «Mindiamart,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.indiamart.com/proddetail/duplex-cold-roll-forming-mill-12713265648.html>. [Último acceso: Julio 2019].
- [12] H. G.T., «Guidelines for Purchasing Roll Forming Lines,» de *"Technology of Roll Forming Conference"*, Toronto.
- [13] M. C. C. Segundo Barroso Herrero, Procesado y puesta en servicio de materiales, Madrid: UNED, 2013.
- [14] «Nargesa,» 2016. [En línea]. Available: <https://www.nargesa.com/es/maquinaria-industrial/plegadora-hidraulica-mp3003-cnc-2016>. [Último acceso: 27 Mayo 2019].

- [15] D. M. y. Herramientas, «De Máquinas y Herramientas,» 26 Mayo 2012. [En línea]. Available: <https://www.demaquinasyherramientas.com/maquinas/plegadoras-de-chapas>. [Último acceso: 27 Mayo 2019].
- [16] P. F. B. Á. Eduardo Cuesta, «ResearchGate,» 9 Marzo 2017. [En línea]. Available: https://www.researchgate.net/publication/314402308_El_perfilado_de_Chapa_Diseno_y_desarrollo_avanzado. [Último acceso: 27 Mayo 2019].
- [17] «IZ@RO MANUFACTURING TECHNOLOGY,» 10 Noviembre 2011. [En línea]. Available: <https://www.izaro.com/aspectos-tribologicos-del-perfilado-de-chapa/c-1320846637/>. [Último acceso: 28 Mayo 2019].
- [18] D. H. Myszka, Máquinas y Mecanismos, Estado de México: Pearson, 2012.
- [19] R. G. B. y. J. K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, vol. 9, México: Mc Graw Hill, 2012.
- [20] P. C. Rodríguez, Manual de Soldadura, Buenos Aires: Alsina, 2001.
- [21] E. Oerlikon, «Maquinarias Pesadas. org,» 23 Mayo 2014. [En línea]. Available: <https://www.maquinariaspesadas.org/blog/1250-manual-soldadura>. [Último acceso: 12 Noviembre 2019].
- [22] M. Rossi, Estampado en Frio de la Chapa, Novena ed., Madrid : Editorial Dossat, S. A., 1979.
- [23] K. M. M. Robert C. Juvinall, Diseño de Elementos de Máquinas, Quinta ed., México: Limusa Wiley, 2013.
- [24] S. R. S. S. Kalpakjian, Manufactura, Ingenieria y Tecnología, Quinta ed., México: Pearson Educación, 2008.
- [25] S. M. G. Koshkin N. I., Manual de Física Elemental, Moscú: Editorial Mir, 1975.
- [26] P. Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, vol. Cuarta Edición, México: Pearson Educación, 2006.
- [27] W. Group, «CAD4CAD,» WEG, 20 Octubre 2019. [En línea]. Available: <https://cat4cad.wattdrive.com/cat4cad8/>. [Último acceso: 24 Octubre 2019].
- [28] B. O. J. S. R. S. Bernard J. Hamrock, Elementos de Máquinas, México: McGRAW-HILL, 2000.
- [29] W. T. S.L., «Weda Transmisiones,» [En línea]. Available: <http://www.wedatransmisiones.com/productos/datos-tecnicos/DT26.PDF>. [Último acceso: 29 Octubre 2019].

- [30] S. Catálogo de Transmisión de Potencia, «SKF Group,» 2014. [En línea]. Available: <https://www.skf.com/binary/21-139508/Power-Transmission-catalogue-11015-EN.pdf>. [Último acceso: 15 Noviembre 2019].
- [31] R. L. Norton, Diseño de máquinas, México: Pearson, 1999.
- [32] C. W. 4. 5. F. SB, «SERCOIN Suministros-Transmisión,» 2019. [En línea]. Available: suministrossercoin.com/pdf/rodaminetos-fag.pdf.
- [33] S. PUBBU/P110000/2ES Catalogo, «SKF,» Octubre 2015. [En línea]. Available: https://www.skf.com/binary/96-121486/0901d19680416953-10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf. [Último acceso: 24 Octubre 2019].
- [34] S. Group, «SKF-Vida nominal del rodamiento,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/bearing-rating-life/index.html>. [Último acceso: 17 Noviembre 2019].
- [35] V. Dobrovolski, Elementos de máquinas, Moscú: Mir, 1980.
- [36] I.-C. d. c. y. cuñeros, «Intermec, productos mecánicos para transmisión de potencia,» 2019. [En línea]. Available: https://www.intermec.com.co/pdf/cunas_y_cuneros_estandar.pdf. [Último acceso: 19 Noviembre 2019].
- [37] J. y. M. Soldevilla, «J y M Soldemilla,» 2019. [En línea]. Available: http://www.jymsoldevilla.net/archivos/upload/170810202921_chavet.pdf. [Último acceso: 18 Noviembre 2019].
- [38] S. -. C. A. A36, «Sumitec Suministros Técnicos S.A.,» [En línea]. Available: <http://www.sumiteccr.com/acero/estructural/AE01.pdf>. [Último acceso: 13 Noviembre 2019].
- [39] NOVACERO, «NOVACERO El Acero del Futuro,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.novacero.com/catalogo-productos/planchas-y-flejes-en-rollo/planchas-sin-recubrimiento.html#planchas-laminadas-al-caliente>. [Último acceso: 24 Noviembre 2019].
- [40] L. R. Z. Santana, «Repositorio ESPOL,» 2004. [En línea]. Available: <http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/handle/123456789/14653>. [Último acceso: 4 Diciembre 2019].
- [41] IPAC, «IPAC Duferco Group,» 2014. [En línea]. Available: <http://www.ipac-acero.com/producto-detalle.php?id=9>. [Último acceso: 21 Noviembre 2019].
- [42] T. B. I. Eugene A. Avallone, Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, New York: McGraw-Hill, 2007.
- [43] Indura, «Manuala de sistemas y materiales de soldadura,» 2019. [En línea]. Available:

<http://www.indura.cl/Descargar/Manual%20de%20Soldadura%20INDURA?path=%2Fcontent%2Fstorage%2Fcl%2Fbiblioteca%2F00da6ac5e6754e428ecd94f1c78711cb.pdf>. [Último acceso: 20 Noviembre 2019].

- [44] «ABCFINANAZAS.COM,» 23 Agosto 2017. [En línea]. Available: <https://economipedia.com/definiciones/coste-directo.html>. [Último acceso: 25 Noviembre 2019].
- [45] A. Nava y K. Mendoza, «Administración del proceso de producción,» 12 Abril 2016. [En línea]. Available: <http://administracion403ves.blogspot.com/2016/04/materia-prima-directa-e-indirecta.html>. [Último acceso: 25 Noviembre 2019].
- [46] Bextok, «Bextok.com,» 2017. [En línea]. Available: <https://blog.bextok.com/costos-indirectos-de-fabricacion-ejemplos-clasificacion/>. [Último acceso: 27 Noviembre 2019].
- [47] I. Bohman, «Aceros Ivan Bohman,» 22 Septiembre 2019. [En línea]. Available: <http://www.ivanbohman.com.ec/wp-content/uploads/2016/02/705.pdf>. [Último acceso: 14 Octubre 2019].
- [48] D. meganeboy, «Aficionados a la Mecánica,» 2014. [En línea]. Available: <http://www.aficionadosalamecanica.net/caja-cambios.htm>. [Último acceso: 6 Noviembre 2019].
- [49] H. R. Galbarro, «Ingemecánica-Tutorial 151,» Octubre 2019. [En línea]. Available: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn151.html>. [Último acceso: 6 Noviembre 2019].
- [50] A. I. o. S. Construction, Steel Construction Manual, vol. 14, 2011.
- [51] F. T. Albert Ginjaume, Ejecución de procesos de mecanizado, conformado y montaje.

PLANOS