

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PRECORTADORA Y SELLADORA DE ROLLOS DE
PELÍCULA PLÁSTICA PARA LA FORMACION DE BOLSAS PARA LA EMPRESA
PLÁSTICOS LA HOGAREÑA BUSTOS Y CIA S EN C

CARLOS ESTEBAN FRANKY ALJURE

JUAN SEBASTIAN RAMOS MILLAN

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERIA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2018

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PRECORTADORA Y SELLADORA DE ROLLOS DE
PELÍCULA PLÁSTICA PARA LA FORMACION DE BOLSAS PARA LA EMPRESA
PLASTICOS LA HOGAREÑA BUSTOS Y CIA S EN C

CARLOS ESTEBAN FRANKY ALJURE
JUAN SEBASTIAN RAMOS MILLAN

Proyecto integral de grado optar el título de:
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERIAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2.018

Nota de aceptación:

Presidente del Jurado

Ing. Oscar Mauricio Ochoa Álvarez.

Jurado 1 Daniel Villalobos

Jurado 2 Andrés Zapata

Bogotá D.C., junio de 2.018

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Decano Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la Universidad América, los jurados calificadores y el cuerpo de docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a mis padres y hermanos quienes son la razón de mi existir y han sido el apoyo incondicional en todos los momentos de mi vida, y en especial a lo largo de mi trayecto y vida universitaria.

Carlos Esteban Franky Aljure

Dedico este proyecto principalmente a Dios y a la Virgen María, quienes fueron mi principal inspiración para el desarrollo de este trabajo de grado, a mis padres que sin su apoyo este proyecto no hubiera sido posible, a mis abuelos quienes son parte fundamental en mi vida, y por último a mis amigos por ser parte esencial e incondicional en esta etapa de mi vida.

Juan Sebastián Ramos Millán

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por sobre todas las cosas, a mis papás y hermanos, a mi compañero Juan Sebastián Ramos por su trabajo y entrega en la realización de este trabajo.

Agradecimientos especiales a nuestro orientador el ingeniero Oscar Ochoa por su guía y asesoramiento en el desarrollo del trabajo.

Agradezco a mis amigos y compañeros por ser parte fundamental a lo largo de mi carrera, por hacer los días menos monótonos y ayudarme en todo lo que fue necesario.

Agradecimiento especial a Laura Patiño Gerente General de la empresa Plásticos la Hogareña, por toda la asesoría técnica y de información para el desarrollo del proyecto. Así como a Duber Patiño por su ayuda y paciencia.

Agradezco a mi novia Luisa Fernanda Martínez por su paciencia y motivación en estos últimos meses de trabajo siendo estos los más críticos y difíciles.

Carlos Esteban Franky Aljure

Agradezco a DIOS y a mi familia, por ser incondicionales en todo momento, a mis abuelos por ser el apoyo en los momentos difíciles y felices, a Marroquín Tercero y a todos aquellos que hicieron posible este sueño.

Agradezco a mi compañero y amigo Carlos Esteban Franky, por su compromiso y trabajo en el desarrollo de este proyecto

Agradezco a la empresa PLASTICOS LA HOGAREÑA, a Duber Patiño y Laura Patiño por la colaboración, asesoría e información prestada para hacer posible este trabajo.

Juan Sebastián Ramos Millán

CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	16
INTRODUCCIÓN	17
1. SITUACIÓN ACTUAL DEL PROBLEMA	19
1.1 LA EMPRESA	19
1.1.1 Historia	19
1.1.2 Procesos en la empresa	20
1.1.2.1 Proceso de extrusión.	20
1.1.2.2 Proceso de sellado.	21
1.1.2.3 Proceso de precortado.	22
1.2 MERCADO DE SELLADO Y PRECORTADO DE BOLSAS	23
1.3 MATERIA PRIMA	23
1.4 SITUACIÓN ACTUAL DEL PROCESO	26
1.5 PROPUESTA DE SOLUCIÓN	27
2. PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS DE DISEÑO	28
3. DISEÑO CONCEPTUAL	29
4. PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO	31
4.1 ALTERNATIVAS DE DISEÑO	31
4.1.1 Alternativa 1	31
4.1.2 Alternativa 2	32
4.1.3 Evaluación Alternativas de diseño.	34
4.2 ALTERNATIVAS DE MECANISMO PRINCIPAL DE ACCIONAMIENTO.	35
4.2.1 Mecanismo de biela-manivela.	36
4.2.2 Mecanismo de leva y seguidor.	38
4.2.3 Evaluación Alternativas de mecanismo principal de accionamiento	40
5. DISEÑO FUNCIONAL	42
5.1 UBICACIÓN DE RODILLOS.	42
5.2 RELACIÓN DE VELOCIDAD CON EL TAMAÑO DE BOLSA	46
5.3 DESPLAZAMIENTO VERTICAL DEL RODILLO TENSOR POR ACCIÓN DEL PESO.	48
6. DISEÑO DETALLADO	53
6.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA PARA EL SISTEMA DE EMBOBINADO	54
6.1.1 Cálculo y selección del motor para el sistema de embobinado	54
6.1.1.1 Selección de rodamiento	55
6.1.1.2 Selección del motor	56

6.1.2	Transmisión del subsistema 1 al 1.1	56
6.1.2.1	Selección de la cadena	58
6.1.2.2	Selección de las ruedas dentadas	60
6.1.3	Torque necesario para mantener una tensión constante en el sistema de embobinado	61
6.1.4	Selección del variador de frecuencia	70
6.2	SISTEMA DE POTENCIA PARA EL MECANISMO DE SELLADO Y PRECORTADO, Y EL SISTEMA DE HALADO DE LA PELÍCULA PLÁSTICA	70
6.2.1.1	Selección de rodamientos	72
6.2.2	Sistema de precortado y sellado	75
6.2.2.1	Diseño de la leva	75
6.2.2.2	Selección de cuchilla.	87
6.2.2.3	Selección de resistencia	88
6.2.4	Transmisión del subsistema 2 al 2.2	88
6.2.4.1	Selección de cadena	89
6.2.4.2	Selección de las ruedas dentadas	90
6.2.4.3	Diseño eje de transmisión de potencia de 2,3 a rodillo de halado	91
6.2.5	Transmisión del subsistema 2 al 2.3	102
6.2.5.1	Transmisión del subsistema 2 al 2.3.1	103
6.2.5.2	Transmisión del subsistema 2 al 2.3.2	105
6.2.5.3	Transmisión del subsistema 2 al 2.3.3	108
6.2.5.4	Selección de sistema de tensión en la cadena	110
6.2.5.5	Transmisión del subsistema 2.3 al 2.1	110
6.2.6	Diseño eje motriz de levas que activa la plataforma sellante y precortante.	113
6.2.6.1	Selección de rodamiento eje motriz de levas	129
6.3	SISTEMA TENSOR	130
6.3.1	Selección resorte	133
6.4	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA	135
6.4.1	Calculo de soldadura	139
6.4.2	Selección de rodamientos de los rodillos locos	143
6.5	SISTEMA ELECTRICO.	144
7.	ANALISIS POR ELEMENTOS FINITOS	145
7.1	SIMULACION POR ELEMENTOS FINITOS DEL COMPONENTE CRÍTICO DE LA MÁQUINA.	145
7.2	ESTADO DE CARGAS	146
7.3	DESPLAZAMIENTO DEL ELEMENTO.	147
7.4	ESFUERZO ELEMENTAL NODAL DE VON MISES.	148
8.	MANUALES	150
8.1	MANUAL DE OPERACIÓN.	150
8.2	MANUAL DE MANTENIMIENTO.	152
9.	EVALUACION FINANCIERA	157

10. ANALISIS AMBIENTAL	167
10.1 EVALUACIÓN DEL IMPACTO AMBIENTAL.	169
11. CONCLUSIONES	171
12. RECOMENDACIONES	172
BIBLIOGRAFIA	173
ANEXOS	175

LISTA DE TABLAS

	pág
Tabla 1. Ponderación parámetros	34
Tabla 2. Puntuación	34
Tabla 3. Cálculo de puntaje para cada alternativa	35
Tabla 4. Ponderación parámetros 2	40
Tabla 5. Puntuación 2	40
Tabla 6. Cálculo de puntaje para cada alternativa 2	41
Tabla 7. Calibre de bolsa vs temperatura de selle	47
Tabla 8. Relación longitud de bolsa (L) vs velocidad (v)	47
Tabla 9. Relación, tamaño de bolsa vs desplazamiento estado uno	49
Tabla 10. Relación, tamaño de bolsa vs desplazamiento estado dos	52
Tabla 11 Variables para el variador de frecuencia	68
Tabla 12 Variables para el variador de frecuencia	70
Tabla 13. Ciclos de precortado y sellado	75
Tabla 14. Resultado análisis dinámico leva	84
Tabla 15 Diámetros mínimos requeridos	99
Tabla 16 Diámetros normalizados	100
Tabla 17 diámetros mínimos requeridos	124
Tabla 18. Deflexión Max Vs Diámetro	125
Tabla 19. Diámetros establecidos para el eje	126
Tabla 20. Manual de mantenimiento	154
Tabla 21. Talento humano.	157
Tabla 22. Equipos y software	157
Tabla 23. Gastos fungibles	158
Tabla 24. Otros gastos	158
Tabla 25. Total, egresos	159
Tabla 26. Costo total de la máquina	159
Tabla 27. Gastos por mano de obra	162
Tabla 28. Total, de ingeniería de proyecto. más costo máquina	162
Tabla 29. Evaluación financiera	163
Tabla 30. Ingresos y costos /unidad	164
Tabla 31. Amortización del crédito	164
Tabla 32. Flujo de caja	165
Tabla 33. Parametrización puntaje impacto ambiental	167

LISTA DE FIGURAS

	pág
Figura 1. Proceso de extrusión	20
Figura 2. Proceso de sellado	21
Figura 3. Objetivo del precortado en rollos	22
Figura 4. Propiedades del PEAD	24
Figura 5. Símbolo reciclaje PEAD	25
Figura 6. Características y propiedades del polietileno de alta densidad	26
Figura 7. Requerimientos conceptuales de diseño	29
Figura 8. Alternativa 1, Estructura	31
Figura 9. Alternativa 2, Estructura	32
Figura 10. Mecanismo de biela - manivela	36
Figura 11. Secuencia de movimientos, mecanismo biela-manivela	37
Figura 12. Mecanismo de leva seguidor	38
Figura 13. Secuencia de movimientos mecanismo leva seguidor	39
Figura 14. Numeración de rodillos	42
Figura 15. Estado uno de la máquina	44
Figura 16. Estado dos de la máquina	45
Figura 17. Secuencia de estados presentes en la máquina	46
Figura 18. Estado uno, mecanismo tensor	49
Figura 19. Estado dos, longitud uno mecanismo tensor	50
Figura 20. Estado dos, longitud dos, mecanismo tensor	51
Figura 21. Estado dos, longitud tres, mecanismo tensor	51
Figura 22. Diseño detallado	53
Figura 23. Transmisión 1 al 1.1	56
Figura 24. Cadena	58
Figura 25. Área de la película plástica enrollada 20x40	61
Figura 26. Rollo embobinado 20x40	62
Figura 27. Área de la película plástica enrollada 45x60	63
Figura 28. Rollo embobinado 45x60	64
Figura 29. Área de la película plástica enrollada 70x80	64
Figura 30. Rollo embobinado 70x80	65
Figura 31. Diámetro de los rodillos embobinados	66
Figura 32. Torque para rollos de 20x40	66
Figura 33. Torque para rollos de 45x60	67
Figura 34. Torque para rollos de 70x80	67
Figura 35. Sistema de halado	70
Figura 36. Rodillo 2 y 10 con recubrimiento de caucho.	73
Figura 37. Rodillo 9 4in	74
Figura 38. Diámetro círculo para la trayectoria de la cicloide	76

Figura 39. Construcción del perfil de la leva	77
Figura 40. Perfil de la leva	77
Figura 41. Dimensiones perfil de la leva	78
Figura 42. Leva con ranura	78
Figura 43. Leva	79
Figura 44. Seguidor	80
Figura 45. Base selladora y precortadora.	80
Figura 46. Análisis dinámico leva	82
Figura 47. Resultados análisis dinámico leva	83
Figura 48. Elevación leva	85
Figura 49. Velocidad lineal leva.	85
Figura 50. Angulo de presión leva	85
Figura 51. Fuerza del seguidor	86
Figura 52. Torque leva	86
Figura 53. Cuchilla de precorte	87
Figura 54. Transmisión del subsistema 2 al 2.2	88
Figura 55. Diagrama de cuerpo solido rígido	92
Figura 56. Plano y-x	93
Figura 57. Diagrama fuerza cortante	94
Figura 58. Diagrama momento flector	94
Figura 59. Plano Z-X	95
Figura 60. Diagrama fuerza cortante	96
Figura 61. Diagrama momento flector	96
Figura 62. Eje transmisión de halado	99
Figura 63. Longitud eje de halado	100
Figura 64. Transmisión del subsistema 2 al 2.3	102
Figura 65. Transmisión del motor 2 a la caja de velocidades	102
Figura 66. Diagrama de cuerpo solido rígido	114
Figura 67. Diagrama de cuerpo vista frontal	115
Figura 68. Diagrama de esfuerzo cortante	116
Figura 69. Diagrama momento flector	117
Figura 70. Diagrama de cuerpo solido plano z-x	118
Figura 71. Diagrama esfuerzo cortante 2	119
Figura 72 Diagrama momento flector 2	120
Figura 73. Eje 1	123
Figura 74. Eje1 Dimensiones longitudes	126
Figura 75. Eje 1 Dimensiones diámetros	127
Figura 76. Sistema tensor	130
Figura 77. Estados del sistema tensor	130
Figura 78. Rodillo sin motricidad tensor	131
Figura 79. Barra tensora	132

Figura 80. Tabla de coeficientes y exponentes para el cálculo de la resistencia ultima	134
Figura 81. Estructura conceptual.	138
Figura 82. Estructura por perfiles.	139
Figura 83. Soldadura critica.	140
Figura 84. Soldadura en T de chaflán sin penetración.	140
Figura 85. Viga soportante plataforma.	141
Figura 86. Rodillos sin motricidad.	143
Figura 87. Estado de cargas.	146
Figura 88. Desplazamiento del elemento.	147
Figura 89. Esfuerzo de Von Mises.	148
Figura 90. Estado uno de la máquina.	150
Figura 91. Subsistemas de la máquina.	153

LISTA DE ANEXOS

	pag
Anexo A. Selección de rodamientos SKF	176
Anexo B. Selección motor eléctrico 1/8hp.	177
Anexo C. Tablas selección cadena.	178
Anexo D. Selección rueda dentada phs 05b-1a25.	180
Anexo E. Selección rueda dentada phs 05b-1a36.	181
Anexo F. Selección variador de frecuencia.	182
Anexo G. Selección rodamientos skf.	183
Anexo H Selección motor eléctrico 1/2hp.	184
Anexo I. Selección rueda dentada phs 05b-1a19.	186
Anexo J. Selección rueda dentada phs 05b-1a76.	187
Anexo K. Selección rueda dentada phs 06b-1a19.	188
Anexo L. Selección rueda dentada phs 06b-1a25.	189
Anexo M. Selección rueda dentada phs 06b-1a38.	190
Anexo N. Tensor serie-t intermec.	191
Anexo O. Factor material cm.	192
Anexo P. Planos.	193

RESUMEN

El presente proyecto se realizó para obtener una máquina que permitiera el sellado y precortado del rollo de película plástica que produce la extrusora en la empresa Plásticos la Hogareña Bustos y Cia S en C.

En la actualidad la empresa está haciendo de forma separada este proceso por dos máquinas, lo cual genera un aumento en el tiempo de producción. A su vez, cuenta con una máquina precortadora la cual se encuentra en malas condiciones ya que el mantenimiento que se le aplica es mínimo y netamente correctivo.

El proyecto apuntó al diseño de una máquina que permita realizar el proceso de precorte y sellado, para el remplazo de las máquinas existentes. La máquina debe permitir la variación de las dimensiones de las bolsas, en tres tamaños fijos que son 20x40 cm, 45x60 cm y 70x80 cm y con la menor perdida de material posible por esta acción, la producción esperada es 18 rollos de película plástica precortados y sellados en turnos de 9 horas.

Se realizó el diseño conceptual y se seleccionó la alternativa de funcionalidad más económica y sencilla, y se seleccionó la leva como mecanismo de accionamiento de la plataforma de selle y precortado.

Luego de haber seleccionado las alternativas se procedió a realizar el diseño detallado de todos los sub sistemas de la máquina, y posteriormente se determinaron las dimensiones de los elementos. Se realizó el análisis por elementos finitos del eje que activa la plataforma sellante y precortante con el fin de verificar que bajo las condiciones críticas de operación el eje resiste.

Seguido a esto se realizaron los planos, los manuales y el análisis ambiental, y se concluyó que la máquina es viable porque cumple con las necesidades del cliente, y financieramente se recuperara la inversión y representa ganancias para el cliente.

Palabras claves: Sellado, Precortado, película, plástica, Bolsas.

INTRODUCCIÓN

Plásticos la Hogareña Bustos y Cia S en C. es una empresa dedicada a la fabricación de rollos de bolsas plásticas a partir de los procesos de extrusión, impresión, precorte, corte y selle de las mismas. Una parte de la línea de proceso de fabricación de estas bolsas es el precortado y sellado de las mismas, el cual actualmente en la empresa Plásticos la Hogareña Bustos y Cia. S en C, se está realizando de forma independiente por dos máquinas diferentes, lo cual conlleva a prolongar el tiempo de producción de los rollos de bolsas plásticas. A su vez, cuenta con una máquina precortadora la cual se encuentra en condiciones inadecuadas de servicio, máquina la cual fue construida de manera artesanal y que no realiza su labor de la forma adecuada.

Los desperdicios de material, tiempo y energía eléctrica representan una pérdida significativa para la empresa a la hora de realizar los procesos de precorte y selle de las bolsas. Al realizar ambos procesos por separado en dos máquinas independientes se dispone de un consumo extra de tiempo y energía eléctrica. Ambos procesos pueden llegar a realizarse en una sola máquina y en un solo paso, siendo esta la solución planteada para resolver el problema, diseñar una máquina precortadora y selladora de rollos de película plástica para la formación de rollos de bolsas para la empresa Plásticos la Hogareña Bustos y Cia S en C. siendo este también el objetivo principal de este proyecto.

Con el fin de cumplir el objetivo principal se plantean los siguientes objetivos específicos:

- Recolectar información del proceso de producción de bolsas existente en la empresa Plásticos la Hogareña Bustos y Cia S en C.
- Establecer parámetros y requerimientos de diseño para la máquina precortadora y selladora de rollos de película plástica.
- Establecer alternativas conceptuales para la máquina precortadora y selladora de película plástica.
- Seleccionar la alternativa de diseño más adecuada.
- Elaborar el diseño detallado de equipos y mecanismos que componen la máquina precortadora y selladora de película plástica.
- Analizar uno de los elementos críticos mediante el método de elementos finitos.
- Realizar los planos de fabricación de la máquina precortadora y selladora de rollos de película plástica para la formación de bolsas.
- Elaborar manuales de operación, mantenimiento y montaje de la máquina precortadora y selladora de película plástica.
- Hacer la evaluación financiera del proyecto.
- Realizar análisis ambiental.

El alcance final del proyecto es entregar a la empresa un diseño viable y confiable con el cual pueda reemplazar las dos máquinas existentes por una sola y que permita realizar de manera adecuada los procesos de precorte y selle de las bolsas. Así mismo, cumplir con todas las especificaciones y parámetros requeridos por la empresa tanto en diseño como en el terminado final del producto deseado.

Este proyecto cuenta con una parte analítica y una explicativa para el desarrollo del diseño y evaluación del mismo. Para tener un diseño correcto y completo se hará uso de las diferentes fuentes de información como lo son los libros, artículos y bases de datos de la biblioteca de la universidad o bibliotecas aliadas de la misma.

El desarrollo del proyecto se inicia con la búsqueda de información para analizar la situación actual de las máquinas de sellado y corte de bolsas, en medios de información como internet o libros los cuales sean actualizados y provengan de una fuente confiable. Se tiene en cuenta el cronograma establecido para poder lograr los objetivos planteados en el tiempo acordado.

Se establecerán los requerimientos funcionales y parámetros básicos para su correcto funcionamiento, se identificarán a partir de planos eléctricos y mecánicos para así hacer un diseño conceptual y conocer cuáles son las necesidades básicas.

Con esto se podrán obtener alternativas de solución que van a ir de la mano con la conceptualización de la máquina, luego serán evaluadas y se seleccionará la mejor, a la que se le realizarán todos los cálculos pertinentes de forma analítica para luego ser comparados con herramientas de diseño y simulación como lo son: Solid Edge, Inventor, NX. De esta forma se validará del todo la selección de la alternativa y analizarán los puntos críticos de más interés.

Con el diseño que se tendrá generado en este punto se elaborarán los manuales de instalación, operación y mantenimiento. Por último, se evaluará el impacto ambiental que tendrá la máquina y se realizará la evaluación financiera del proyecto.

Luego de haber sido desarrollados todos los puntos del proyecto con éxito se presentará toda la información analizada en el desarrollo del proyecto, al igual que todos los anexos, planos y manuales de forma documentada como es exigido por la universidad.

1. SITUACIÓN ACTUAL DEL PROBLEMA

1.1 LA EMPRESA

1.1.1 Historia. La empresa Plásticos la Hogareña, es una empresa dedicada a la fabricación, producción y comercialización de bolsas de polietileno de alta y baja densidad; la empresa cuenta con diversos procesos tales como de extrusión, sellado, precortado, cortado e impresión como su línea principal de producción.

La empresa plásticos la hogareña fue fundada en el año 1990 por Luis Duberney Patiño junto con su esposa Dora Alicia Bustos, al comienzo la empresa prestaba únicamente el servicio de corte, sellado y empaque de bolsas de basura con máquinas como cortadoras y selladoras manuales; teniendo como clientes y compradores principales a Productos Naturales de la Sabana (Alquería) y Productos Ramo.

Aspectos importantes como la calidad aplicada a sus productos y cumplimiento con sus clientes, ayudaron a que el nombre se posicionara entre la competencia de la zona en donde se encontraba ubicada la empresa; siguiendo con este patrón de calidad y mejoramiento continuo la empresa plásticos la hogareña en el año 1996 adquirió su primera selladora automática con el objetivo de poder acaparar un mercado más amplio y con mayor demanda en el área de los plásticos.

Plásticos la hogareña cuenta con un proceso detallado en donde son fabricantes en tres pasos; el primero es pasar la materia prima por una extrusora la cual crea rollos de película plástica, luego estos rollos son llevados a una máquina selladora y posteriormente a una máquina cortadora o precortadora.

La empresa se encuentra ubicada en su totalidad, tanto planta como oficinas, en la ciudad de Bogotá (Cundinamarca) en la localidad de Kennedy.

1.1.2 Procesos en la empresa. El principal objetivo de la empresa PLÁSTICOS LA HOGAREÑA BUSTOS Y CIA. S EN C. es producir bolsas de polietileno de alta y baja densidad, para lograr la producción de las bolsas es necesario seguir una secuencia de pasos.

Los procesos empleados en la empresa se desarrollan en tres pasos, en donde el primero es pasar la materia prima por una extrusora la cual crea rollos de película plástica, luego estos rollos son llevados a una máquina selladora y posteriormente a una máquina cortadora o precortadora.

1.1.2.1 Proceso de extrusión. Este es un proceso de transformación, en donde su objetivo principal es dar forma al plástico, elevando la temperatura para facilitar el moldeo. El proceso de extrusión inicia con la alimentación de la extrusora con la materia prima para la fabricación de bolsas de polietileno en forma de pellets en la tolva de alimentación, luego de esto, el material es calentado por medio de resistencias eléctricas que ayudan a elevar la temperatura del polietileno para que alcance una consistencia fluida y se facilite el movimiento del plástico que es transportado por un tornillo sin fin. El material es expulsado por una boquilla con geometría defina, posteriormente el material extruido con sección circular es soplado y refrigerado para que vuelva a su temperatura normal (Ver Figura 1).

Figura 1. Proceso de extrusión.



Fuente: Elaboración propia

1.1.2.2 Proceso de sellado. Es un proceso en donde se aplica calor con el fin de generar una fusión entre las dos caras del rollo de película plástica. En el tipo de selle, la aplicación utilizada para generar esta fusión es la que determina principalmente la calidad del sellado (Ver Figura 2).

Figura 2. Proceso de sellado.



Fuente: Elaboración propia

Tipo de máquinas utilizadas para el sellado.

- Selladoras térmicas: La duración del sellado se regula con un temporizador en función del material
- Selladoras térmicas de brazo largo: se caracteriza por la facilidad de utilización, es manual.
- Selladoras térmicas para ambientes médicos: su funcionamiento utiliza soldaduras herméticas de agua en tubos y bolsas de esterilización
- Sistema de embalaje con película termorretractil: suelda a partir de una bobina mono plegada.
- Selladora automática: termo soldadora resistente por impulsos, de funcionamiento automático o manual.
- Termo sellador automático con control de temperatura: su funcionamiento cuenta con accesorios que impulsan con anclaje magnético; es utilizada para bolsas pesadas como las de policelofilm.

- Selladoras de banda automática: se puede encontrar acondicionadas para la parte de alimentación en dos diferentes formas, horizontal y vertical dependiendo de su aplicación.
- Selladora eléctrica de pedal: esta máquina utiliza una níquelina que actúa como resistencia eléctrica.
- Máquina con banda horizontal: las mordazas que interactúan con el material son las encargadas de realizar el sellado.
- Sellado vertical: son especialmente para rollos de película plástica de un peso menor a 20 kgf

1.1.2.3 Proceso de precortado. Es un proceso en donde se hace pasar una cuchilla con la finalidad de generar una línea de puntos para debilitar el material de la película de polietileno, así a la hora de hacer uso de la bolsa sea más fácil su desprendimiento del rollo. (Ver Figura 3).

Figura 3. Objetivo del precortado en rollos.



Fuente: BOLSAPO [en línea] Colombia [citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <
<https://www.pinterest.es/pin/352266002083172938/>>

1.2 MERCADO DE SELLADO Y PRECORTADO DE BOLSAS

En el mercado también se puede encontrar máquinas que realizan estos dos procesos en uno solo; las industrias más conocidas por la fabricación y comercialización de estas son las siguientes:

- XL Plastics es una compañía encargada de realizar la transformación del plástico mediante diferentes procesos, también es líder fabricante de equipos que realizan estas transformaciones como extrusoras, cortadoras, impresoras, precortadoras, selladoras entre otras.¹
- MamataMachineryPrivateLimited son fabricantes universales de máquinas que fabrican bolsas, y selladoras de estas. Está ubicada en Ahmedabad, Guajarat India.
- NPTI New P.T. Industries son fabricantes y surtidores de máquinas de corte, precorte y sellado de bolsas plásticas.²
- Laxmi Industries son fabricantes de máquinas automáticas que realizan sellado horizontal de bolsas plásticas, extrusoras y precortadoras; están ubicados en Nueva Delhi India
- S & S Packaging Machines se encuentra entre los fabricantes y distribuidores principales de máquinas y equipos productores de bolsa plástica, su ubicación actual es en Tanzania, Kenia, Dubái, Ghana y Bangladés caracterizándose por hacer uso del ultra-grado de materia prima que garantiza el rendimiento deseado³
- Poly Flex Industries “Dentro de un lapso corto, somos conocidos como principal fabricante y mayorista de máquinas de corte, precorte e impresión de bolsas plásticas”⁴, están ubicados en la India.

1.3 MATERIAPRIMA

La materia prima empleada para el desarrollo y producción de bolsas es el polietileno, más específicamente el polietileno de alta densidad (PEAD).

¹XLPLASTICS [en línea] Vadodara (India) [citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <<https://www.xlplastics.com>>

²INDIMART [en línea] Delhi (India) [citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <<https://www.indiamart.com/newptindustries>>

³SSPACKMACHINE [en línea] Kathwada (india) [citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <<http://www.sspackmachine.com>>

⁴POLYFLEXINDUSTRIES [en línea] (India) [citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <<http://www.polyflexindustries.in>>

El polietileno de alta densidad es un termoplástico semicristalino, formado por cadenas de etileno, del cual recibe su nombre, es un polímero olefinico y su fórmula química es $(-CH_2-CH_2-)_n$. Es un plástico incoloro, inoloro, no tóxico, fuerte y muy resistente a productos químicos y a deformaciones mecánicas, se destaca a la vez por su bajo costo.⁵ (Ver figura 4).

Figura 4. Propiedades del PEAD

Polietileno	Cristalinidad	Densidad	Punto de fusión
	%	gramos/cm ³	°C
Alta densidad	80 – 95	0,94 a 0,97	hasta 135

Fuente: <http://www.textoscientificos.com/polimeros/temperatura>

Es químicamente uno de los polímeros más requerido, hecho que facilita su utilización en una gran variedad de sectores, en general es muy resistente a las bajas temperaturas, a la tensión, compresión y tracción. Es un material de baja densidad en comparación con metales u otros materiales, no es tóxico, es impermeable y se utiliza principalmente en el sector alimenticio.⁶ Las principales aplicaciones del polietileno de alta densidad son: bolsas para mercancía, bolsas para basura, botellas para leche y yogurt, cajas para transporte de botellas, envases para productos químicos, envases para jardinería, detergentes y limpiadores, frascos para productos cosméticos y capilares, recubrimientos de sobres para correo, sacos para comestibles, aislante de cable y alambre, contenedores de gasolina, entre otros.⁷

El polietileno de alta densidad antes de su procesamiento viene en presentación de pellets de un tono blanco o lechoso, una vez depositados en la tolva, fundidos y extruidos sin la aplicación de pigmentos toma una apariencia transparente y un poco lechosa. La película plástica surgida de este proceso tiene como aplicación principal la formación de bolsas para ser utilizadas en los supermercados para el almacenamiento individual de frutas y verduras. Una de las ventajas con las que

⁵TEXTOS CIENTIFICOS [en línea] junio 2005 -[citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <<http://www.textoscientificos.com/polimeros/temperatura>>

⁶PIÑEROS, Sergio. Diseño de una máquina precortadora selladora para la automatización de los procesos de extrusión, sellado y precortado de bolsas de polietileno (pead), Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bogotá DC: Fundación universidad de América, 2013. 20-38 p

⁷TEXTOS CIENTIFICOS [en línea] [citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <<http://www.textoscientificos.com/polimeros/temperatura>>

cuenta este polímero es su reutilización, su caracterización comercial de reciclaje es identificado por el número 2, el proceso de reciclaje es simple, se debe separar de otros materiales, posteriormente se tritura para la formación de pellets, se lava con agentes químicos para eliminar toda impureza, y por último es mezclado con el producto nuevo o virgen, hasta en un máximo del 50%.⁸ (Ver figura 5).

Figura 5. Símbolo
reciclaje PEAD



Fuente:

<http://www.recicla.com/?p=593>

El polietileno de alta densidad es un material de poca elasticidad, pero con una gran resistencia y dureza, logando así que las bolsas puedan cargar grandes pesos con un mínimo espesor y sin ningún tipo de deformación. Por otra parte, cuando la carga es más de volumen que de peso es aconsejable utilizar polietileno de baja densidad, ya que es un material más maleable y con mejor elasticidad.⁹

A continuación, se muestran características físico-mecánicas de polietileno de alta densidad. (Ver figura 6).

⁸TEXTOS CIENTIFICOS[en línea] [citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <<http://www.textoscientificos.com/polimeros/temperatura>>

⁹RECICLA[en línea] [citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <<http://www.recicla.com/?p=593>>

Figura 6. Características y propiedades del polietileno de alta densidad

Características y propiedades del Polietileno de alta densidad				
PROPIEDAD	UNIDAD	PE - 63	PE - 80	PE - 100
Densidad	Gr. / Cm ³	0.940-0.945	0.945-0.956	0.957-0.961
Índice de Fluidez (MFR) 190°C/ 5 Kg	Gr. / 10 min	0.6-0.8	0.3	0.4
Contenido negro de humo	%	2.0-2.5	2.0-2.5	2.0-2.5
Resistencia a la Tracción	MPa	18-20	20-23	23-25
Resistencia a la Flexión	MPa	18	18	23
Módulo Tensil	MPa	>600	1000	900
Tensión de Diseño (σ)	MPa	5	6.3	8
Mínimo Esfuerzo Requerido (MRS)	MPa	>8	>8	>10
Alargamiento de Rotura	%	>600	>600	>600
Coefficiente de dilatación lineal	Mm/m°C	0.17-0.20	0.17-0.20	0.20
Temperatura de fragilidad	°C	<-70	<-70	<-70
Dureza Shore a 20°C	escala D	59	59	59

Fuente. <http://www.tigre.pe/Download/Archive/221230>

1.4 SITUACIÓN ACTUAL DEL PROCESO

Una parte de la línea de proceso de fabricación de estas bolsas es el precortado y sellado de las mismas, el cual actualmente en la empresa Plásticos la Hogareña Bustos y Cia S en C, se está realizando de forma independiente por dos máquinas diferentes, lo cual conlleva a prolongar el tiempo de producción de los rollos de bolsas plásticas. A su vez, cuenta con una máquina precortadora la cual se encuentra en condiciones inadecuadas de servicio. Fue construida de manera artesanal sin cálculos ni planos hace 20 años aproximadamente y no realiza su labor de la forma adecuada. Además, la precortadora se encuentra en malas condiciones ya que el mantenimiento que se le aplica es mínimo y netamente correctivo.

El funcionamiento de la precortadora depende de la longitud de la bolsa plástica a sellar y precortar, ya que, la velocidad de salida del reductor de potencia se ajusta de acuerdo a esta medida. Dado lo anterior, se afecta la longitud de las bolsas al inicio de cada proceso, debido a que al ajustar esta velocidad se realizan precortados sin precisión.

1.5 PROPUESTA DE SOLUCIÓN

La propuesta de solución a la problemática anteriormente expuesta, consiste justamente en el diseño de una máquina precortadora y selladora de rollos de película plástica para la formación de rollos de bolsas plásticas. Con la cual se pretende reemplazar la máquina precortadora actual de la empresa y que pueda cumplir a su vez la función del sellado sin que sea necesario el uso de otro equipo. Se propone una máquina que reciba rollos de película plástica traídos desde una extrusora y que entregue rollos de bolsas ya formadas, selladas y precortadas, realizando esta labor en una o dos fases dependiendo de los parámetros de diseño. Para que posteriormente el rollo pueda ser empacado y despachado a donde sea requerido. A su vez permita un cambio de configuración para cada tipo de bolsa, sin esperar una pérdida de material grande por esta acción; garantizando un tamaño de bolsa uniforme en el rollo.

2. PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS DE DISEÑO

El alcance del proyecto será el diseño de una máquina precortadora y selladora de rollos de película plástica para la formación de bolsas plásticas.

El diseño de una máquina precortadora y selladora de rollos de película plástica cuenta con diversos procesos, los cuales son la entrada del rollo de película plástica, el precortado, el sellado y el retiro de este.

Los requerimientos de diseño de la máquina precortadora y selladora de rollos de película plástica, se elegirán teniendo presente las condiciones dadas por la empresa PLÁSTICOS LA HOGAREÑA BUSTOS Y CIA. S EN C en cuanto a dimensiones y producción; además de los requerimientos del cliente.

Los parámetros y requerimientos más importantes a tener en cuenta para el correcto diseño de la máquina son:

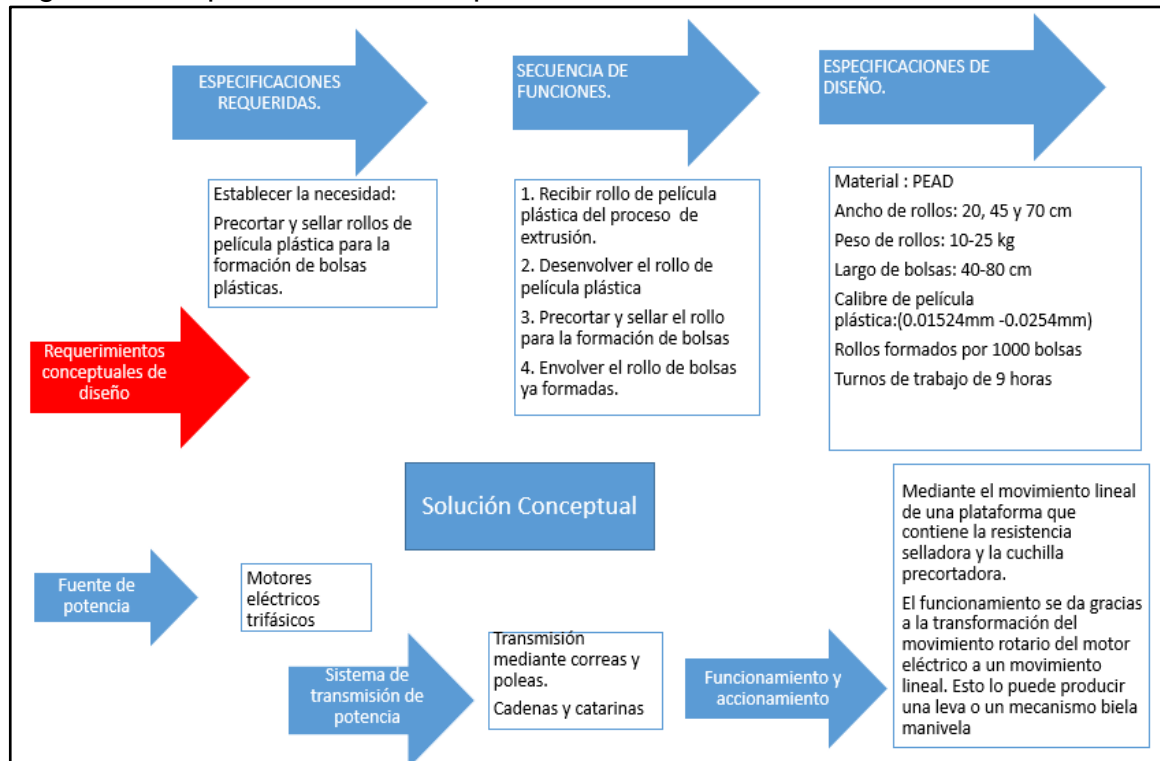
- El espacio dispuesto por la empresa para la máquina es de 3,5m por 3m
- El material de los rollos de película plástica es polietileno de alta densidad (PDAD).
- El ancho de los rollos tendrá una medida de 20, 45 y 70 cm; con un peso estándar de entre 10 y 25 kilogramos fuerza.
- El ancho x largo de las bolsas a precortar y sellar son de tres tamaños; 20x40 cm, 45x60 cm, 70x80 cm.
- El calibre de la película plástica estará entre 0,6 y 1,0 milésimas de pulgada. (0.01524mm -0.0254mm)
- La producción diaria necesaria de rollos de bolsas plásticas es de 18 rollos, con un rango de peso entre 180 a 450 kgf, en un turno de 9 horas al día.
- La máquina recibe rollos de película plástica y entrega rollos de bolsas plásticas selladas y precortadas.
- La alimentación de estos rollos de película plástica será manual.
- La empresa cuenta con un stock rodillos los cuales suministrara para el uso de la máquina

3. DISEÑO CONCEPTUAL

El diseño conceptual de la máquina consiste en dar a conocer parámetros básicos y funcionales; con el fin de conocer los elementos básicos de funcionamiento y así elaborar posteriormente un diseño más detallado.

Se establece la funcionalidad de una máquina capaz de sellar y precortar bolsas plásticas a la vez en un solo paso, de material conocido el cual es polietileno de alta densidad. Por consiguiente es requerido que la máquina reciba rollos de película plástica previamente formados y enrollados mediante un proceso de extrusión con el cual cuenta la empresa actualmente. En la figura 7 se puede observar de manera detallada los requerimientos conceptuales del diseño.

Figura 7. Requerimientos conceptuales de diseño



Fuente: Elaboración propia

La máquina debe contar con dos rodillos dispuestos para ubicar los rollos de película plástica sin procesar y el rollo de bolsas ya formadas, también debe contar con una plataforma que realice el precorte y selle, a su vez un mecanismo que accione esta plataforma. La máquina debe contar con una serie de rodillos

para guiar y halar la película plástica en su recorrido por la máquina. Por último, es indispensable una estructura que soporte los elementos requeridos. A la hora del selle y precorte, la línea de película plástica se detendrá por un instante de tiempo, para evitar desgarramientos en la película es necesario un mecanismo que tense y destense la misma. Esto con el propósito de que la máquina continúe operando sin necesidad de que se detenga en cada precorte y selle.

En el siguiente capítulo se podrá observar el análisis, planteamiento y selección de alternativas de las diferentes posibilidades de diseño que cumplan con el concepto establecido en el presente capítulo.

4. PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO

La finalidad de realizar un análisis a las posibles alternativas que den solución al problema planteado anteriormente, es poder seleccionar de manera objetiva las opciones más viables las cuales se plantean.

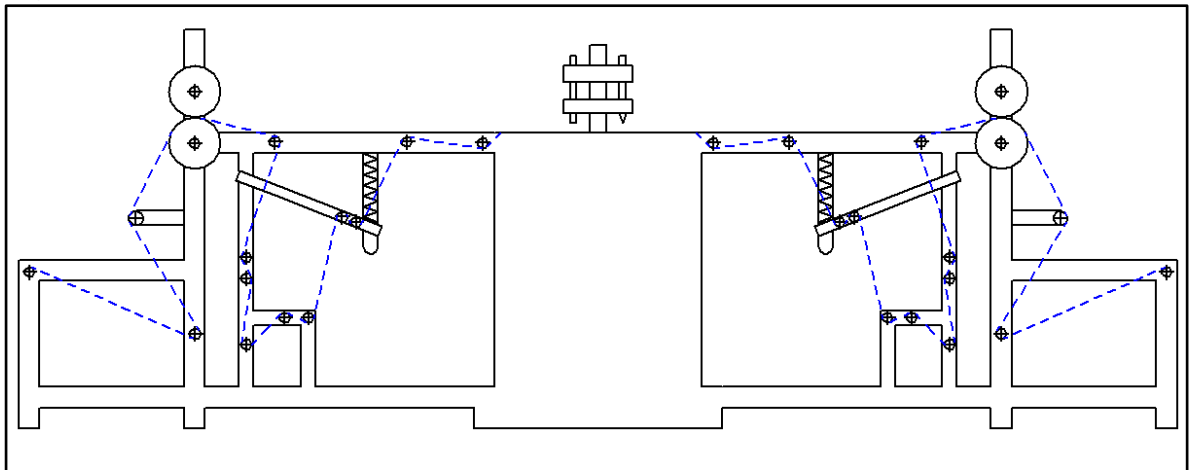
Mediante un estudio e investigación de sistemas y máquinas actualmente existentes en el mercado, se toman ideas de las posibles alternativas y soluciones. De igual manera, mediante el estudio y observación de las máquinas disponibles en la empresa Plásticos La Hogareña. Gracias a esto se cuenta con una idea clara del posible diseño funcional de la máquina precortadora y selladora, teniendo en cuenta puntos críticos, complicaciones y dificultades actuales con las cuales cuentan las máquinas.

4.1 ALTERNATIVAS DE DISEÑO

A continuación se plantean propuestas del tipo de diseño a emplear en la máquina precortadora y selladora de rollos de película plástica. Con base en diseños de máquinas existentes de función similar se proponen dos alternativas para seleccionar la estructura soportante, el recorrido de la película plástica, y la ubicación de los rodillos enrollantes y desenrollantes.

4.1.1 Alternativa 1

Figura 8. Alternativa 1, Estructura.



Fuente: Elaboración propia

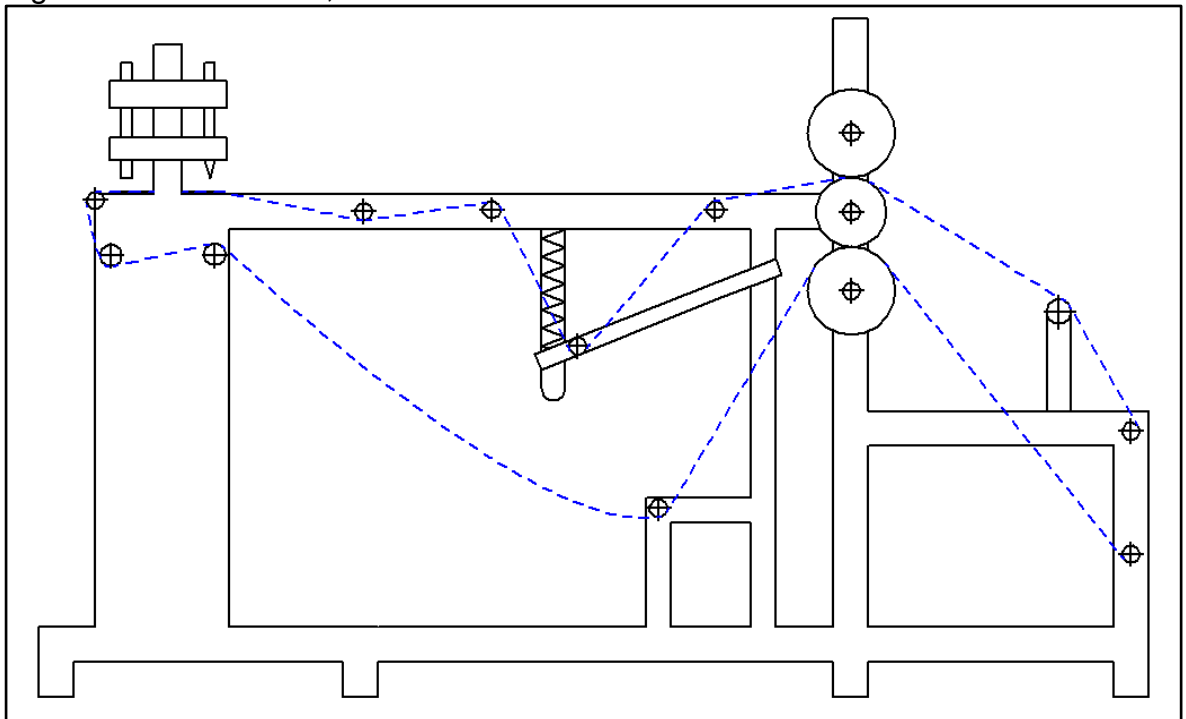
La alternativa 1 propuesta consiste básicamente en un sistema de desenrollamiento y enrollamiento ubicados cada uno de estos en los extremos

opuestos de la estructura metálica soportante. El rollo de película a convertir en bolsas se ubica en el rodillo ubicado en el extremo izquierdo de la máquina (Ver Figura 8), y se va desenrollando de tal forma que recorra el camino descrito por la línea azul punteada, pasando por la plataforma de selle y precorte, y enrollarse de nuevo al costado derecho de la máquina.

La plataforma sellante y precortante se encuentra ubicada en el centro de la estructura y permite el paso de la película plástica de un lado hacia el otro de forma lineal constante. Esta alternativa de diseño cuenta con la desventaja de llegar a poseer 2 cajas reductoras y 3 motores eléctricos trifásicos para un adecuado funcionamiento. Dos motores están encargados del enrollamiento y desenrollamiento de la película plástica, y un tercero encargado de mover el mecanismo de la plataforma. También requiere muchos rodillos tensionantes y ocupa bastante espacio y material para su construcción. Se destaca por su practicidad y robustez, le permite a la película plástica un recorrido continuo y libre.

4.1.2 Alternativa 2

Figura 9. Alternativa 2, Estructura.



Fuente: Elaboración propia

La alternativa 2, como se observa en la Figura 9, cuenta con una estructura que permite el enrollamiento y desenrollamiento de la película plástica al mismo lado de la estructura. El rollo de película a convertir en bolsas se ubica en el rodillo ubicado en la parte inferior del extremo derecho, para que al desenrollarse siga la trayectoria descrita por la línea punteada azul hasta llegar a su destino ubicado en el costado derecho en la parte superior.

Esta opción de diseño solo tiene una caja reductora y 2 motores eléctricos. Es simple de fabricar al ser pequeña y requiere menos material que la opción 1.

La película plástica recorre poca distancia, pero al ser compacta la máquina existe el posible riesgo de interferencia de la película entre sí o con algún otro elemento. Al ser más compacta se requiere de menos rodillos tensores siendo esto una característica favorable.

Los parámetros para evaluar cada alternativa son:

Número de mecanismos: este parámetro se refiere a la cantidad de mecanismos que tiene cada diseño de máquina. Se dará una calificación de 9 a la alternativa que tenga la menor cantidad de mecanismos y una calificación de 1 al que tenga más.

Estandarización: este parámetro evalúa la cantidad de elementos mecánicos fabricados con una referencia global. Se dará una calificación de 9 a la alternativa con mayor cantidad de elementos mecánicos estandarizados y una calificación de 1 a la alternativa con menor cantidad de elementos estandarizados.

Costo: este parámetro da referencia de que tan costoso será la fabricación de la alternativa en cuanto a elementos mecánicos y ensamble de la máquina. Se dará una calificación de 9 a la alternativa en la cual los costos de fabricación y ensamble estimados sean más bajos y 1 a la alternativa en donde estos sean más altos.

Mantenimiento: este parámetro tiene en cuenta la facilidad de realizar el mantenimiento de la máquina, y el tiempo que requiere este. Se dará un valor de 9 a la alternativa con mayor facilidad y poco tiempo de aplicación de mantenimiento y 1 a la alternativa con más dificultad y mayor tiempo en la aplicación del mantenimiento.

4.1.3 Evaluación Alternativas de diseño. Para la evaluación de las alternativas se realiza un método de selección por scoring o puntuación. Este método tiene como principio el uso de una función de valor para cada parámetro y alternativa. Permite la selección equitativa y compensatoria de la alternativa más viable, es un método sencillo de aplicar y de gran utilización alrededor del mundo.

A continuación, se asigna una ponderación para cada criterio mediante el empleo de una escala de 5 puntos.

- 1 = muy poco importante
- 2 = poco importante
- 3 = Importancia media
- 4 = algo importante
- 5 = muy importante

Tabla 1. Ponderación parámetros.

Parámetros	Ponderación
Número de mecanismos	4
Estandarización	5
Costo	3
Mantenimiento	3

Fuente: Elaboración propia

A continuación, se establece un rating de satisfacción para cada parámetro de selección empleando una escala de 9 puntos:

1 = extra bajo; 2 = muy bajo; 3 = bajo; 4 = poco bajo; 5 = medio; 6 = poco alto; 7 = alto; 8 muy alto; 9 = extra alto.

Tabla 2. Puntuación.

Parámetro	Alternativa 1	Alternativa 2
Número de mecanismos	2	8
Estandarización	7	7
Costo	3	6
Mantenimiento	2	4

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3. Cálculo de puntaje para cada alternativa

	Ponderación	Alternativa 1	Alternativa 2
Número de mecanismos	4	8	32
Estandarización	5	35	35
Costo	3	9	18
Mantenimiento	3	6	12
Puntuación total	-	58	97

Fuente: Elaboración propia

La alternativa 2 obtuvo la mayor puntuación, por tanto, es la más recomendable y aconsejable. Esta alternativa se adapta mejor a las necesidades de la empresa, así como a las facilidades de diseño, fabricación y montaje de la misma, se contempla que cuenta con un número considerablemente menor de piezas y mecanismos, lo cual lo hace más económica y de fácil diseño y mantenimiento. Esta alternativa se destaca también por el menor recorrido que realiza la película plástica, minimizando los riesgos de fisura de la película. Al contar únicamente con dos motores en vez de tres disminuye el consumo de energía eléctrica por parte de la empresa.

4.2 ALTERNATIVAS DE MECANISMO PRINCIPAL DE ACCIONAMIENTO.

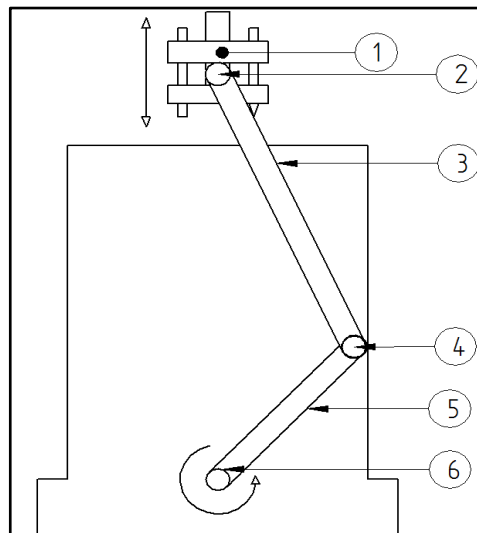
Selección tipo de mecanismo conversor de movimiento rotacional a lineal necesario para cumplir la función de sellado y precortado de la máquina precortadora y selladora de rollos de película plástica.

Para diseñar una máquina es importante seleccionar los mecanismos que componen esta, se seleccionan a partir de las operaciones necesarias para el funcionamiento de la máquina, por consiguiente, los mecanismos que más cumplen a los movimientos y funciones esperados se muestran a continuación:

4.2.1 Mecanismo de biela-manivela. El mecanismo de biela manivela tiene como objetivo transformar el movimiento circular o rotacional en movimiento lineal. El mecanismo esta formado por tres elementos fundamentales que son: émbolo o pistón (1) que hace un movimiento lineal y por lo general es el encargado de realizar la operación objetivo del mecanismo, la biela (3) es un elemento rígido y de mayor longitud que ayuda a unir la manivela y el émbolo, la manivela (5) es otro elemento tipo palanca que gira con un punto al eje de rotacion y el otro extremo va conectado a la cabeza de la biela, estos elementos van conectados por medio de pines o pasadores (2,4,6).

Este mecanismo es reversible lo que quiere decir que el movimiento de entrada puede estar dado desde el émbolo a la manivela. (ver figura 10).

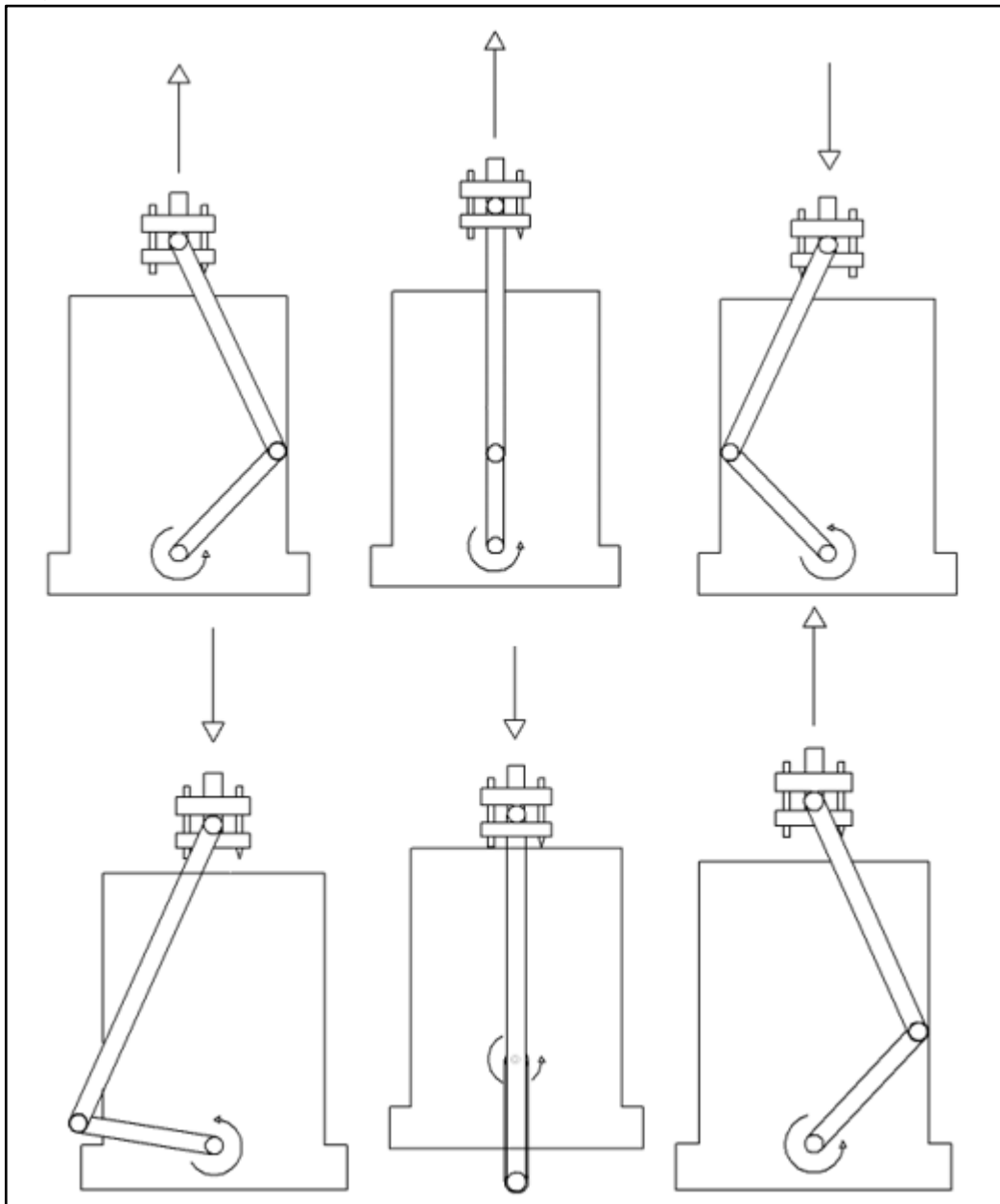
Figura 10. Mecanismo de biela - manivela



Fuente: Elaboración propia

A continuacion se ve la secuencia de moviminetos realizados por el mecanismo biela-manivela (ver figura 11)

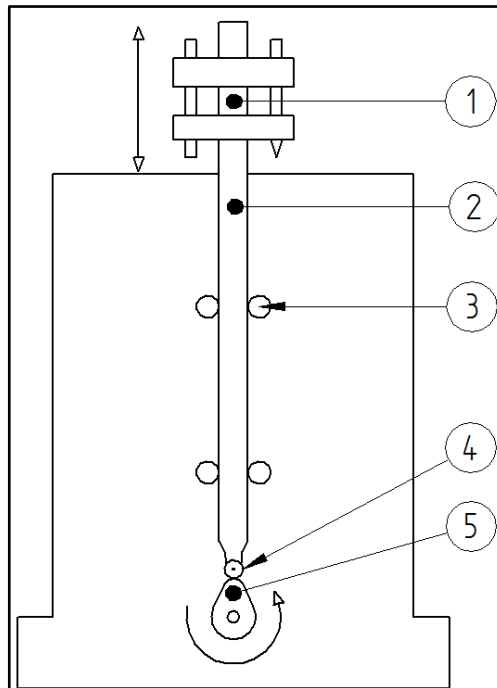
Figura 11. Secuencia de movimientos, mecanismo biela-manivela



Fuente: Elaboración propia

4.2.2 Mecanismo de leva y seguidor. Su razón de ser es transformar un movimiento rotacional en uno lineal oscilante para cumplir una función determinada. Una leva (5) es un elemento mecánico que sirve para impulsar, por contacto puntual o línea, a otro elemento llamado seguidor (2) para que este desarrolle un movimiento específico; también cuenta con elementos mecánicos como el rodillo (4), este elemento es el encargado de hacer contacto puntual con la leva, el bastidor (3) que es una estructura o armazón encargado de sostener el seguidor, y por último el embolo o piston (1) , es el encargado de realizar la operación objetivo del mecanismo.¹⁰ Este mecanismo se caracteriza por no ser reversible, es decir el movimiento solo lo puede transmitir la leva al seguidor, no al contrario. (Ver figura 12).

Figura 12. Mecanismo de leva seguidor

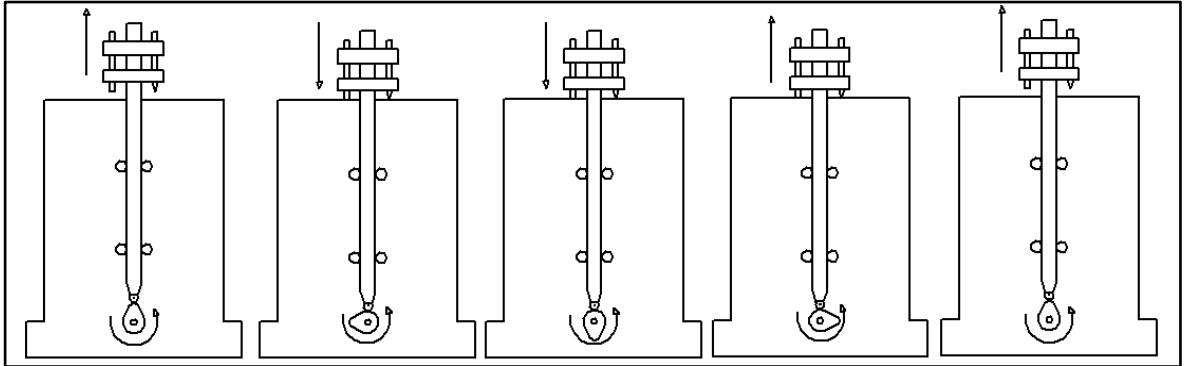


Fuente: Elaboración propia

¹⁰UTP (Universidad tecnológica de Pereira), Mecanismos de leva y seguidor [en línea] julio 2012 - [citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <<http://blog.utp.edu.co/adriamec/files/2012/07/LECCI%C3%93N-11-MECANISMOS-DE-LEVA-Y-SEGUIDOR.pdf>>

A continuación en la figura 13, se ve la secuencia de movimientos realizados por el mecanismo leva-seguidor

Figura 13. Secuencia de movimientos mecanismo leva seguidor



Fuente: Elaboración propia

Los parámetros para evaluar cada mecanismo son:

Número de piezas: este parámetro se refiere a la cantidad de elementos mecánicos que tiene el mecanismo. Se dará una calificación de 9 al mecanismo que tenga menor cantidad de elementos mecánicos y una calificación de 1 al que tenga más elementos mecánicos.

Estandarización: este parámetro evalúa la cantidad de elementos mecánicos fabricados con una referencia global. Se dará una calificación de 9 al mecanismo con mayor cantidad de elementos mecánicos estandarizados y una calificación de 1 al mecanismo con menor cantidad de elementos estandarizados.

Costo: este parámetro nos da una referencia de que tan costoso será la fabricación de los elementos y el ensamble del mecanismo. Se dará una calificación de 9 al mecanismo en el cual los costos de fabricación y ensamble estimados sean más bajos y 1 a la alternativa en donde estos sean más altos.

Mantenimiento: este parámetro tiene en cuenta la facilidad de realizar el mantenimiento en el mecanismo, y el tiempo que requiere este, se dará un valor de 9 a la alternativa con mayor facilidad y poco tiempo de aplicación de mantenimiento y 1 a la alternativa con más dificultad y mayor tiempo en la aplicación del mantenimiento.

4.2.3 Evaluación Alternativas de mecanismo principal de accionamiento. La asignación de una ponderación para cada criterio mediante el empleo de una escala de 5 puntos.

- 1 = muy poco importante
- 2 = poco importante
- 3 = Importancia media
- 4 = algo importante
- 5 = muy importante

Tabla 4. Ponderación parámetros 2

Parámetros	Ponderación
Número de piezas	4
Estandarización	5
Costo	3
Mantenimiento	3

Fuente: Elaboración propia

A continuación, se establece un rating de satisfacción para cada parámetro de selección empleando una escala de 9 puntos:

1 = extra bajo; 2 = muy bajo; 3 = bajo; 4 = poco bajo; 5 = medio; 6 = poco alto; 7 = alto; 8 muy alto; 9 = extra alto.

Tabla 5. Puntuación 2

Parámetro	Biela manivela	Leva-seguidor
Número de piezas	6	4
Estandarización	4	6
Costo	5	4
Mantenimiento	4	6

Fuente: Elaboración propia

Tabla 6. Cálculo de puntaje para cada alternativa 2.

Parámetro	Ponderación	Biela manivela	Leva-seguidor
Número de piezas	4	24	16
Estandarización	5	20	30
Costo	3	15	12
Mantenimiento	3	12	18
Total	-	71	76

Fuente: Elaboración propia

La alternativa 2 del mecanismo leva seguidor, obteniendo la puntuación más alta es la seleccionada para ser la encargada de accionar el proceso de precorte y selle de la máquina. Este mecanismo se adapta con mayor facilidad a la máquina, facilitando a su vez su diseño, montaje y operación. Supone menores riesgos para los operarios ya que no cuenta con elementos giratorios ubicados al exterior de la máquina. Su mantenimiento y montaje son más sencillos que la opción de biela-manivela. Pese a poseer mayor cantidad de elementos mecánicos, una gran parte de estos son estandarizados y no representan mayor dificultad para su diseño o selección.

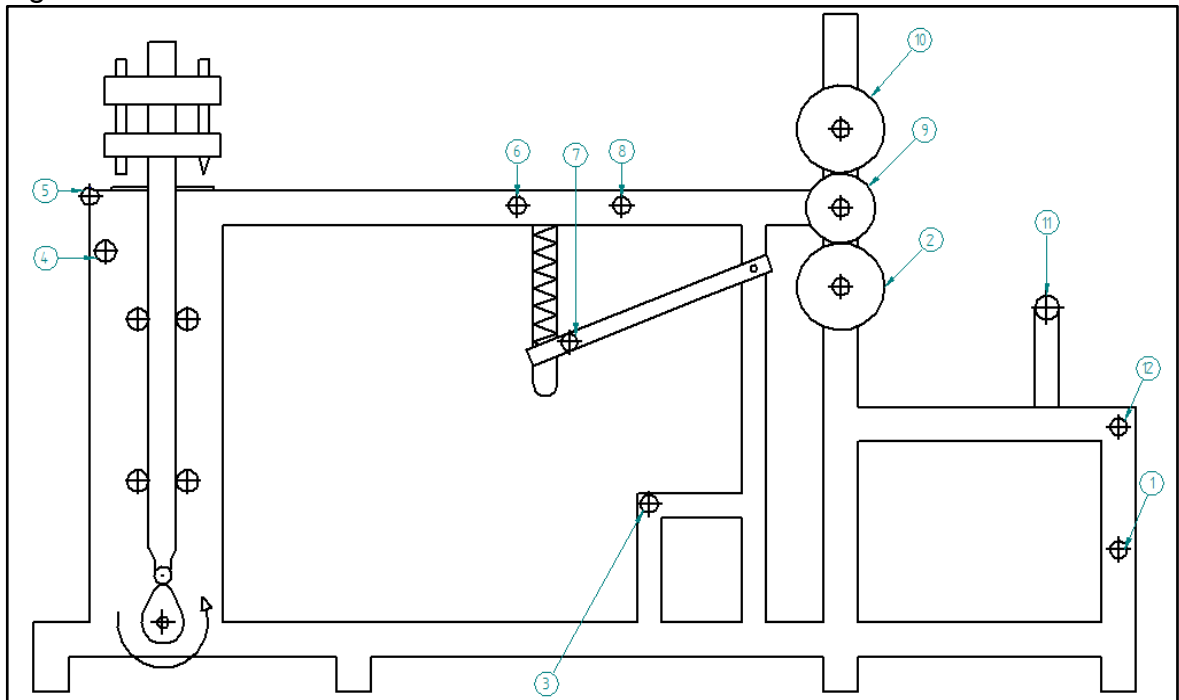
5. DISEÑO FUNCIONAL

Una vez seleccionadas las alternativas más viables se procede al diseño funcional, donde se ilustra de manera gráfica y analítica la funcionalidad de la máquina y sus mecanismos.

5.1 UBICACIÓN DE RODILLOS.

Los rodillos son distribuidos y ubicados a lo largo de la máquina con el objetivo de que cumplan la función de mantener lo más firme y guiada la película plástica

Figura 14. Numeración de rodillos



Fuente: Elaboración propia

La función que cumple cada rodillo se describe a continuación. (Ver figura 14).

Rodillo 1, diámetro 2.54 cm, en este rodillo estará ubicado el rollo de película plástica sin sellar y precortar que proviene de la extrusora y cuyo montaje se realiza de forma manual.

Rodillo 2 y 10 diámetro 4.16 cm, estos son los rodillos de halado los cuales son los encargados de arrastrar la película plástica para hacerla llegar a la plataforma. Estos rodillos son de caucho para poder tener una adherencia a la película.

Los rodillos 3, 4 de diámetro 5 cm, cumplen con la función de guía y de mantener estable la trayectoria de la película plástica en su recorrido.

Rodillo 5, de diámetro 5 cm, permite que la película plástica realice el giro requerido para que se dirija en línea recta a la plataforma de selle y precorte.

Los rodillos 6 y 8 de diámetro 5cm, hacen parte del sistema de tensión de la película plástica, guían la película en su recorrido.

El rodillo 7 de diámetro 1.5 cm es el rodillo que permite la tensión y des tensión de la película plástica, este es rodillo que asciende y desciende al momento que la película es atrapada por la plataforma.

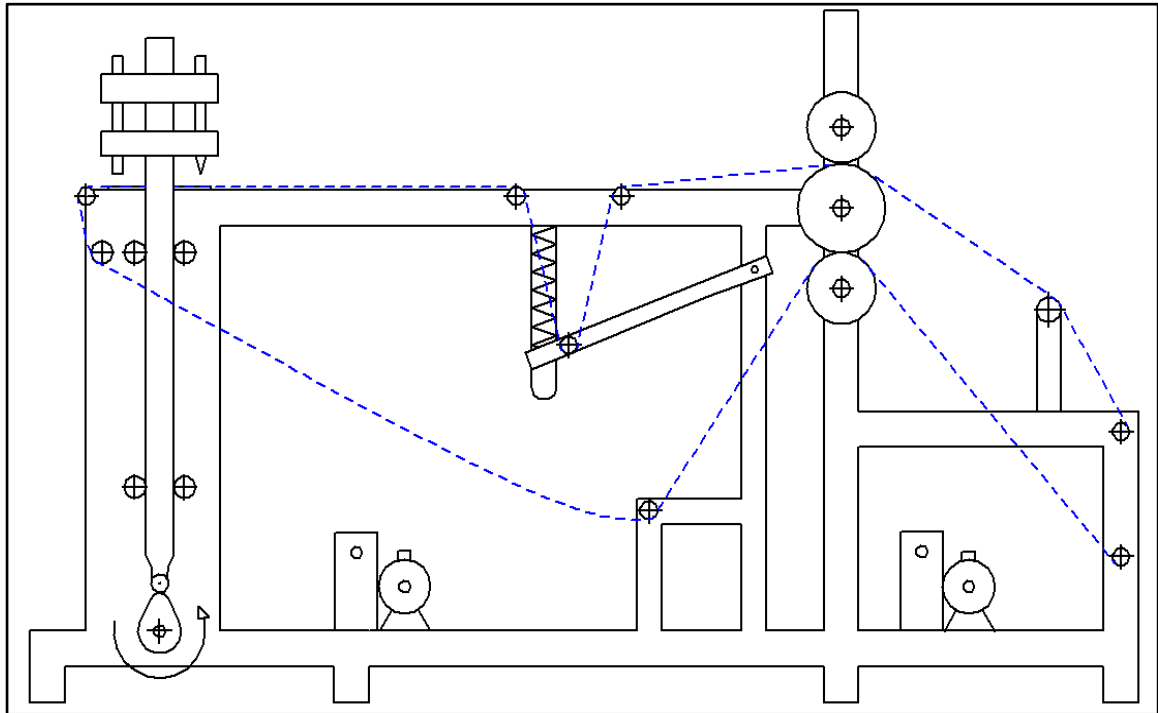
Rodillo 9 de diámetro 8,89 cm, pertenece al sistema de halado de la película plástica, este rodillo permite el halado hacia la plataforma y desde esta hacia el rodillo final de embobinado.

Rodillo 11 de 5 cm, cumple la función de guiar la película plástica evitando que esta se desplace hacia los lados y que el enrollamiento sea lo las recto y parejo posible.

Rodillo 12 de 2.54 cm de diámetro es donde va ubicado el producto terminado de bolsas plásticas ya selladas y precortadas.

Las dimensiones dadas para todos y cada uno de los rodillos son dadas con base en las dimensiones usadas por la empresa en sus diferentes máquinas de extrusión. Como se menciona en los parámetros La empresa cuenta con un stock de rodillos destinados para ser utilizados en las diferentes máquinas que utiliza. Los rodillos se ha comprobado que trabajan de manera eficiente y en las extrusoras no se ha presentado inconveniente alguno.

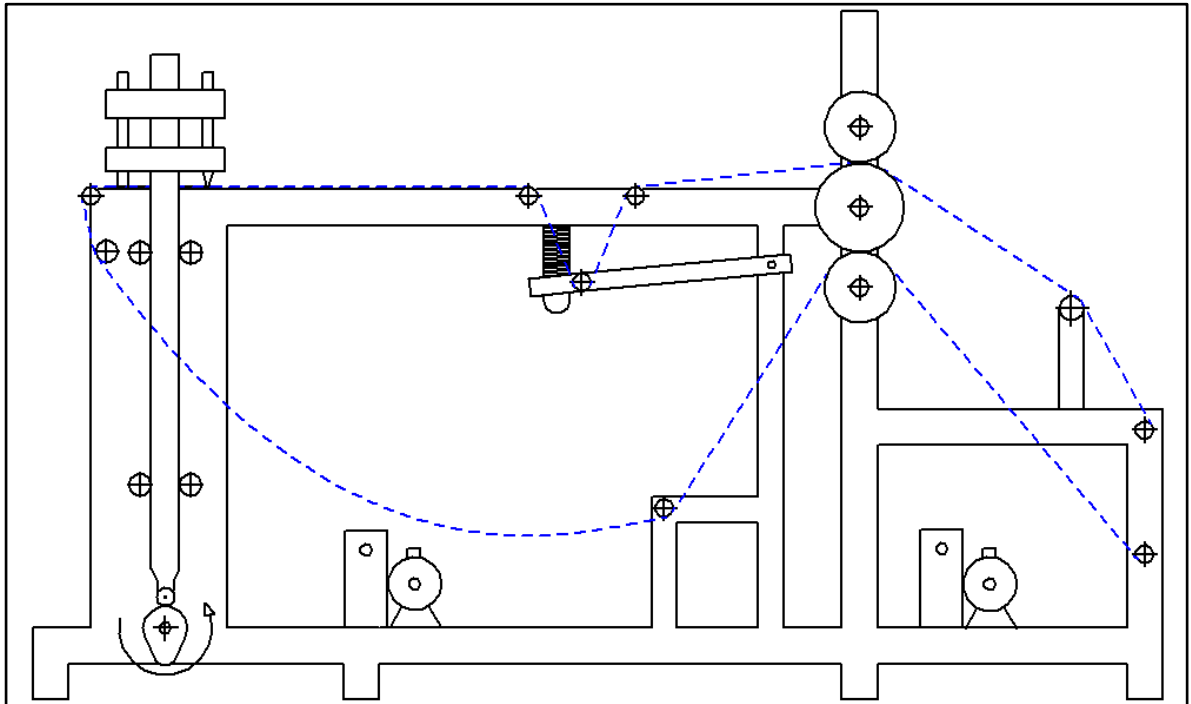
Figura 15. Estado uno de la máquina



Fuente: Elaboración propia

En la figura 15 se ilustra la representación de la máquina en su estado 1 o normal, donde la película plástica identificada por la línea punteada azul recorre la máquina de rodillo a rodillo atravesando toda la máquina, el mecanismo de selle y precorte, y el mecanismo de tensión y destensión ubicado en la parte central de la estructura de la máquina. Este mecanismo nombrado cumple con la función de evitar el rasgamiento de la película plástica al presionarse esta por la plataforma y al encontrarse halada por los rodillos de halado. Este mecanismo permite que se forme un alargamiento y acortamiento de la película plástica y así evitar que esta se rompa por la tensión generada al aplastar la película y halarla simultáneamente.

Figura 16. Estado dos de la máquina



Fuente: Elaboración propia

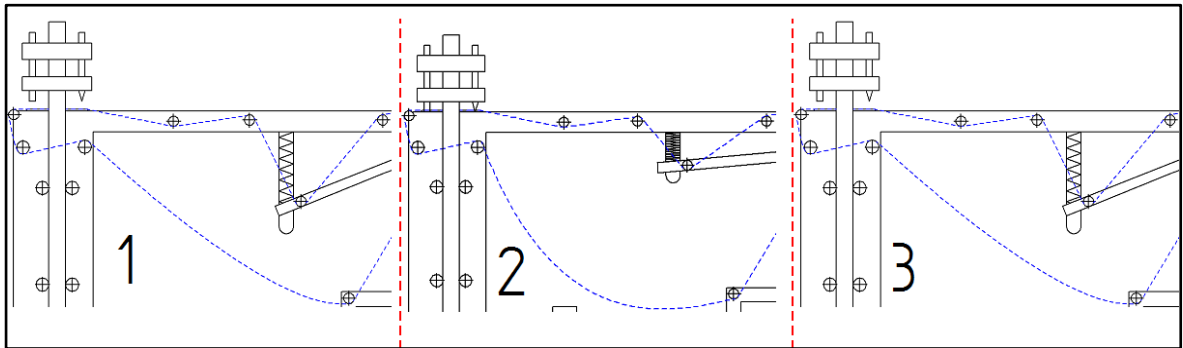
En el estado dos que ilustra la figura 16 se observa como ya ha descendido la plataforma sellante y precortante por acción de la rotación de la leva que a su vez es impulsada por un motor eléctrico. La película plástica es aprisionada y por la acción de la tensión generada por los rodillos de halado se tensiona y desplaza hacia arriba el mecanismo tensor, así evitando su rotura. La película, una vez arriba la plataforma vuelve al estado 1 o normal por efecto del peso del rodillo ubicado para tal función.

También se puede contemplar como ocurre el efecto contrario en el trayecto de película antes de ser sellado y precortado en la parte inferior de la máquina, la película que se encontraba tensionada, en este tramo se destensiona y forma un arco más pronunciado ya que más adelante por el aprisionamiento de la película esta se detiene pero los rodillos de halado mantienen desenrollando la película e impulsándola hacia la plataforma.

5.2 RELACIÓN DE VELOCIDAD CON EL TAMAÑO DE BOLSA

El objetivo es lograr que la película plástica mantenga una velocidad lineal variable dependiendo del largo de bolsa requerido por el cliente. A su vez esta velocidad es constante a lo largo del proceso para cada longitud de bolsa. La velocidad de la plataforma sellante y precortante es la misma y constante para todos los largos de bolsa.

Figura 17. Secuencia de estados presentes en la máquina



Fuente: Elaboración propia

Con el fin de cumplir con los 18 rollos de película plástica en turnos de 9h es necesario saber el tiempo de proceso por bolsa.

Turno 9h

1h de almuerzo

0,025h de recambio de rollo

0,025h enebracion de la maquina

tiempo real de trabajo = 7,95h

$$\frac{18\text{rollos}}{7,96h} = \frac{2,26\text{rollos}}{h}$$

$$\frac{\text{Tiempo}}{\text{Bolsa}} = \frac{3600s}{2260\text{bolsa}} = 1,6 \text{ s/bolsa}$$

Es necesario que el movimiento de la plataforma sellante y precortante dure 1 segundo desplazándose y 0.6 segundos en contacto con la película plástica para su selle y precorte.

El tiempo de sellado y precorte no va a variar según las dimensiones de bolsas, si no la temperatura aplicada según el calibre.

Con el fin de relacionar el calibre de bolsa con la temperatura de selle; se realizo una prueba en una maquina selladora de bolsas plásticas manual, facilitada por la empresa Plásticos la Hogareña, en donde se obtuvieron los siguientes resultados.

Tabla 7. Calibre de bolsa vs temperatura de selle.

Calibre de la bolsa	Temperatura de selle	Tiempo
0,6 milésimas de pulgada	255,74°C	0,6s
0,8 milésimas de pulgada	256°C	0,6s
1,0 milésimas de pulgada	256,28°C	0,6s

Fuente: Elaboración propia

Entre la fase 1 y la fase 2 transcurre un tiempo de 0,5 segundos y entre la fase 2 y 3 transcurre un tiempo de 0,5 segundos. Por lo cual los 0,6 segundos restantes es el tiempo que permanece en contacto la plataforma con la película plástica.(ver figura 17).

A continuación, se muestra el cálculo de las velocidades lineales para cada longitud de bolsa:

$$v = \frac{l}{t}$$

$$v = \frac{l}{1s}$$

Siendo v la velocidad lineal de la película plástica, l la longitud de bolsa y t tiempo de ciclo. El tiempo de ciclo t se estableció con base a satisfacer la necesidad de producción requerida por la empresa.

Entonces para cada bolsa de una longitud determinada podemos hallar la velocidad lineal para cada caso

Tabla 8. Relación longitud de bolsa (L) vs velocidad (v)

L	v
0,40m	0,40m/s
0,60m	0,60m/s
0,80m	0,80m/s

Fuente: Elaboración propia

Para comprobar que esta velocidad hallada cumple con los requerimientos del cliente, de que la producción sea de 1 rollo cada 30 minutos y que en cada rollo hay 1000 bolsas; se procede a calcular la velocidad de enrollado en este tiempo.

Primero se calcula la longitud total de cada rollo en función de su tamaño de bolsa, y se divide en el tiempo requerido por el cliente.

$$Vl = \frac{Longitud}{Tiempo}$$

Para bolsas de 0,4m de largo

$$Longitud = 0,4m * 1000bolsas = 400m$$

$$Vl = \frac{400m}{1800s} = 0,222m/s$$

Para bolsas de 0,6m de largo

$$Longitud = 0,6m * 1000bolsas = 600m$$

$$Vl = \frac{600m}{1800s} = 0,333m/s$$

Para bolsas de 0,8m de largo

$$Longitud = 0,8m * 1000bolsas = 800m$$

$$Vl = \frac{800m}{1800s} = 0,444m/s$$

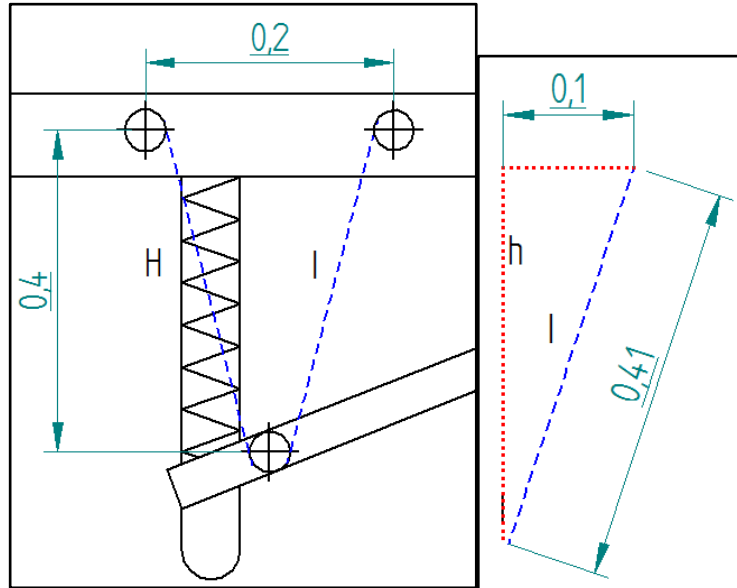
Esto quiere decir que la velocidad calculada inicialmente cumple con los requerimientos del cliente, y son los valores que se adaptaran en la máquina.

5.3 DESPLAZAMIENTO VERTICAL DEL RODILLO TENSOR POR ACCIÓN DEL PESO.

Para lograr un equilibrio en la máquina es indispensable contar con un sistema móvil capaz de evitar que la película plástica se rasgue durante el sellado como se explicó anteriormente, a continuación, se ilustra y calcula la longitud con la cual cuenta el mismo.

La longitud de la película plástica embobinada en la máquina durante el estado uno es de 5,6081m para todos los tamaños de bolsa. (0,4m, 0,6m, 0,8 m), por lo tanto, la altura h en este estado se calculará por medio de la siguiente fórmula. (Ver figura 18)

Figura 18. Estado uno, mecanismo tensor



Fuente: Elaboración propia

Los valores a y b son los que se observan en la figura 18 como 0,41 y 0,1 respectivamente

$$h = \sqrt{a^2 - b^2}$$

$$h = \sqrt{(0,4123m)^2 - (0,1m)^2} = 0,3999m$$

Tabla 9. Relación, tamaño de bolsa vs desplazamiento estado uno.
Estado 1

TAMAÑO DE BOLSA	h
0,4 m	0,4m
0,6m	0,4m
0,8m	0,4m

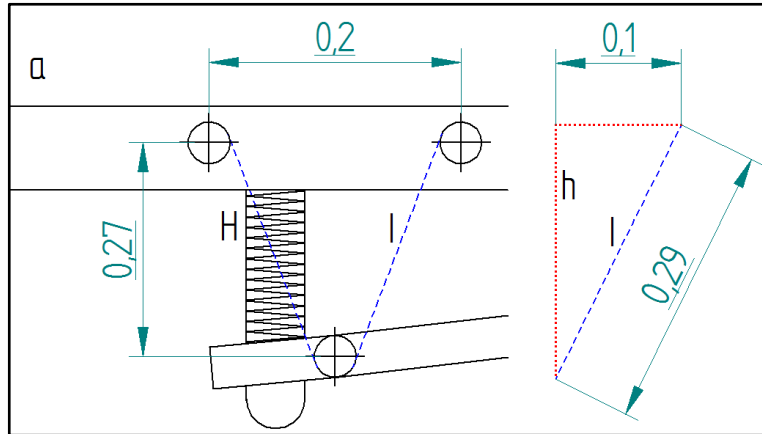
Fuente: Elaboración propia

Los anteriores valores h son una aproximación teniendo en cuenta que la longitud tomada de película plástica fue de eje a eje de los rodillos.

Estado 2

En este estado la altura h varía en función del tamaño de la bolsa, la película plástica se reduce la longitud correspondiente a la longitud de bolsa que se está produciendo. A continuación, se calcula el desplazamiento que sufre el rodillo tensor a la hora que es aprisionada la película (ver figura19)

Figura 19. Estado dos, longitud uno mecanismo tensor



Fuente: Elaboración propia

Los valores a y b son los que se observan en la figura 19 como 0,29 y 0,1 respectivamente

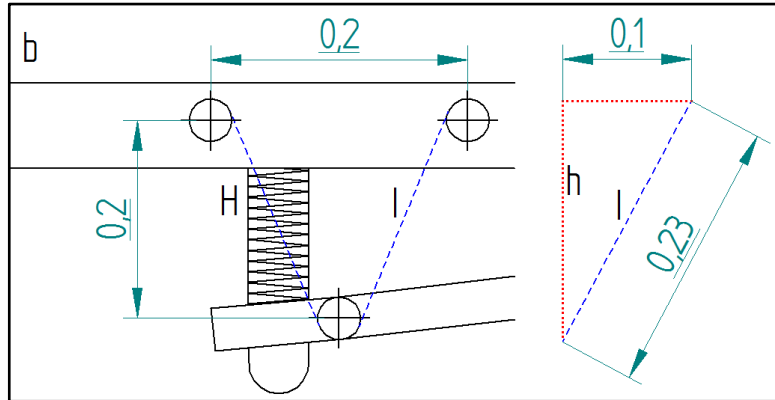
$$\text{longitud} = T_{\text{sellado}} * \text{velocidad pelicula}$$

$$l = 0,6s * \frac{0,40m}{s} = 0,24m$$

$$h = \sqrt{a^2 - b^2}$$

$$h = \sqrt{(0,2923m)^2 - (0,1m)^2} = 0,2746m$$

Figura 20. Estado dos, longitud dos, mecanismo tensor



Fuente: Elaboración propia

Los valores a y b son los que se observan en la figura 20 como 0,23 y 0,1 respectivamente

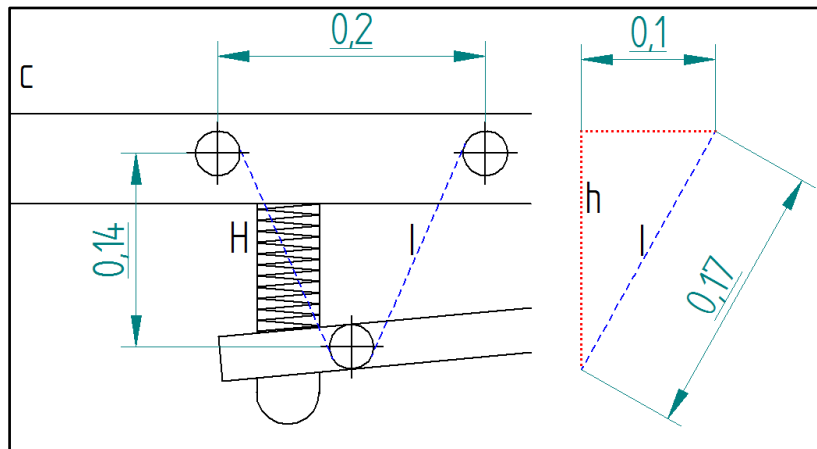
$$longitud = T_{sellado} * velocidad\ pelicula$$

$$l = 0,6s * \frac{0,60m}{s} = 0,36m$$

$$h = \sqrt{a^2 - b^2}$$

$$h = \sqrt{0,2323m^2 - 0,1m^2} = 0,2096m$$

Figura 21. Estado dos, longitud tres, mecanismo tensor



Fuente: Elaboración propia

Los valores a y b son los que se observan en la figura 21 como 0,17 y 0,1 respectivamente

$$\text{longitud} = T_{\text{sellado}} * \text{velocidad pelicula}$$

$$l = 0,6s * \frac{0,80m}{s} = 0,48m$$

$$h = \sqrt{a^2 - b^2}$$

$$h = \sqrt{0,1723m^2 - 0,1m^2} = 0,1403m$$

Tabla 10. Relación, tamaño de bolsa vs desplazamiento estado dos

Estado 2	
Tamaño de bolsa	h
0,4 m	0,2746m
0,6m	0,2096m
0,8m	0,1403m

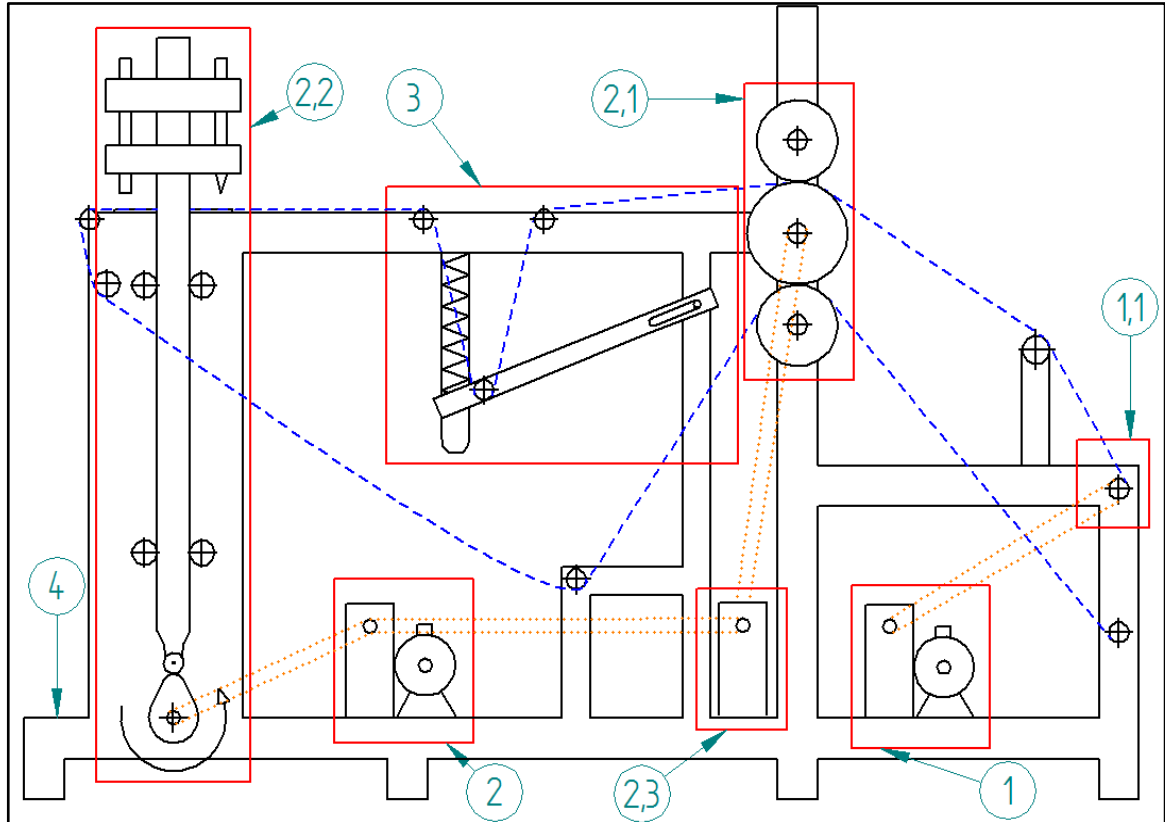
Fuente: Elaboración propia

Los anteriores valores h son una aproximación teniendo en cuenta que la longitud tomada de película plástica fue de eje a eje de los rodillos.

6. DISEÑO DETALLADO

En el presente capítulo se realizará el diseño detallado de toda la máquina. A continuación, se hará la división de la máquina por sub sistemas, con el fin de poder diseñar los elementos de cada sub sistema por separado de una manera más clara y ordenada. (Ver figura 22).

Figura 22. Diseño detallado



Fuente: Elaboración propia

1. Sistema de potencia para embobinado final del rollo.
 - 1.1. Sistema de embobinado final.
2. Sistema de potencia para el mecanismo de sellado y precortado, y el sistema de halado de la película plástica.
 - 2.1. Sistema de halado.
 - 2.2. Sistema de precortado y sellado.
 - 2.3. Caja de velocidades para variar la velocidad en el sistema de halado.
3. Sistema para mantener la tensión en la película plástica.
4. Estructura.

6.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA PARA EL SISTEMA DE EMBOBINADO

6.1.1 Cálculo y selección del motor para el sistema de embobinado. Para seleccionar el motor requerido es necesario empezar por calcular la tensión que resiste la película plástica. A continuación, se muestra el cálculo para los tres tipos de ancho que se requieren.

$$\sigma = \frac{F_{max_PEAD}}{Area}$$

El valor del esfuerzo es conocido (ver figura 6) se aplicará con el menor valor conocido para garantizar que no se rompa la película plástica. $\sigma = 18MPa$

El área se calcula para cada ancho de bolsa:

$$\text{Área} = \text{espesor} * 2 * \text{ancho}$$

Los anchos a trabajar son: 0,20m - 0,45m - 0,70m. Para el espesor se selecciona el menor valor de 0,01524mm, y se multiplica por 2 ya que la formación de la bolsa es gracias a la unión de dos caras de película plástica. Por lo tanto:

Para 0,20m de ancho.

$$\text{Área} = 1,524 \times 10^{-5} \text{ m} * 2 * 0,20 \text{ m}$$

$$\text{Area} = 6,096 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Para 0,45m de ancho.

$$\text{Área} = 1,524 \times 10^{-5} \text{ m} * 2 * 0,45 \text{ m}$$

$$\text{Area} = 1,3716 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Para 0,70m de ancho.

$$\text{Área} = 1,524 \times 10^{-5} \text{ m} * 2 * 0,70 \text{ m}$$

$$\text{Area} = 2,1336 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Al despejar F_{max_PEAD} el cual es el valor que se desea hallar, y reemplazar los valores ya conocidos la formula queda así:

$$F_{max_PEAD} = \sigma * \text{Area}$$

Para 0,20m de ancho

$$F_{max_{PEAD}} = 18000000 \frac{N}{m^2} * 6,096x10^{-6}m^2$$

$$F_{max_{PEAD}} = 109,728N$$

Para 0,45m de ancho

$$F_{max_{PEAD}} = 18000000 \frac{N}{m^2} * 1,3716x10^{-5}m^2$$

$$F_{max_{PEAD}} = 246,888 N$$

Para 0,70m de ancho

$$F_{max_{PEAD}} = 18000000 \frac{N}{m^2} * 2,1336x10^{-5}m^2$$

$$F_{max_{PEAD}} = 348,048 N$$

Ya teniendo la tensión y la velocidad lineal de la película plástica procedemos a calcular la potencia con la siguiente formula

$$P = Tension * Vt$$

Para calcular la potencia mínima que necesita el motor se calcula con la velocidad lineal máxima y la tensión mínima que resiste la película plástica.

$$P = 109,728N * 0,8m/s = 87,7824 W$$

6.1.1.1 Selección de rodamiento. Se seleccionó un rodamiento rígido de bolas SKF con designación 61801 (ver anexo A) el cual cuenta con las siguientes dimensiones.

Diámetro interno de 12 mm, diámetro externo de 21 mm ancho de cara de 5 mm, a su vez cuenta con una capacidad de carga dinámica de 1120N y una capacidad de carga estática de 710N.¹¹

Este rodamiento cumple de sobremanera los requerimientos puesto que la carga máxima a soportar por el rodamiento es de 245.25 N, siendo este el peso del rollo de bolsas mas grande, a su vez su velocidad no será mayor a 225 rpm, y este puede soportar una velocidad máxima de 30000 rpm.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^P$$

¹¹ GRUPO SKF. Catalogo general de rodamientos. Editorial SKF 1975, 9 de julio de 2018.

Siendo L_{10} la duración nominal, en millones de revoluciones, C la capacidad de carga dinámica en N, P la carga dinámica equivalente sobre el rodamiento y p igual a 3 debido a que el rodamiento es de bolas.

$$L_{10} = \left(\frac{1120N}{245,25N}\right)^3 = 95,24 \text{ millones de revoluciones.}$$

Y relacionando a velocidad en rpm y la duración, se puede obtener las horas de servicio siguiendo la tabla “calculo de la duración” en el catalogo SKF de rodamientos.

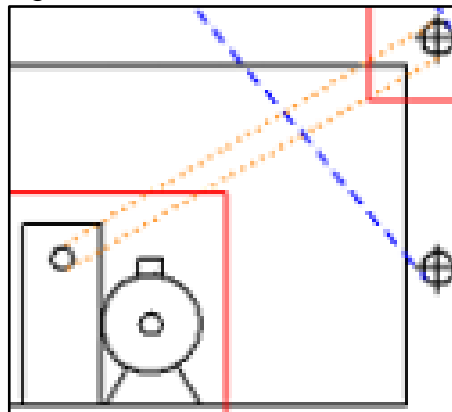
$$\text{Horas de servicio} = 7000h$$

6.1.1.2 Selección del motor. El motor a utilizar para esta aplicación es un motor con una potencia 1/8 hp equivalente a 93,2125 W. A su vez con una velocidad de salida del motor de 225 rpm.

Este motor es distribuido por la empresa colombiana INDUSTRIAS RAMFE, e INDUSTRIAS WEG es la fabricante (ver anexo B)

6.1.2 Transmisión del subsistema 1 al 1.1

Figura 23. Transmisión 1 al 1.1



Fuente: Elaboración propia

Con la velocidad lineal de la película plástica y el radio del rodillo de halado se procede a calcular la velocidad angular para cada tipo de bolsa, con el fin de saber las variables de selección de potencia del subsistema de rodillo embobinador.

$$W = \frac{Vt}{r}$$

Siendo W la velocidad angular, Vt la velocidad tangencial que en este caso es la velocidad lineal de la película plástica, y r el radio del rodillo motriz.

Para el rollo de bolsas de 20 cm de ancho por 40 de largo.

$$W = \frac{0,4m/s}{0,0508m} = 7,8740rad/s$$
$$7,8740 \frac{rad}{s} * \frac{1Rev}{2\pi rad} * \frac{60s}{1min}$$
$$75,1911RPM$$

Para el rollo de bolsas de 45cm de ancho por 60 de largo

$$W = \frac{0,6m/s}{0,0508m} = 11,8110rad/s$$
$$11,8110 \frac{rad}{s} * \frac{1Rev}{2\pi rad} * \frac{60s}{1min}$$
$$112,7867RPM$$

Para el rollo de bolsas de 70cm de ancho por 80 de largo.

$$W = \frac{0,8m/s}{0,0508m} = 15,7480rad/s$$
$$15,7480 \frac{rad}{s} * \frac{1Rev}{2\pi rad} * \frac{60s}{1min}$$
$$150,3823RPM$$

La transmisión del motor al rodillo embobinador se seleccionó que va ser por medio de cadena, debido a la necesidad de una transmisión precisa, por ser una sistema rígido y garantiza los tiempos de proceso; además de la facilidad de lubricación, a su vida útil y a su mantenimiento rápido.¹²

Como se dijo anteriormente el motor con el que se va a contar en este subsistema tiene una potencia de 1/8 de caballo (HP), es decir 93,2125W; y una velocidad de salida de 225 rpm.

El rodillo en donde se va a embobinar la película plástica, por cálculos de diseño va a necesitar una potencia mínima de 86,98w y una velocidad angular mínima de 150, 38 RPM.

La distancia entre centros es 300mm aproximadamente.

¹² SHIGLEY, Joseph. Teoría de máquinas y mecanismos. Editorial Mc Graw Hill 1988, 2 de febrero de 2018.

Con los anteriores datos se puede iniciar a calcular todas las variables necesarias en la transmisión; iniciamos calculando la relación que van a tener las ruedas dentadas.

$$i = \frac{W1}{W2}$$

Siendo W1 la velocidad angular del eje motriz W2 la velocidad angular del eje conducido e i la relación.

$$i = \frac{225RPM}{150,38RPM} = 1,4962$$

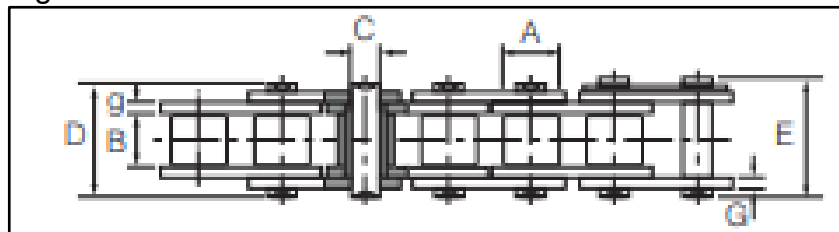
Es decir que va a ser un reductor de velocidad, mientras el eje motriz da 1,4962RPM el eje conducido da 1 RPM.

Selección de cadena

La cadena se selecciona con la potencia del motor en Kw y la velocidad angular del piñón; (ver anexo C)

6.1.2.1 Selección de la cadena. Se seleccionó una cadena 05B1 que tiene como especificaciones un paso de 8mm es decir 0,315in, (A) diámetro del rodillo 5 mm, (B) ancho entre placas interiores 3mm, (C) diámetro de perno 2,31mm, (E) longitud de perno 8,9mm, con una resistencia mínima de tracción de 5kN y un peso de 0,2 kg/m. (ver figura 24).

Figura 24. Cadena



Fuente: <http://www.rodamientosbulnes.com/resources/catalogos/mba/bulnes-mba-transmision.pdf>

Esta cadena tiene una vida útil de 15000h con una carga de trabajo de 0,776 kw y una velocidad de 225 rpm, un mantenimiento tipo 1 con lubricación manual.¹³

Calculo del número de dientes de las ruedas dentadas. Siendo D1 los dientes del piñón, N1 la velocidad del piñón y D2 y N2 los valores de la corona.

¹³ GRUPO SKF. Catalogo general de cadenas. Editorial SKF 1975, 2 de julio de 2018.

$$D1N1 = D2N2$$

$$D2 = \frac{D1N1}{N2}$$

$$D2 = \frac{25dts * 225RPM}{150,3826RPM} = 37,4045 \approx 36dts$$

Se toma el valor de 25 dientes para con este dar inicio los cálculos correspondientes que cumplan con la relación de transmisión.

La aproximación de dientes afecta de manera despreciable la longitud de la bolsa, y esta es aceptada por el cliente.

Cálculo del diámetro primitivo de las ruedas dentadas.

$$Dp = \frac{P}{\text{sen} \frac{\pi}{z}}$$

Siendo P el paso de la cadena y z el número de dientes.

Para el piñón

$$Dp1 = \frac{8mm}{\text{sen} \frac{\pi}{25dts}} = 63,83mm$$

Para la rueda

$$Dp2 = \frac{8mm}{\text{sen} \frac{\pi}{36dts}} = 91,79mm$$

Comprobación de cuanto afecta la aproximación de los dientes en la longitud de la bolsa.

$$N2 = \frac{25dts * 225 rpm}{36dts}$$

$$N2 = 156,25 rpm$$

$$W = 156,25 \frac{rpm}{min} * \frac{1min}{60s} * \frac{2\pi rad}{1rev} = 16,3624 \frac{rad}{s}$$

$$16,3624 \frac{rad}{s} * 0,0508m = 0,8312 \frac{m}{s}$$

$$v = \frac{l}{1s}$$

$$l = v * 1s$$

$$l = 0,8312 \frac{m}{s} * 1s$$

$$l = 0,8312m$$

Con esta aproximación la bolsa aumentara su longitud aproximadamente 3 cm lo cual es depreciable para las necesidades de la empresa y de los clientes.

6.1.2.2 Selección de las ruedas dentadas. Se seleccionó un sproket con designación PHS 05B-1A25 SKF para la rueda más pequeña con un peso de 0,06kgf. (Ver anexo D)

Se seleccionó un sproket con designación PHS 05B-1A36 SKF para la rueda más grande con un peso de 0,13kgf. (Ver anexo E)

El ángulo de contacto se calcula mediante la siguiente formula

$$\beta_{contacto} = SEN^{-1}\left(\frac{\frac{Dp2}{2} - \frac{Dp1}{2}}{C}\right)$$

Siendo Dp1 en diámetro primitivo del piñón, Dp2 el diámetro primitivo de la rueda y C la distancia entre centros.

$$\beta_{contacto} = SEN^{-1}\left(\frac{\frac{91,79mm}{2} - \frac{63,83mm}{2}}{300mm}\right)$$

$$\beta_{contacto} = 0,035^\circ$$

Luego de tener el ángulo de contacto se procede a calcular el número de eslabones que tendrá la cadena mediante la siguiente formula.

$$\frac{L}{P} = N^\circ \text{ Eslabones}$$

$$\frac{L}{P} = \frac{(Z1 + Z2)}{2} + (Z2 - Z1) * \frac{\beta}{\pi} + C * COS(\beta) * \frac{2}{P}$$

$$\frac{L}{P} = \frac{(25 + 36)}{2} + (36 - 25) * \frac{0,035^\circ}{\pi} + 300mm * COS(0,035) * \frac{2}{8mm}$$

$$\frac{L}{P} = 105,6 \approx 106 \text{ eslabones}$$

Donde Z1 y Z2 son número de dientes de sprocket pequeño y grande respectivamente.

Por lo tanto, la longitud total de la cadena se puede expresar en la siguiente formula.

$$\frac{L}{P} = N^{\circ} \text{ Eslabones}$$

$$L = N^{\circ} \text{ Eslabones} * P$$

$$L = 106 * 8\text{mm} = 848 \text{ mm}$$

Por último, procedemos a calcular la velocidad lineal que llevara la cadena mediante la siguiente expresión.

$$v = \frac{P * Z1 * N1}{60}$$

$$v = \frac{0,008\text{m} * 25 * 225 \text{ rpm}}{60} = 0,75\text{m/s}$$

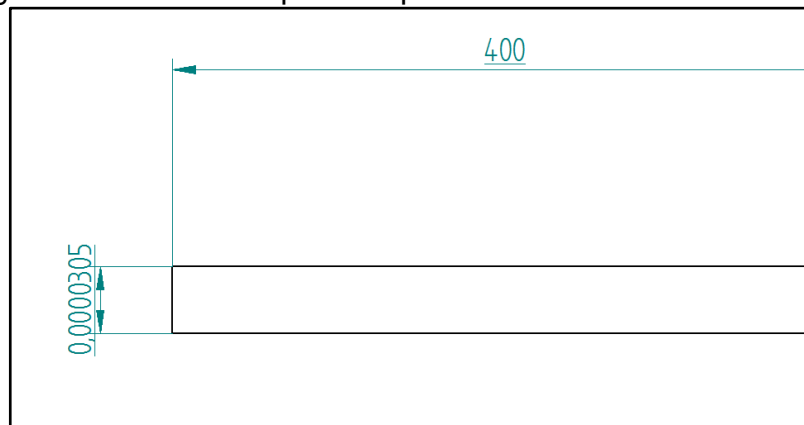
6.1.3 Torque necesario para mantener una tensión constante en el sistema de embobinado. Ya teniendo la potencia mínima que requiere el motor se procede a calcular las variables necesarias para programar el variador de frecuencia.

Para cada tipo de bolsa se va a variar el torque necesario para mantener una tensión determinada en el proceso de enrollado, para esto se requiere calcular los diámetros de los rodillos con la película plástica envuelta, para tamaños de bolsa de 20 cm de ancho por 40 de largo, de 45 cm de ancho por 60 cm de largo y de 70 cm de ancho por 80 cm de largo; con el fin de poder realizar el cálculo del torque necesario.

Para bolsas de 20 cm de ancho por 40 de largo, como se observa en la figura 25

Área de la película plástica enrollada

Figura 25. Área de la película plástica enrollada 20x40



Fuente: Elaboración propia

$$L = 0.4 \text{ m}(\text{largo bolsa}) * 1000(\text{bolsas por rollo}) = 400 \text{ m}$$

$$A = \text{Largo} * \text{Ancho}$$

$$A = 400 \text{ m} * 0,0003048 \text{ m} = 0,012192\text{m}^2$$

Área del tubo interno de cartón, en donde se enrolla la película plástica con diámetro de 2,75 in (0,06985m)

$$A = \pi * r^2$$

$$A = \pi * 0,034925^2 = 3,831975 \times 10^{-3} \text{m}^2$$

El radio total de la película plástica y el tubo de cartón se calcula mediante la siguiente fórmula:

Donde A1 es el área de plástico y A2 el área del tubo de cartón.

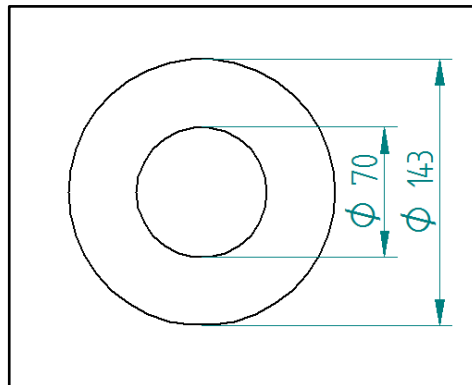
$$r = \sqrt{\frac{A1 + A2}{\pi}}$$

$$r = \sqrt{\frac{0,012192\text{m}^2 + 3,831975 \times 10^{-3}\text{m}^2}{\pi}} = 0,0714184 \text{ m}$$

$$\emptyset = 0,142836\text{m} = 142,836\text{mm}$$

En la figura 26 se observan los radios internos y externos del rollo.

Figura 26. Rollo embobinado 20x40

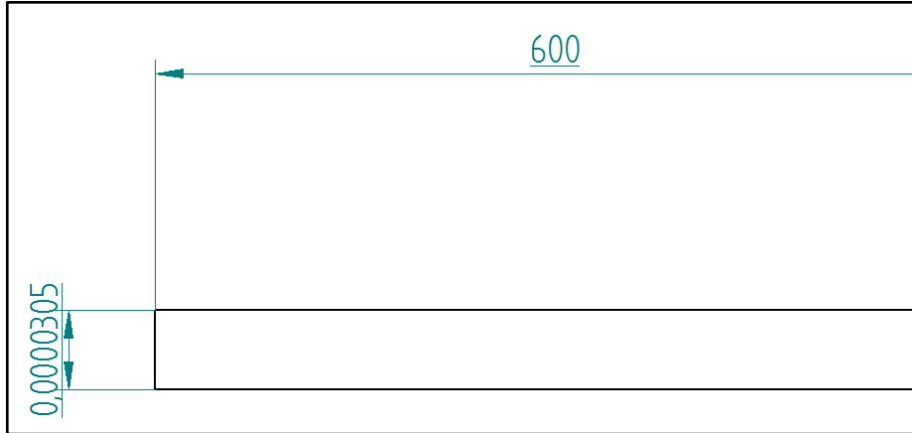


Fuente: Elaboración propia

Para bolsas de 45cm de ancho por 60 cm de largo.(ver figura 27).

Área de la película plástica enrollada

Figura 27. Área de la película plástica enrollada 45x60



Fuente: Elaboración propia

$$L = 0,6 \text{ m} * 1000 \text{ bolsas} = 600 \text{ m}$$

$$A = \text{Largo} * \text{Ancho}$$

$$A = 600\text{m} * 0,00003048\text{m} = 0,018288\text{m}^2$$

Área del tubo interno de cartón, en donde se enrolla la película plástica con diámetro de 2,75 in (0,06985m)

$$A = \pi * r^2$$

$$A = \pi * 0,034925^2 = 3,831975 \times 10^{-3} \text{m}^2$$

El radio total de la película plástica y el tubo de cartón se calcula mediante la siguiente fórmula

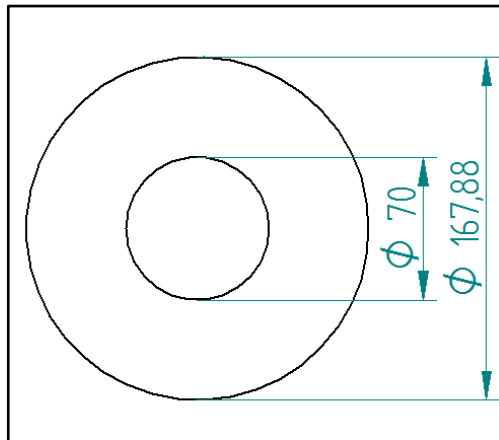
$$r = \sqrt{\frac{A1 + A2}{\pi}}$$

$$r = \sqrt{\frac{0,018288\text{m}^2 + 3,831975 \times 10^{-3}\text{m}^2}{\pi}} = 0,08391\text{m}$$

$$\varnothing = 0,167821\text{m} = 167,821\text{mm}$$

En la figura 28 se observan los radios internos y externos del rollo.

Figura 28. Rollo embobinado 45x60

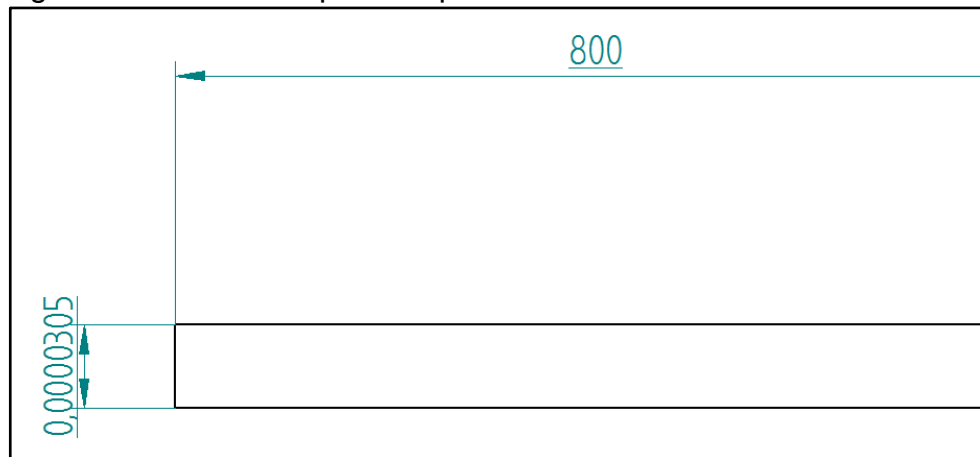


Fuente: Elaboración propia

Para bolsas de 70cm de ancho por 80 de largo. (ver figura 29).

Área de la película plástica enrollada

Figura 29. Área de la película plástica enrollada 70x80



Fuente: Elaboración propia

$$L = 0,8 m * 1000 \text{ bolsas} = 800 m$$

$$A = \text{Largo} * \text{Ancho}$$

$$A = 800m * 0,00003048m = 0,024384m^2$$

Área del tubo interno de cartón, en donde se enrolla la película plástica con diámetro de 2,75 in (0,06985m)

$$A = \pi * r^2$$

$$A = \pi * 0,034925^2 = 3,831975 \times 10^{-3} m^2$$

El radio total de la película plástica y el tubo de cartón se calcula mediante la siguiente formula

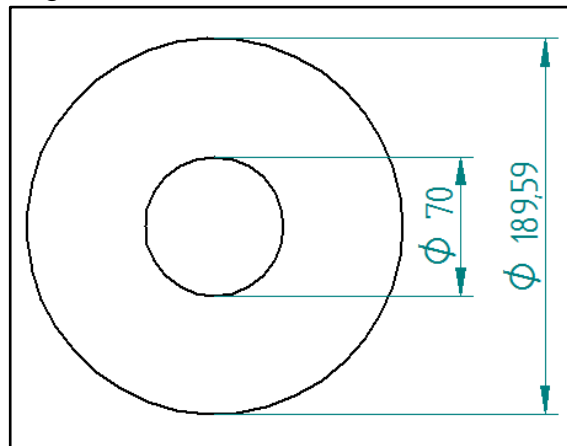
$$r = \sqrt{\frac{A1 + A2}{\pi}}$$

$$r = \sqrt{\frac{0,024384 m^2 + 3,831975 \times 10^{-3} m^2}{\pi}} = 0,0947703 m$$

$$\emptyset = 0,189540 m = 189,59 mm$$

En la figura 30 se observan los radios internos y externos del rollo.

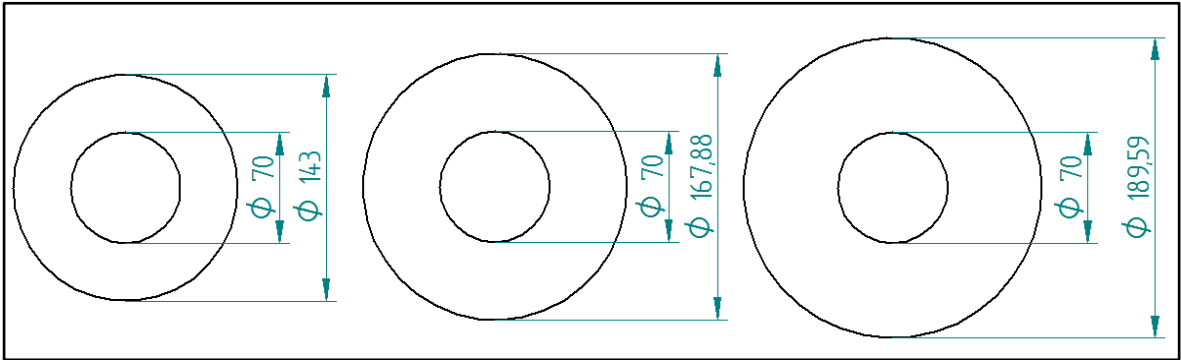
Figura 30. Rollo embobinado 70x80.



Fuente: Elaboración propia

En la figura 31 se observan los radios internos y externos de todos los rollos.

Figura 31. Diámetro de los rodillos embobinados.



Fuente: Elaboración propia

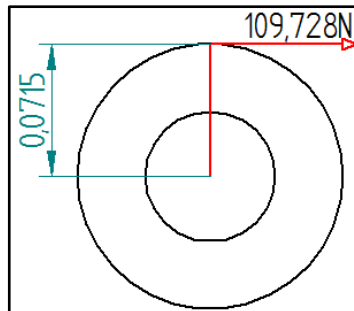
Luego de haber calculado los diámetros de cada rollo correspondientes a distintos tamaños de bolsa, se procede a calcular el torque requerido para cada uno, teniendo en cuenta la tensión sin el precorte.

$$\tau = Fuerza * Distancia$$

$$\tau = tension * Radio$$

Para el rollo de bolsas de 20 cm de ancho por 40 cm de largo. (ver figura 32).

Figura 32. Torque para rollos de 20x40



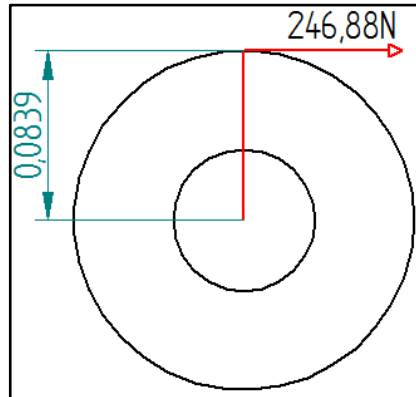
Fuente: Elaboración propia

$$\tau = tension * Radio$$

$$\tau = 109,728N * 0,0715m = 7,845Nm$$

Para el rollo de bolsas de 45cm de ancho por 60 cm de largo. (Ver figura 33).

Figura 33. Torque para rollos de 45x60



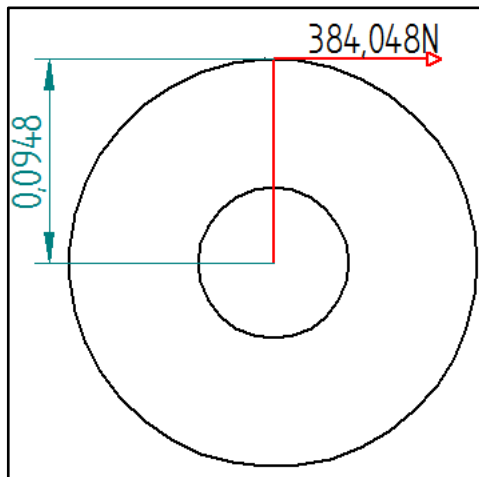
Fuente: Elaboración propia

$$\tau = \textit{tension} * \textit{Radio}$$

$$\tau = 246,88\text{N} * 0,0839\text{m} = 20,713\text{Nm}$$

Para el rollo de bolsas de 70cm de ancho por 80 cm de largo. (ver figura 34)

Figura 34. Torque para rollos de 70x80



Fuente: Elaboración propia

$$\tau = \textit{tension} * \textit{Radio}$$

$$\tau = 384,048\text{N} * 0,0948\text{m} = 36,2925\text{Nm}$$

Tabla 11 Variables para el variador de frecuencia

Largo	Ancho	Tensión	Radio del rollo	Torque
0,4m	0,20m	109,728N	0,0715m	7,845Nm
0,6m	0,45m	246,88N	0,0839m	20,713Nm
0,8m	0,70m	384,048N	0,0948m	36,2925Nm

Fuente: Elaboración propia

Luego procedemos a calcular el torque que se va a programar en el variador de frecuencia teniendo en cuenta que la película ya esta precortada.

$$\sigma = \frac{F_{max_PEAD}}{Area}$$

El área se calcula para cada ancho de bolsa:

$$Área = espesor * 2 * anchoprecortado$$

Para 0,20m de ancho.

$$Área = 1,524 \times 10^{-5} \text{ m} * 2 * 0,10 \text{ m}$$

$$Area = 3,048 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Para 0,45m de ancho.

$$Área = 1,524 \times 10^{-5} \text{ m} * 2 * 0,225 \text{ m}$$

$$Area = 6,858 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Para 0,70m de ancho.

$$Área = 1,524 \times 10^{-5} \text{ m} * 2 * 0,35 \text{ m}$$

$$Area = 1,0668 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Al despejar F_{max_PEAD} , el cual es el valor que se desea hallar, al reemplazar los valores ya conocidos la formula queda así:

$$F_{max_{PEAD}} = \sigma * Area$$

Para 0,20m de ancho

$$F_{max_{PEAD}} = 18000000 \frac{N}{m^2} * 3,048x10^{-6}m^2$$

$$F_{max_{PEAD}} = 54,864N$$

Para 0,45m de ancho

$$F_{max_{PEAD}} = 18000000 \frac{N}{m^2} * 6,858x10^{-6}m^2$$

$$F_{max_{PEAD}} = 123,44 N$$

Para 0,70m de ancho

$$F_{max_{PEAD}} = 18000000 \frac{N}{m^2} * 1,0668x10^{-5}m^2$$

$$F_{max_{PEAD}} = 174,024 N$$

Para el rollo de bolsas de 20 cm de ancho por 40 cm de largo.

$$\tau = tension * Radio$$

$$\tau = 54,864N * 0,0715m = 3,92Nm$$

Para el rollo de bolsas de 45cm de ancho por 60 cm de largo.

$$\tau = tension * Radio$$

$$\tau = 123,44 N * 0,0839m = 10,356Nm$$

Para el rollo de bolsas de 70cm de ancho por 80 cm de largo.

$$\tau = tension * Radio$$

$$\tau = 174,024 N * 0,0948m = 16,497Nm$$

Tabla 12 Variables para el variador de frecuencia

Largo	Ancho	Tensión	Radio del rollo	Torque
0,4m	0,20m	54,864N	0,0715m	3,92Nm
0,6m	0,45m	123,44N	0,0839m	10,356Nm
0,8m	0,70m	174,024N	0,0948m	16,497Nm

Fuente: Elaboración propia

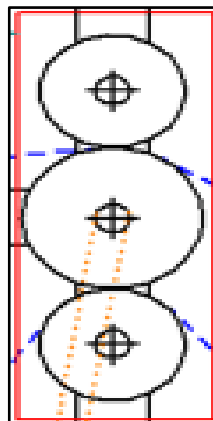
6.1.4 Selección del variador de frecuencia. Se seleccionó el variador de frecuencia debido a la necesidad de controlar la velocidad de embobinado de la película plástica, debido al cambio de diámetro experimentado en el rodillo a embobinar.

Se seleccionó un variador de frecuencia con referencia CFW100 Mini Drive, es el variador de frecuencia más pequeño del mercado con un rango de potencia desde 0,18 a 0,75 Kw(ver anexo F).

6.2 SISTEMA DE POTENCIA PARA EL MECANISMO DE SELLADO Y PRECORTADO, Y EL SISTEMA DE HALADO DE LA PELÍCULA PLÁSTICA.

6.2.1 Sistema de halado. En la figura 35 se observan los 3 rodillos de halado.

Figura 35.
Sistema de halado.



Fuente:
Elaboración propia.

El rodillo de halado tiene un diámetro de 4 in (0,1016m), la velocidad lineal de la película plástica variara dependiendo del tamaño de bolsa en producción, y puede ser de 0,4m/s – 0,6m/s – 0,8m/s.

Teniendo en cuenta los cálculos que se muestran en la sección 6.1.2 de velocidad angular se procede a calcular nuevamente dicha velocidad para el rodillo de halado con la siguiente formula.

$$W = \frac{Vt}{r}$$

Siendo W la velocidad angular, Vt la velocidad tangencial que en este caso es la velocidad lineal de la película plástica, y r el radio del rodillo motriz.

Para el rollo de bolsas de 20 cm de ancho por 40 de largo.

$$W = \frac{0,4m/s}{0,0508m} = 7,8740rad/s$$

$$7,8740 \frac{rad}{s} * \frac{1Rev}{2\pi rad} * \frac{60s}{1min}$$

$$75,1911RPM$$

Para el rollo de bolsas de 45cm de ancho por 60 de largo

$$W = \frac{0,6m/s}{0,0508m} = 11,8110rad/s$$

$$11,8110 \frac{rad}{s} * \frac{1Rev}{2\pi rad} * \frac{60s}{1min}$$

$$112,7867RPM$$

Para el rollo de bolsas de 70cm de ancho por 80 de largo.

$$W = \frac{0,8m/s}{0,0508m} = 15,7480rad/s$$

$$15,7480 \frac{rad}{s} * \frac{1Rev}{2\pi rad} * \frac{60s}{1min}$$

$$150,3823RPM$$

Ya teniendo las velocidades angulares, se procede a calcular el torque necesario con la tensión mínima y el radio del rodillo de halado para el posterior cálculo de la potencia mínima requerida por el motor en este sistema.

$$\tau = \text{tension} * \text{Radio}$$

$$\tau = 109,72N * 0,0508m = 5,5233Nm$$

Calculo de la potencia necesaria por el rodillo de halado

Se calcula con el torque necesario y la velocidad angular máxima entre las tres velocidades utilizadas para cada tipo de bolsa.

$$P = \tau * W_{max}$$

$$P = 5,5233Nm * 15,7480rad/s$$

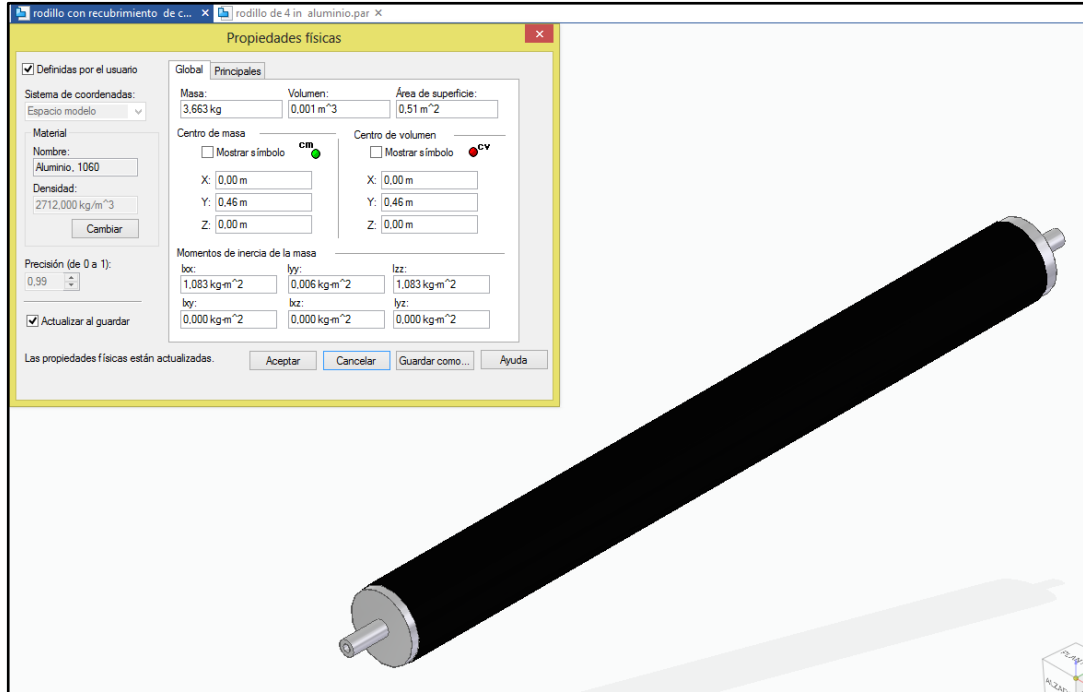
$$P = 86,9809W$$

Las pérdidas de energía por fricción entre los rodillos y la película plástica se desprecian, debido a que el material en que están fabricados los rodillos y los rodamientos que permiten que el rodillo gire con un rozamiento bajo.

6.2.1.1 Selección de rodamientos. Para la correcta selección de los rodamientos, se tiene que tener en cuenta las cargas que ejercen los rodillos sobre estos, además de los diámetros internos como externos.

Para saber las cargas sobre los rodamientos, se modelan los rodillos en el software Solid Edge para saber la masa de los mismos y posteriormente el peso. (Ver figura36)

Figura 36. Rodillo 2 y 10 con recubrimiento de caucho.



Fuente: Elaboración propia

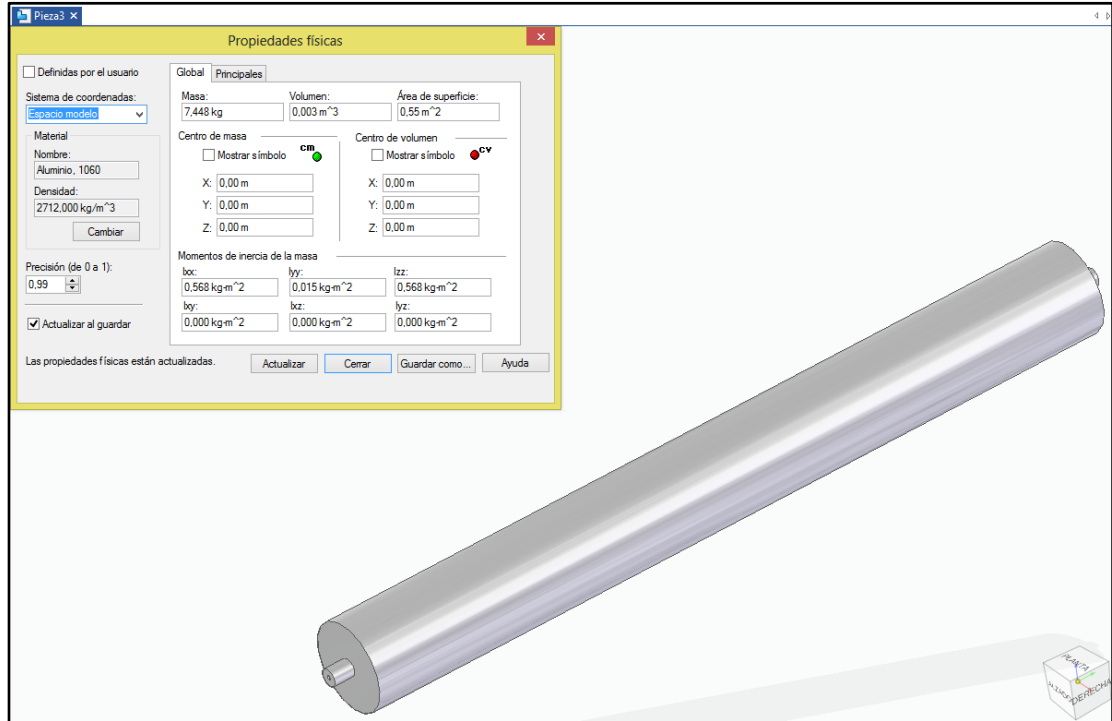
Este rodillo cuenta con un material de aluminio 1060, con recubrimiento de caucho; hueco. Tiene una masa de 3,663 kg por lo cual tiene un peso de 35,934N

Para la selección de los rodamientos tenemos que los dos rodillos con recubrimiento de caucho, tienen un diámetro de 20 mm en la parte donde se ensambla el rodillo con el rodamiento, y un diámetro máximo en donde hace contacto con la película plástica de 88,9 mm; además de las cargas por peso que serían 17,967N en cada rodamiento.

Se seleccionó un rodamiento rígido de bolas SKF con designación 61804 (ver anexo G) el cual cuenta con las siguientes dimensiones.

Diámetro interno de 20 mm, diámetro externo de 32 mm ancho de cara de 7 mm, a su vez cuenta con una capacidad de carga dinámica de 2040N y una capacidad de carga estática de 1400N.

Figura 37. Rodillo 9 4in.



Fuente: Elaboración propia

Este rodillo cuenta con un material de aluminio 1060, con recubrimiento de caucho; hueco. Tiene una masa de 7,448 kg por lo cual tiene un peso de 73,064N (ver figura 37).

Para la selección de los rodamientos sabemos que el rodillo tiene un diámetro de 20 mm en la parte donde se ensambla el rodillo con el rodamiento y un diámetro máximo en donde entra en contacto con la película plástica de 101,6 mm; además de las cargas por peso por cada rodamiento de 36,532N.

Se seleccionó un rodamiento rígido de bolas SKF con designación 61804(ver anexo G) el cual cuenta con las siguientes dimensiones. Diámetro interno de 20 mm, diámetro externo de 32 mm ancho de cara de 7 mm, a su vez cuenta con una capacidad de carga dinámica de 2040N y una capacidad de carga estática de 1400N.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^P$$

Siendo L_{10} la duración nominal, en millones de revoluciones, C la capacidad de carga dinámica en N, P la carga dinámica equivalente sobre el rodamiento y p igual a 3 debido a que el rodamiento es de bolas.

$$L_{10} = \left(\frac{2040N}{73,064N}\right)^3 = 21766 \text{ millones de revoluciones.}$$

Y relacionando a velocidad en rpm y la duración, se puede obtener las horas de servicio siguiendo la tabla “calculo de la duración” en el catalogo SKF de rodamientos.

$$\text{Horas de servicio} = 300000h$$

6.2.2 Sistema de precortado y sellado

6.2.2.1Diseño de la leva. Para el diseño de la leva tenemos que tener en cuenta factores como el tiempo del ciclo, la velocidad angular, la geometría de sus componentes, distancia recorrida, y el peso o fuerza de oposición al movimiento de la leva.

El tiempo del ciclo se determinó en el capítulo 5 de diseño funcional, se determinó que el ciclo completo tendrá un tiempo de 1,6 s que comprende el movimiento de ascenso de la plataforma sellante, el descenso de la misma, y el tiempo necesario de selle y precorte. Cada movimiento tiene un tiempo establecido en el mismo capítulo los cuales fueron: 0,5s de ascenso, 0,5 de descenso, y 0,6s de sellado y precortado.

Tabla 13. Ciclos de precortado y sellado.

Ciclo	1,6s	2π	360°
Descenso	0,5s	$5/8\pi$	$112,5^\circ$
Sellado y precortado	0,6s	$3/4\pi$	135°
Ascenso	0,5s	$5/8\pi$	$112,5^\circ$

Fuente: Elaboración propia

Con estos tiempos se procede a calcular la velocidad angular en la que debería ir la leva, teniendo en cuenta que el ciclo completo se ejecutara en una revolución.

$$\frac{1rev}{1,6s} = 0,625 rev/s$$

$$\frac{0,625rev}{s} * \frac{60s}{1min} = 37,5RPM$$

La acción de ascenso y descenso del movimiento del seguidor, se seleccionó que fuera cicloidal, ya que este movimiento garantiza reducir la vibración en un mecanismo que las genere con frecuencia, además evita el desgaste suavizando el ascenso y descenso evitando movimientos bruscos por altas velocidades.¹⁴

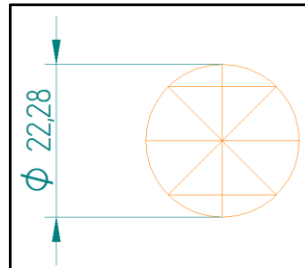
Por geometría y necesidad de operación se estableció que la distancia máxima recorrida por el seguidor será de 70 mm, y el círculo base de 50 mm.

A continuación, se procede a diseñar gráficamente con los parámetros establecidos anteriormente en el software Solid Edge.

$$r = \frac{L}{2\pi}$$
$$r = \frac{70\text{mm}}{2\pi} = 11,141\text{mm}$$

$$\text{Diámetro} = 22,281\text{mm}$$

Figura 38. Diámetro círculo para la trayectoria de la cicloide

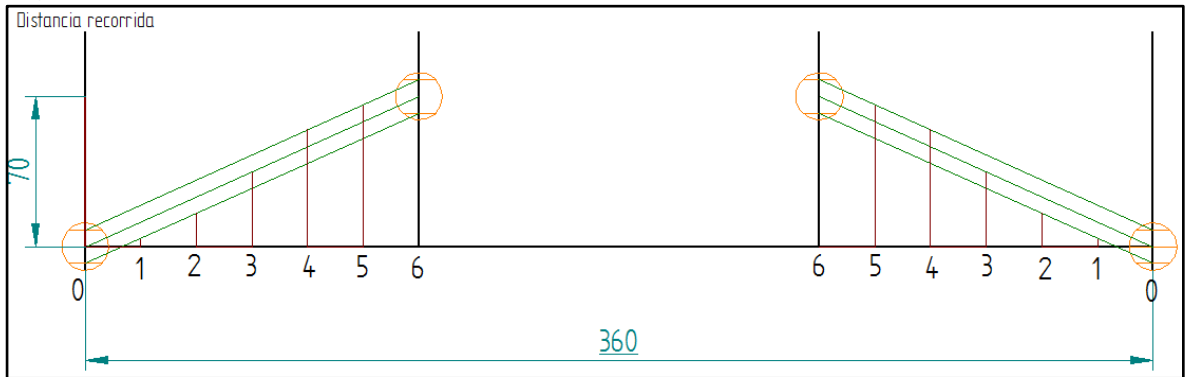


Fuente: Elaboración propia

Siguiendo el método gráfico de dibujo de levas se divide en partes iguales la sección de ascenso y descenso para el posterior trazo de la curva que va a definir el perfil de la leva. (Ver figura 39).

¹⁴NORTON, Robert. Diseño de máquinas: un enfoque integrado. México, editorial Prentice-Hall. Cuarta edición

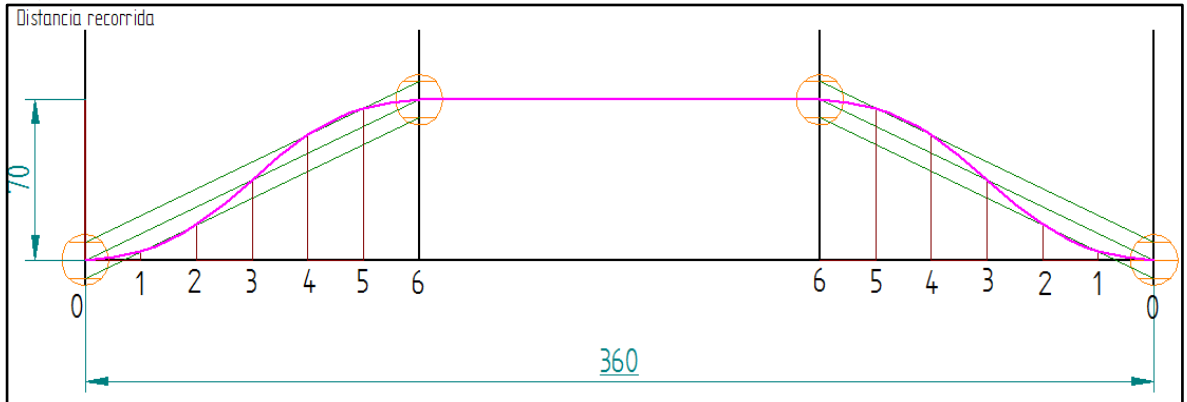
Figura 39. Construcción del perfil de la leva



Fuente: Elaboración propia

En la figura 40 se observa el perfil de leva en el plano

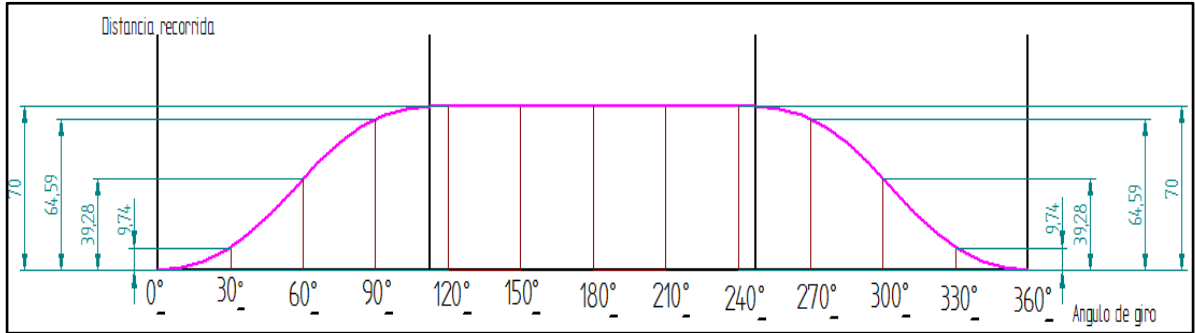
Figura 40. Perfil de la leva



Fuente: Elaboración propia

Luego de tener el trazo del perfil de la leva se divide el ángulo de giro cada 30° y se mide cada distancia para el posterior dibujo de la leva. (ver figura 41)

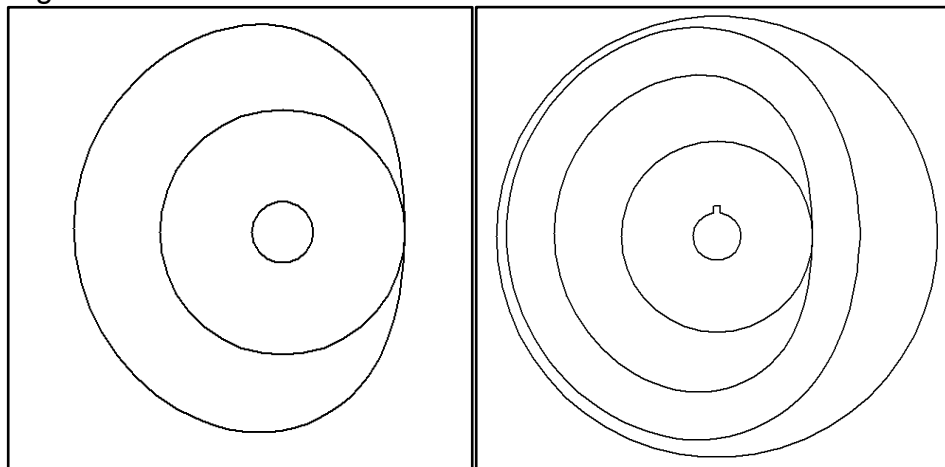
Figura 41. Dimensiones perfil de la leva.



Fuente: Elaboración propia

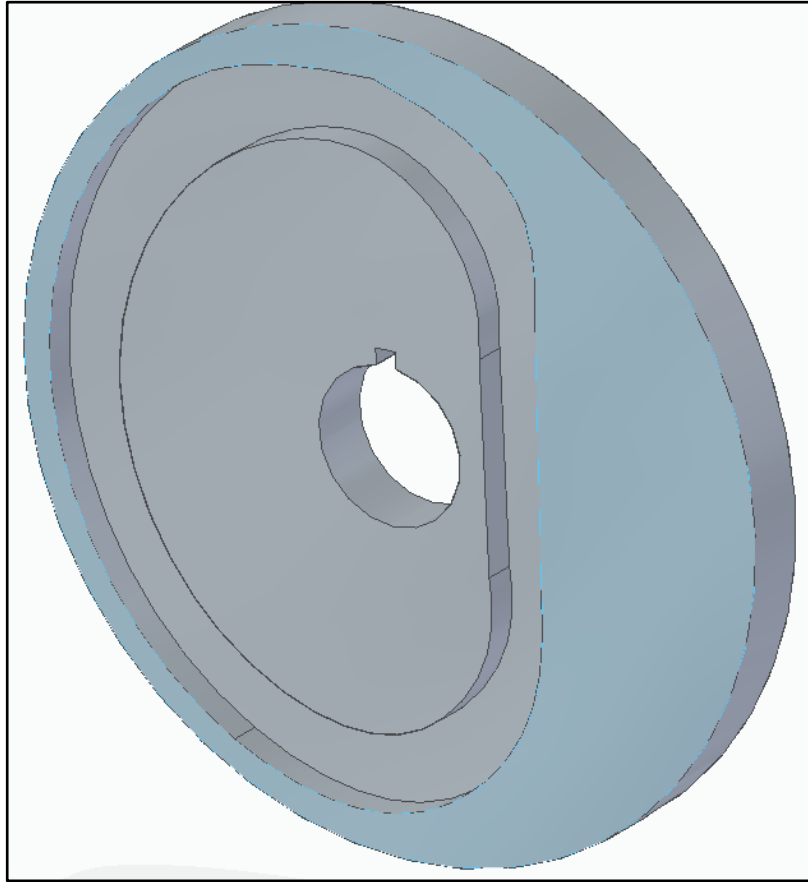
Una vez los perfiles se puede contemplar la leva con su ranura (ver figura 42 y 43)

Figura 42. Leva con ranura



Fuente: Elaboración propia

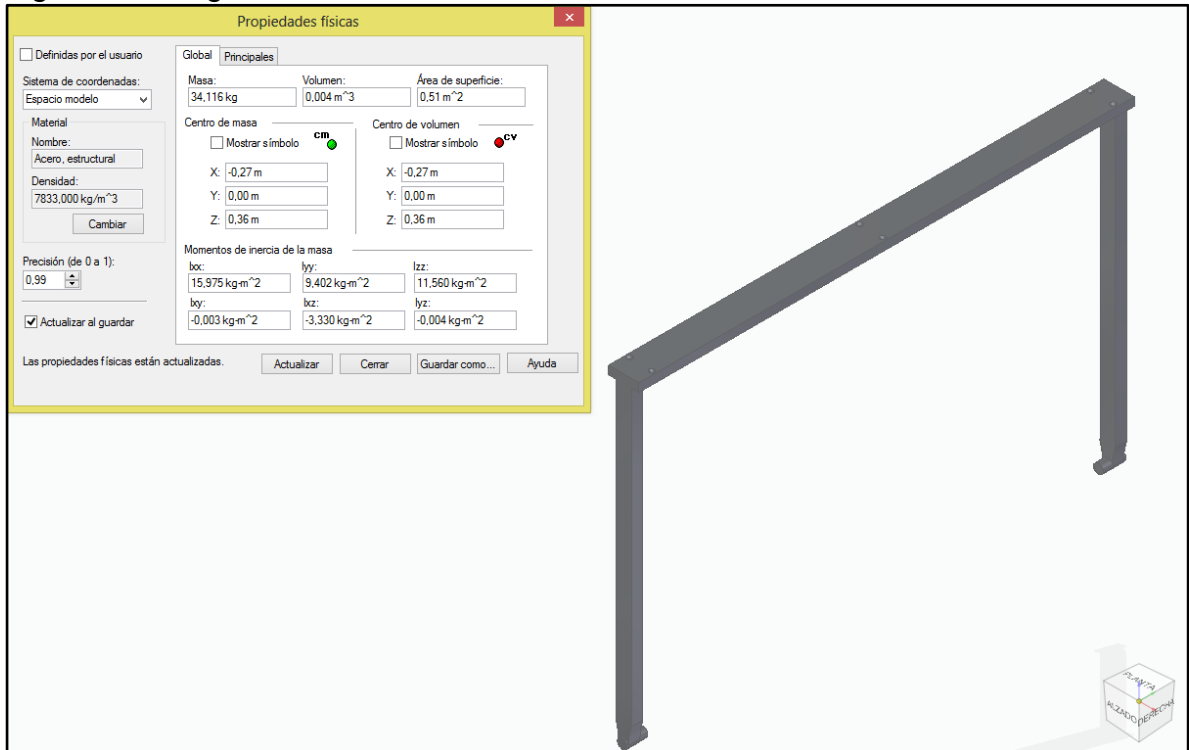
Figura 43. Leva



Fuente: Elaboración propia

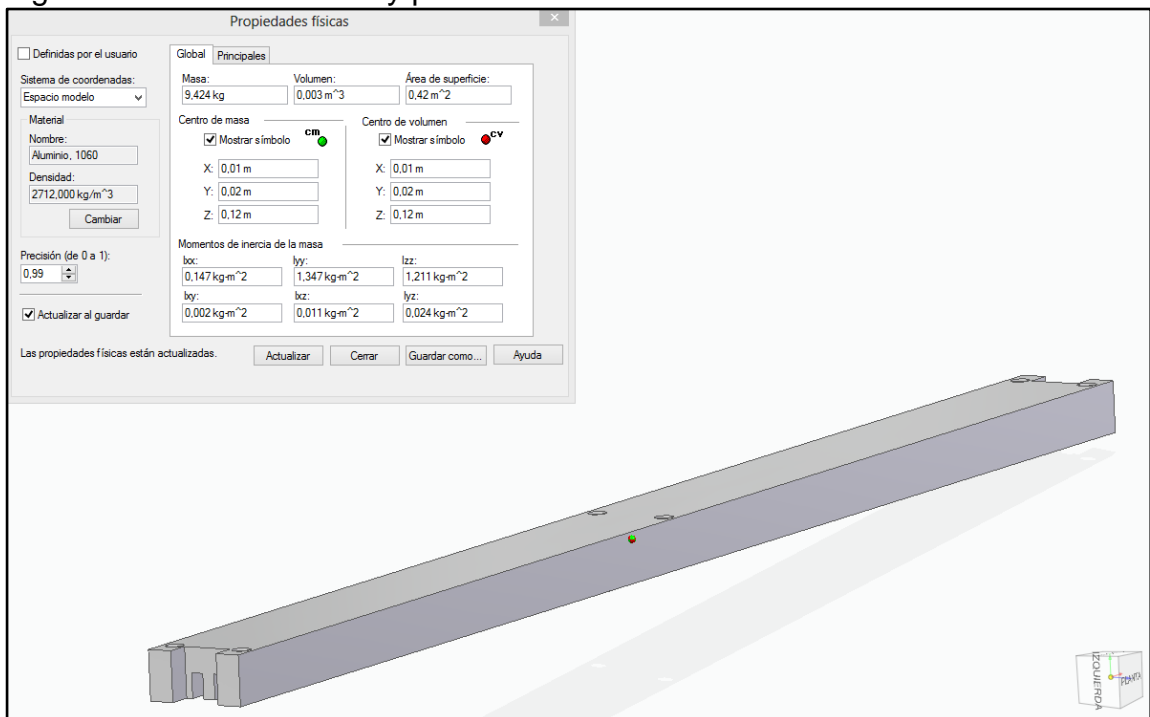
Luego del diseño de la leva gráficamente, procedemos a modelar el seguidor y la plataforma en donde se montará la cuchilla de precorte y la resistencia eléctrica que realizará el selle de la película; con el fin de poder conocer la masa de cada pieza y posteriormente calcular la fuerza que el seguidor le ejerce a la leva por medio del software Solid Edge(ver figura 44 y 45)

Figura 44. Seguidor



Fuente: Elaboración propia

Figura 45. Base selladora y precortadora.



Fuente: Elaboración propia

Para la estructura del seguidor se seleccionó acero estructural AISI 1020 como materia, teniendo una densidad de 7833kg/m³, por lo tanto, el software nos da un resultado de masa de 34,116kg

$$W = m * g$$

Siendo W el peso, m la masa de la pieza y g, la gravedad.

$$W_1 = 34,116kg * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_1 = 334,67796N$$

Para la pieza que se ensambla a la estructura del seguidor con función de sostener la cuchilla de precorte y la resistencia eléctrica, se selecciona aluminio 1060 por su baja densidad de 2712 kg/m³ con el fin de reducir peso y por lo tanto esfuerzos en la leva.

$$W_2 = 9,424kg * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_2 = 92,44944N$$

$$W = W_1 + W_2$$

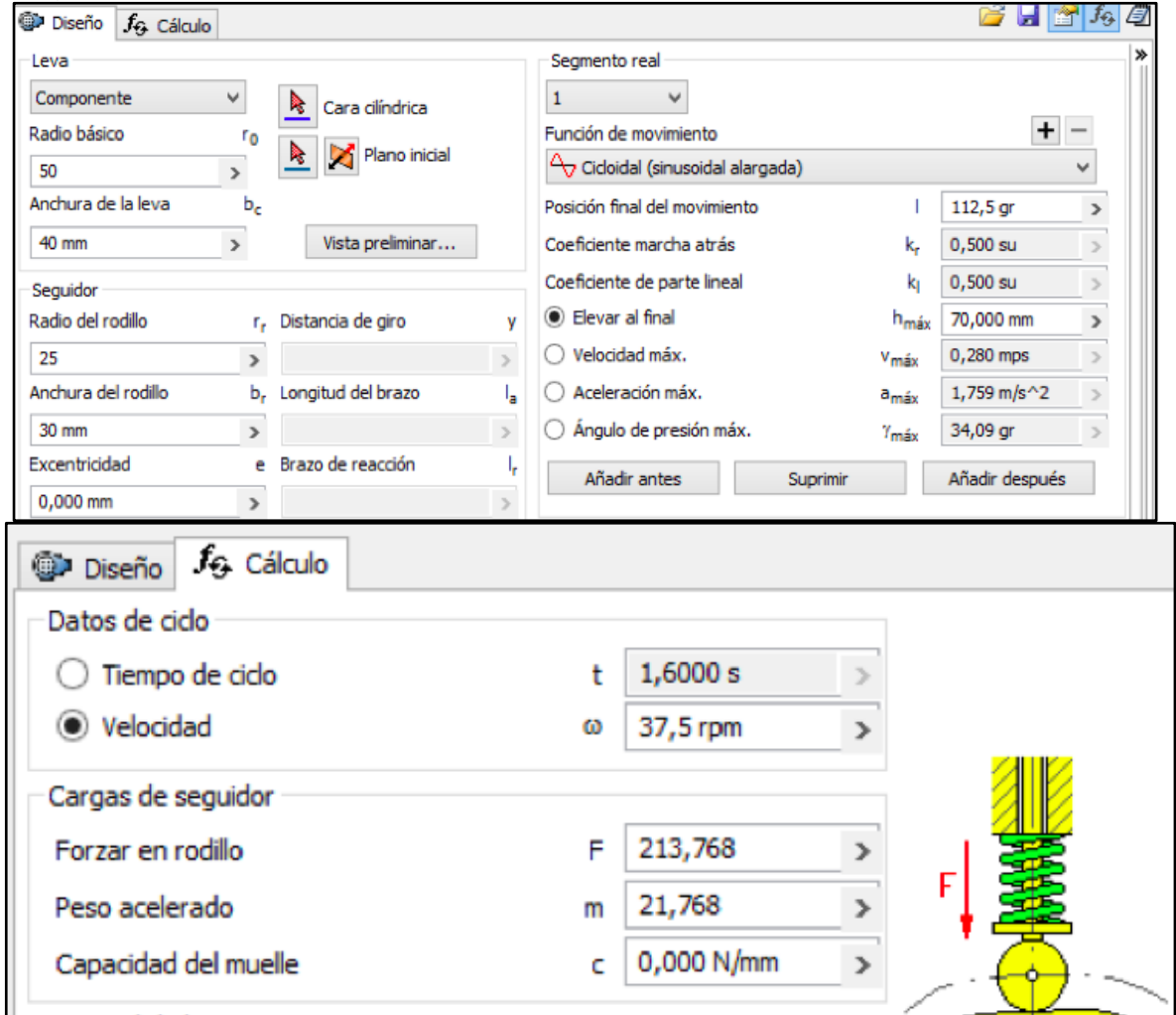
$$W = 334,67796N + 92,44944N = 427,1274N$$

Este valor es la fuerza de oposición del seguidor a las levas, como el análisis que se va a realizar es en una sola leva, y la geometría de la estructura del seguidor es totalmente simétrica se procede a dividir esta fuerza en dos, para el posterior calculo y análisis de una sola leva.

$$W = \frac{427,1274N}{2} = 213,768N$$

Se hará el uso del Software CAD 3DInventor para poder realizar un análisis dinámico de la leva para así lograr determinar con certeza el torque máximo requerido por la leva.(ver figura 46)

Figura 46. Análisis dinámico leva.



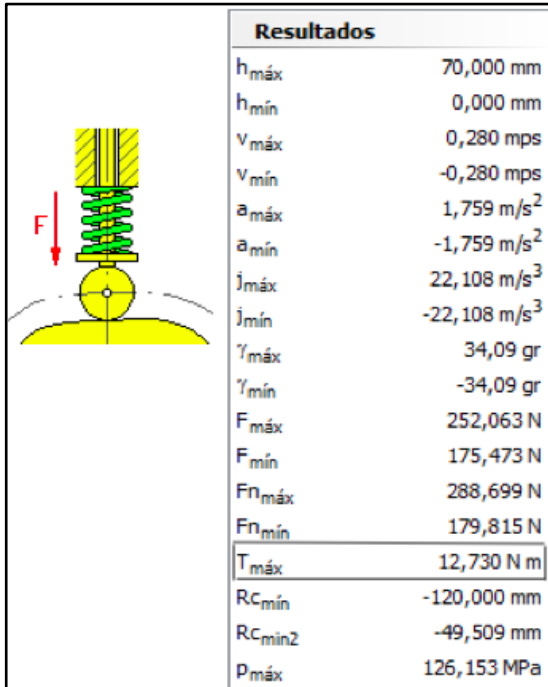
Fuente: Elaboracion propia

Se tomo un radio base de 50 mm teniendo en cuenta la carrera o desplazamiento del seguidor, una anchura de leva de 40 mm teniendo en cuenta las dimensiones del eje y del seguidor, un radio de rodillo del seguidor de 50mm y una anchura de rodillo de 30 mm; se tuvieron en cuenta las cargas del seguidor a la leva, la velocidad del ciclo y la velocidad angular.(ver figura 47)

La constante del resorte, se desprecia, debido a que el seguidor no cuenta con este sistema, por lo tanto en la figura 46 en la capacidad del muelle el valor es 0.

La ilustracion que muestra esta figura es una imagen de referencia la cual suministra el software 3D inventor.

Figura 47. Resultados análisis dinámico leva.



Fuente: Elaboración propia

El torque máximo en la leva fue de 12,730 Nm, con este valor y la velocidad angular se procede a calcular la potencia requerida en una sola leva.

$$P = \tau * W$$

Siendo τ el torque maximo requerido por la leva, W la velocidad angular en rad/s

$$37,5 \frac{REV}{min} * \frac{2\pi rad}{1 REV} * \frac{1 min}{60s}$$

$$w = 3,927 \frac{rad}{s}$$

$$P = 12,730 Nm,* 3,927 \frac{rad}{s}$$

$$P = 49,99 W$$

La potencia calculada es de una sola leva, por lo tanto, se multiplica por dos

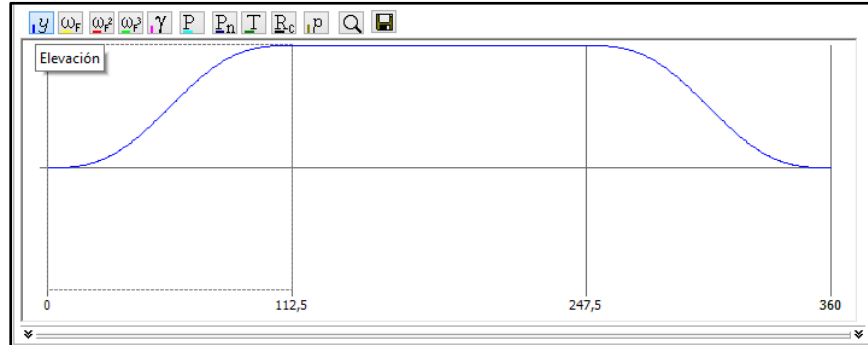
$$P LEVAS = 99,98W$$

Tabla 14. Resultado análisis dinámico leva

Posición de la leva [gr]	Elevación del seguidor [mm]	Velocidad [m/s]	Aceleración [m/s ²]	Angulo de presión [gr]	Fuerza del seguidor [N]	Par de torsor [N m]
0	0	0	0	0	213,768	0
20	2,4311	0,078628	1,581241	14,4982	248,188455	3,439531
40	16,1098	0,226193	1,386341	32,301	243,945869	10,987134
60	39,6496	0,276941	-0,365777	31,5962	205,805759	11,933974
80	60,5877	0,173869	-1,707033	18,0842	176,609298	6,464409
100	69,3834	0,032754	-1,130851	3,3062	189,151635	1,305032
120	70	0	0	0	213,768	0
140	70	0	0	0	213,768	0
160	70	0	0	0	213,768	0
180	70	0	0	0	213,768	0
200	70	0	0	0	213,768	0
220	70	0	0	0	213,768	0
240	70	0	0	0	213,768	0
260	69,3834	-0,032754	-1,130851	-3,3062	189,151635	-1,305032
280	60,5877	-0,173869	-1,707033	-18,0842	176,609298	-6,464409
300	39,6496	-0,276941	-0,365777	-31,5962	205,805759	-11,933974
320	16,1098	-0,226193	1,386341	-32,301	243,945869	-10,987134
340	2,4311	-0,078628	1,581241	-14,4982	248,188455	-3,439531
360	0	0	0	0	213,768	0

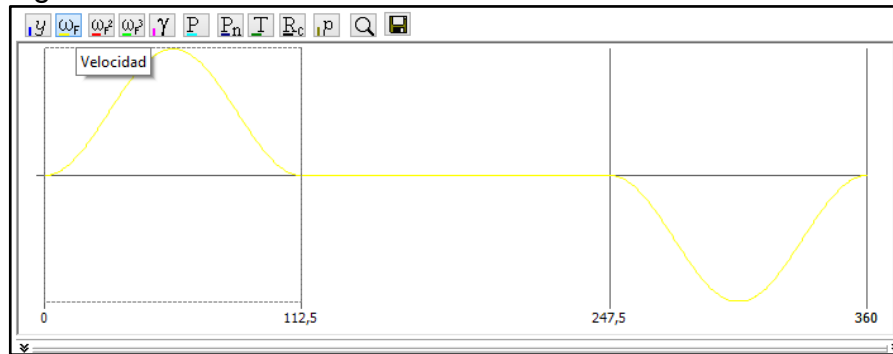
Fuente: Elaboración propia

Figura 48. Elevación leva.



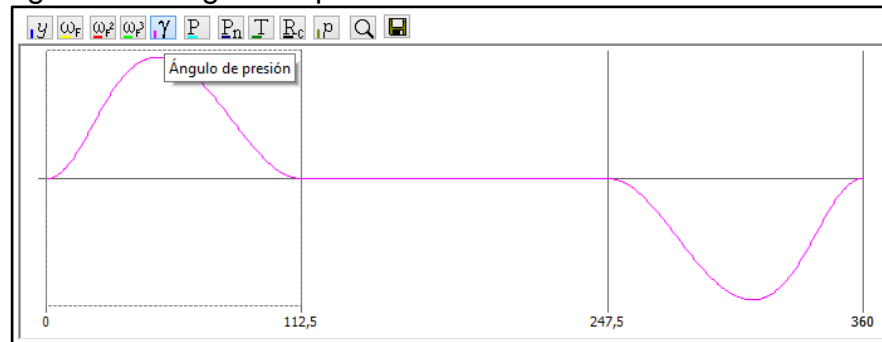
Fuente: Elaboración propia

Figura 49. Velocidad lineal leva.



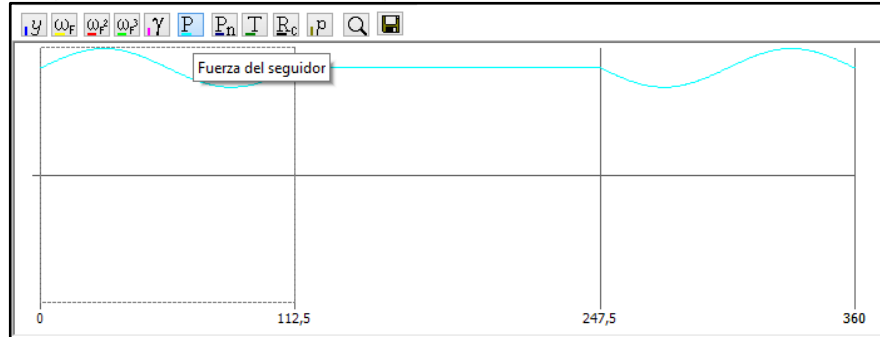
Fuente: Elaboración propia

Figura 50. Ángulo de presión leva.



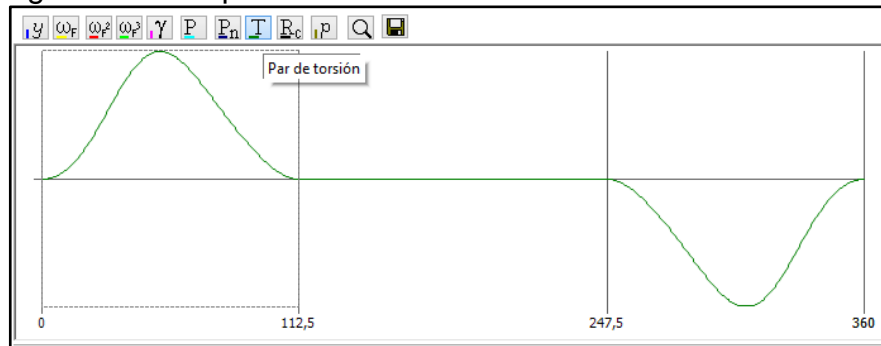
Fuente: Elaboración propia.

Figura 51. Fuerza del seguidor.



Fuente: Elaboración propia

Figura 52. Torque leva.



Fuente: Elaboración propia

Potencia total

La potencia total es la suma de la potencia requerida por los rodillos de halado (P1) y la potencia requerida por las levas (P2).

$$P = P1 + P2$$

$$P = 86,9809 \text{ W} + 99,98 \text{ W}$$

$$P = 186,96 \text{ W}$$

Cálculo de la resistencia de la película plástica al corte.

Con el objetivo de garantizar que la fuerza y presión ejercida de la plataforma de selle y precorte logre cumplir su objetivo como se desea; se calcula, cual es la resistencia de la película plástica al corte, o en este caso a la penetración.

Con el valor ya conocido del esfuerzo de rotura del polietileno de alta densidad el cual tiene un valor de 25N/mm^2 y calculando el area de la cuchilla que entrara en

contacto con la película. La cuchilla cuenta con un paso de 2.5 mm y un ancho de 2 mm.

$$A = 2.5 * 2 = 5mm^2$$

Con la fórmula del esfuerzo se despeja el valor de la fuerza:

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

Despejando la fuerza:

$$F = \sigma * A$$

$$F = \frac{25N}{mm^2} * 5mm^2 = 125N$$

Los 125 N equivalen a 12.74 Kgf. Aquí se garantiza que los 35 Kgf que cuenta la plataforma son suficientes para perforar la película plástica.

6.2.2.2 Selección de cuchilla. Se seleccionó una cuchilla para precorte de plástico fabricada por industrias Dimalta Ltda. La cual es una empresa ubicada en Bogotá en la localidad de Puente Aranda especializada en la fabricación de herramientas de corte y cuchillas industriales.

La cuchilla seleccionada por la necesidad del proceso y requerimiento del cliente, fabricada en acero inoxidable, con dimensiones de 38 mm de altura x 2 mm de espesor x 800 mm de largo; el paso de los dientes de la cuchilla es de 2,5 mm.

Figura 53. Cuchilla de precorte.

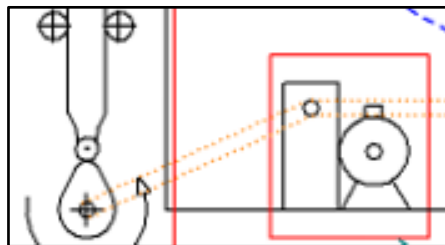


Fuente: <http://www.cuchillasdecalidad.com/cuchillas.html>.

6.2.2.3 Selección de resistencia. Se seleccionó una resistencia eléctrica para el selle de plástico, con características geométricas de 800 mm de largo, 21 mm de alto y 10mm de espesor; con una temperatura máxima de 280°C, con un voltaje de 120v y 0,70 A de corriente. Puede ser conectado en paralelo o en serie.

6.2.3 Selección del motor. El motor a utilizar para esta aplicación es un moto-reductor con una potencia $\frac{1}{2}$ hp de fuerza equivalente a 372,85 W. a su vez con una velocidad de salida del motor de 750 rpm que a su vez es la velocidad de entrada del reductor el cual cuenta con velocidad de salida de 150 rpm. Este moto-reductor es un modelo serie "2000" con referencia RG01; es fabricado por la empresa colombiana INDUSTRIAS RAMFE, los datos fueron suministrados por un asesor de la compañía el cual indico que el moto-reductor se fabrica apedido y requerimiento del cliente puesto que cuentan con una amplia gama de motores y moto-reductores. (Ver anexo H)

Figura 54. Transmisión del subsistema 2 al 2.2



Fuente: Elaboración propia

6.2.4 Transmisión del subsistema 2 al 2.2. La transmisión del motor al eje que transmite a la leva se seleccionó que va ser por medio de cadena, debido a la necesidad de una transmisión precisa, por ser un sistema rígido y garantiza los tiempos de proceso; además de la facilidad de lubricación, a su vida útil y a su mantenimiento rápido.¹⁵(ver figura 54).

Como se dijo anteriormente el motor con el que se va a contar en este subsistema tiene una potencia de $\frac{1}{2}$ de caballo mecánico (HP), es decir 372,85w; y una velocidad de salida del reductor de 150 RPM.

El sistema de precortado y sellado, por cálculos de diseño va a necesitar una potencia mínima de 186,96w y una velocidad angular mínima de 37,5 RPM.

¹⁵ SHIGLEY, Joseph. Teoría de máquinas y mecanismos. Editorial Mc Graw Hill 1988, 2 de febrero de 2018.

La distancia entre centros es 307,41mm aproximadamente.

Con los anteriores datos se puede iniciar a calcular todas las variables necesarias en la transmisión; iniciamos calculando la relación que van a tener las ruedas dentadas.

$$i = \frac{W1}{W2}$$

Siendo W1 la velocidad angular del eje motriz W2 la velocidad angular del eje conducido e i la relación.

$$i = \frac{150RPM}{37,5RPM} = 4$$

Es decir que va a ser un reductor de velocidad, mientras el eje motriz da 4 RPM el eje conducido da 1 RPM.

6.2.4.1 Selección de cadena. La cadena se selecciona con la potencia del motor en Kw y la velocidad angular del piñón; (ver anexo C).

Se seleccionó una cadena 05B1 que tiene como especificaciones un paso de 8mm es decir 0,315in, (A) diámetro del rodillo 5 mm, (B) ancho entre placas interiores 3mm, (C) diámetro de perno 2,31mm, (E) longitud de perno 8,9mm, con una resistencia mínima de tracción de 5kN y un peso de 0,2 kg/m. (ver figura 24)

Esta cadena tiene una vida útil de 15000h con una carga de trabajo de 0,405Kw y una velocidad de 150 rpm, un mantenimiento tipo 1 con lubricación manual.

Calculo del número de dientes de las ruedas dentadas.

$$D1N1 = D2N2$$

$$D2 = \frac{D1N1}{N2}$$

$$D2 = \frac{19dts * 150RPM}{37,5RPM} = 76dts$$

Los 19 dientes se toman como valor inicial de referencia para poder cumplir la relación de velocidad, por criterio de los diseñadores.¹⁶

Cálculo del diámetro primitivo de las ruedas dentadas.

$$Dp = \frac{P}{\text{sen} \frac{\pi}{z}}$$

¹⁶ GRUPO SKF. Catalogo general de cadenas. Editorial SKF 1975, 2 de julio de 2018.

Siendo P el paso de la cadena y z el número de dientes.

Para el piñón

$$Dp1 = \frac{8mm}{\text{sen} \frac{\pi}{19dts}} = 48,60mm$$

Para la rueda

$$Dp2 = \frac{8mm}{\text{sen} \frac{\pi}{76dts}} = 193,59mm$$

6.2.4.2 Selección de las ruedas dentadas. Se seleccionó un sproket con designación PHS 05B-1A19 SKF para la rueda más pequeña con un peso de 0,03kg. (Ver anexo I).

Se seleccionó un sproket con designación PHS 05B-1A76 SKF para la rueda más pequeña con un peso de 1,87kg. (Ver anexo J).

El ángulo de contacto se calcula mediante la siguiente formula

$$SEN^{-1}\left(\frac{\frac{Dp2}{2} - \frac{Dp1}{2}}{C}\right)$$

Siendo Dp1 en diámetro primitivo del piñón, Dp2 el diámetro primitivo de la rueda y C la distancia entre centros.

$$\beta_{contacto} = SEN^{-1}\left(\frac{\frac{193,59mm}{2} - \frac{48,60mm}{2}}{307,41mm}\right)$$

$$\beta_{contacto} = 0,2380^\circ$$

Luego de tener el ángulo de contacto se procede a calcular el número de eslabones que tendrá la cadena mediante la siguiente formula.

$$\frac{L}{P} = N^\circ \text{ Eslabones}$$

$$\frac{L}{P} = \frac{(Z1 + Z2)}{2} + (Z2 - Z1) * \frac{\beta}{\pi} + C * \text{Cos}(\beta) * \frac{2}{P}$$

$$\frac{L}{P} = \frac{(19 + 76)}{2} + (76 - 19) * \frac{0,2380}{\pi} + 307,41mm * \text{Cos}(0,2380) * \frac{2}{8mm}$$

$$\frac{L}{P} = 126,4 \approx 126 \text{ eslabones}$$

Por lo tanto, la longitud total de la cadena se puede expresar en la siguiente formula.

$$\frac{L}{P} = N^{\circ} \text{ Eslabones}$$

$$L = N^{\circ} \text{ Eslabones} * P$$

$$L = 126 * 8\text{mm} = 1008\text{mm}$$

Por último, procedemos a calcular la velocidad lineal que llevara la cadena mediante la siguiente expresión.

$$v = \frac{P * Z1 * N1}{60}$$

$$v = \frac{0,008\text{m} * 19 * 150\text{RPM}}{60} = 0,38 \text{ m/s}$$

6.2.4.3Diseño eje de transmisión de potencia de 2,3 a rodillo de halado. Diseño eje de transmisión de potencia motor eléctrico a rodillo de arrastre.

A continuación se procede a realizar los cálculos respectivos de diseño para el eje de transmisión de potencia, este eje cuenta con los siguientes valores iniciales para su cálculo:

- Potencia: 0.5 HP
- Velocidad de giro máxima: 150.26 RPM

Este eje contará en una sección con tres sprockets para variar la velocidad, por tal razón los cálculos se realizarán con las condiciones críticas o máximas. Por esta razón se selecciona la velocidad máxima de giro.

Se calcula el torque que transmitirá el eje:

$$T = \frac{63000 * 0.5\text{HP}}{150,26\text{rpm}} = 209,66 \text{ Lb.in} = 23,74 \text{ N.m}$$

Una vez hallado el torque se calculan las fuerzas que recaen sobre el eje, teniendo en cuenta los radios de los sprockets a utilizar.

$$Fa = \frac{T}{r} = \frac{23,74 \text{ N.m}}{0,057 \text{ m}} = 410,22 \text{ N}$$

Siendo a el sprocket que transmite la velocidad al rodillo de halado.

Esta fuerza hallada debe descomponerse en sus componentes vectoriales puesto que la transmision tiene un angulo de inclinacion; para este caso el angulo es de 80 grados.

$$F_{ay} = 410.22 * \text{Sen}(80) = 403.98N$$

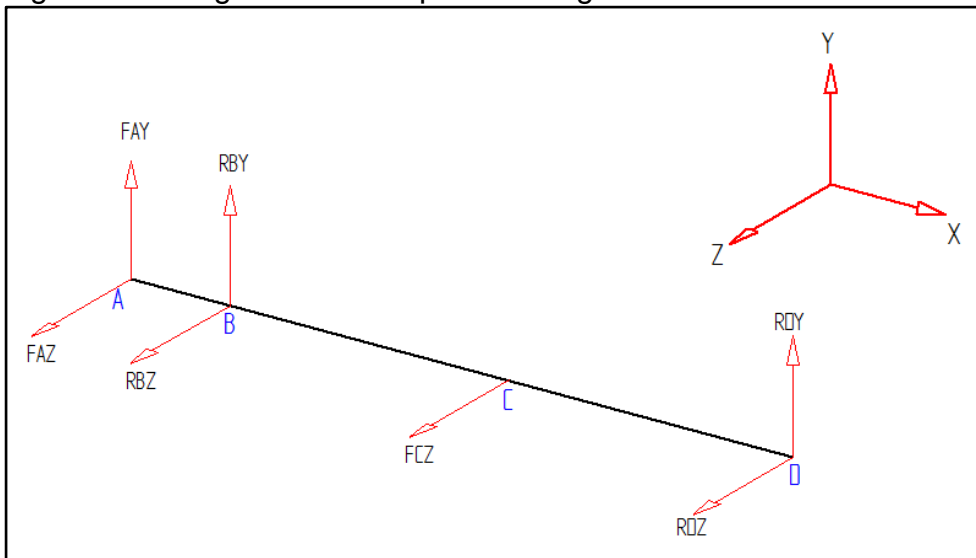
$$F_{az} = 410.22 * \text{cos}(80) = 71.23N$$

La fuerza que ejercer el sprocket conectado al motor es:

$$F_c = \frac{T}{r} = \frac{23,74 \text{ N.m}}{0,057 \text{ m}} = 410,22 \text{ N}$$

En la figura 55 se observa el diagrama de fuerzas del eje.

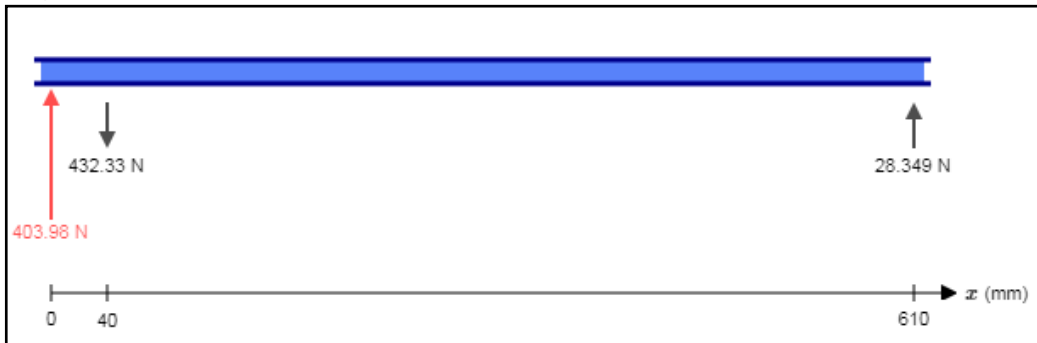
Figura 55. Diagrama de cuerpo solido rígido.



Fuente: Elaboración propia

Con las cargas que inciden en el eje una vez calculadas y los rodamientos ubicados geoméricamente se procede a dividir el eje por planos y asumirlo como una viga para si calcular las reacciones que asumirán los rodamientos. (ver figuras 56 y 59)

Figura 56. Plano y-x



Fuente: Elaboración propia.

Para hallar el valor de las reacciones se realiza primero una sumatoria de fuerzas en el eje Y igualando a cero:

$$\sum Fy = 0$$

$$\sum Fy = Fay - Rby + Rfy = 0$$

Al desconocer dos variables no es posible resolver la ecuación por lo cual se realiza una sumatoria de momentos, en este caso en el punto F.

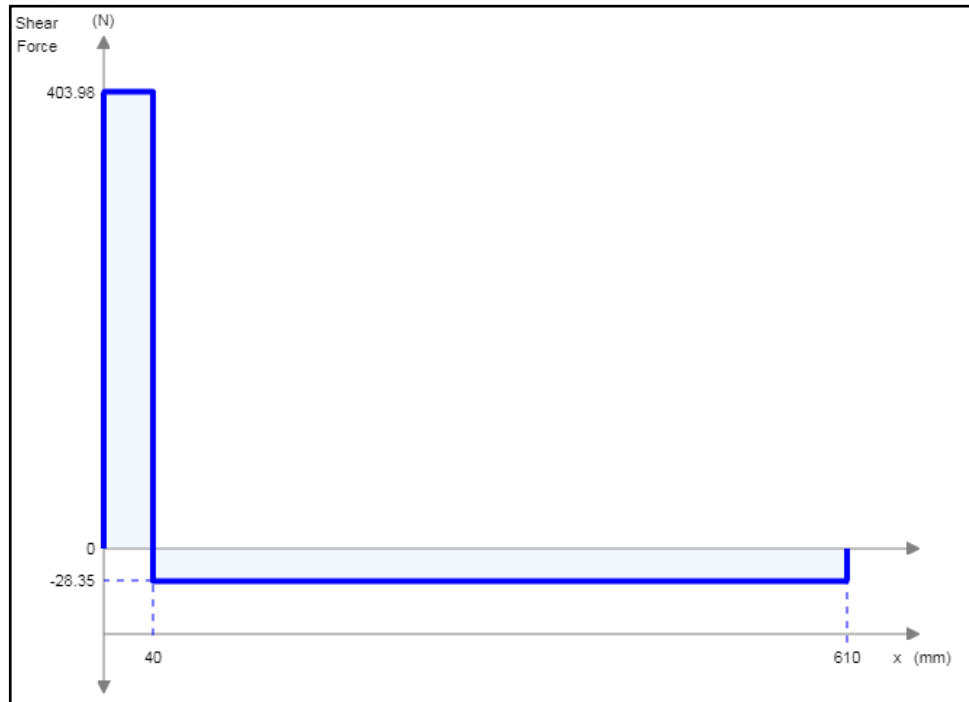
$$\sum Mb = 0$$

$$\sum Mb = (Fay * 0.61m) + (Rby * 0.57m) = 0$$

Despejando y reemplazando el valor de la fuerza Fay conocida se obtiene un valor de Rby= 432.33N. Conociendo el valor de esta reacción se reemplaza en la ecuación de sumatoria de fuerzas en "Y" y despeja el valor de la reacción restante, Rfy= 28.35N

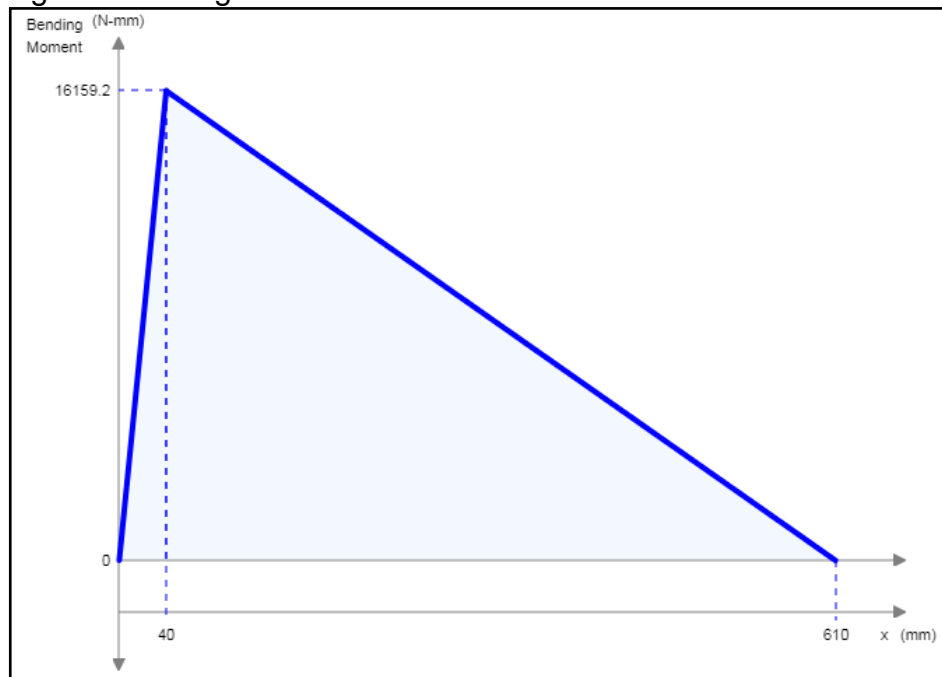
Posteriormente se procede a realizar el dibujo de las gráficas de fuerza cortante y de momento flector, como se aprecia en las figuras 56 y 57

Figura 57. Diagrama fuerza cortante



Fuente: Elaboración propia

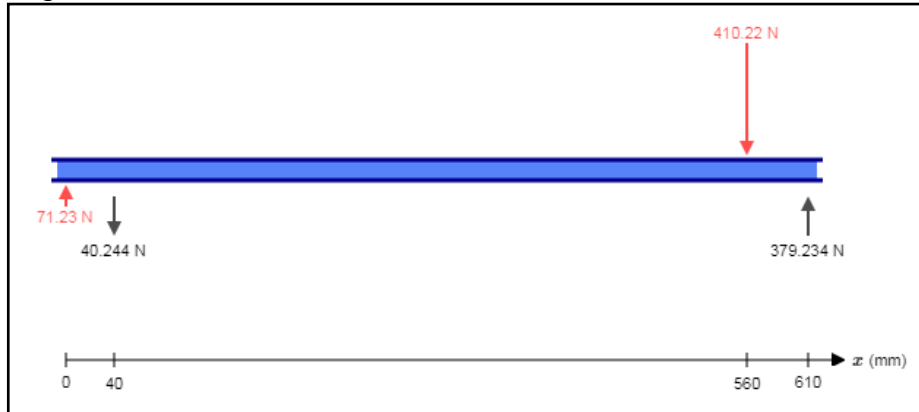
Figura 58. Diagrama momento flector.



Fuente: Elaboración propia

Para posterior diseño se tiene en cuenta el valor del momento flector maximo el cual tiene un valor de 16159.2 N.mm.

Figura 59. Plano Z-X.



Fuente: Elaboración propia

Para hallar el valor de las reacciones se realiza primero una sumatoria de fuerzas en el eje Y igualando a cero:

$$\sum Fy = 0$$

$$\sum Fy = Faz - Rbz - Fc + Rfz = 0$$

Al desconocer dos variables no es posible resolver la ecuación por lo cual se realiza una sumatoria de momentos, en este caso en el punto B.

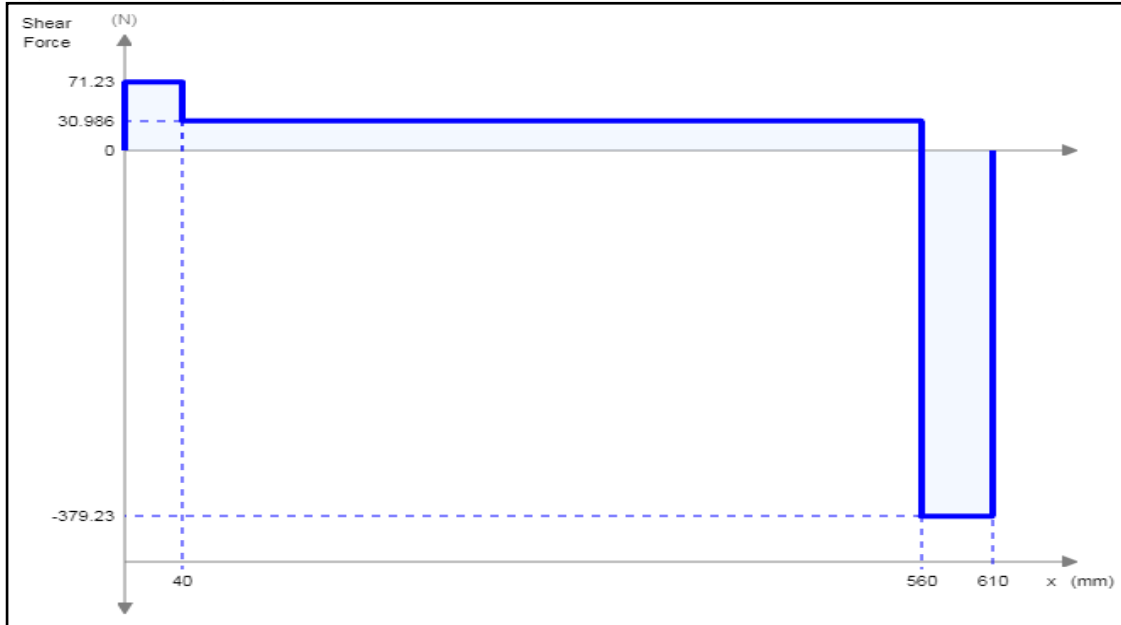
$$\sum Mb = 0$$

$$\sum Mb = (-Faz * 0.04m) - (Fc * 0.52m) + (Rfz * 0.57m) = 0$$

Despejando y reemplazando el valor de la fuerza Faz conocida se obtiene un valor de Rfz= 379.234N. Conociendo el valor de esta reacción se reemplaza en la ecuación de sumatoria de fuerzas en "Y" y despeja el valor de la reacción restante, Rbz= 40.24N

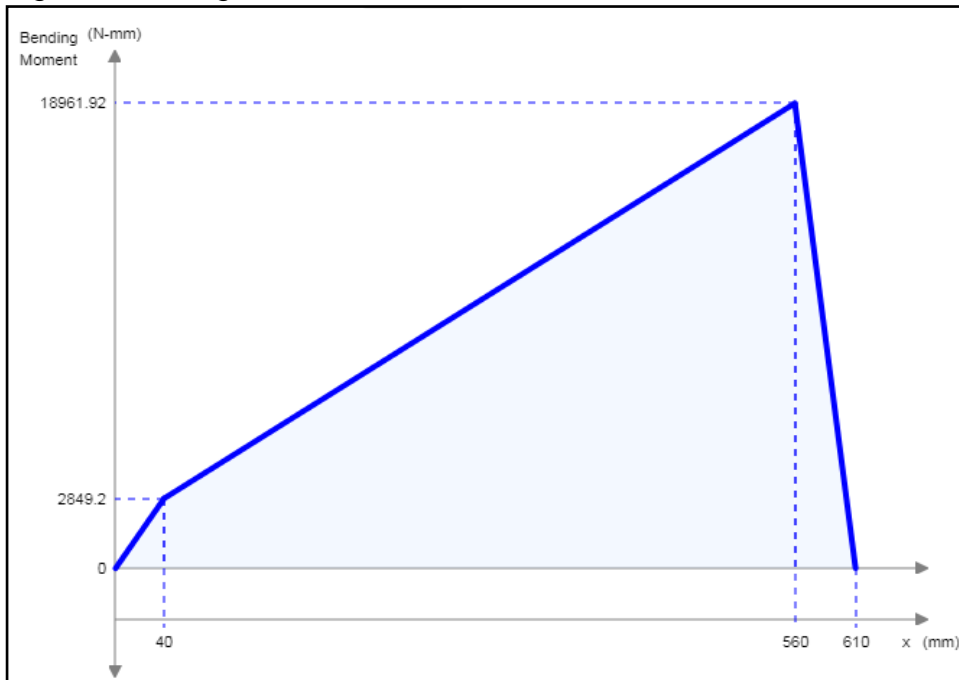
Posteriormente se procede a realizar el dibujo de las gráficas de fuerza cortante y de momento flector, como se aprecia en las figuras60 y 61.

Figura 60. Diagrama fuerza cortante.



Fuente: Elaboración propia

Figura 61. Diagrama momento flector



Fuente: Elaboración propia.

Para posterior diseño se tiene en cuenta el valor del momento flector máximo el cual tiene un valor de 18961.2 N.mm.

Calculo resistencia estimada a la fatiga real.

El cálculo de la resistencia estimada a la fatiga real se realiza con el propósito de garantizar que, a la hora de calcular los diámetros requeridos del eje, el eje no fallara por motivos de fatiga, ya que su función es un trabajo cíclico y repetitivo por lo cual es de interés garantizar que no falle.

De acuerdo al libro de diseño de Robert Mott el cálculo se realiza siguiendo los respectivos pasos.¹⁷

- Selección del material del eje: el acero seleccionado para esta aplicación es un acero Aisi 1045, el cual por su contenido de carbono lo hace ideal para el uso en ejes de baja velocidad. Este acero cuenta con un S_y de 71000 Psi (489527770 Pascales) y un S_u de 80000 psi (551580580 Pascales). Para este propósito se hará uso de un eje forjado y estirado.
- Con uso de la gráfica mostrada en el anexo O, se estima la resistencia a la fatiga modificada S_n

S_n tiene un valor de 31000 psi

- Se aplica un factor de material C_m , al ser un acero forjado C_m tiene un valor de 1.0
- Aplicar un valor de tipo de esfuerzo C_{st} de 1.0 para esfuerzo flexionante o 0.8 para tensión axial. Para este caso se hace uso de un factor de 1.0 ya que el eje está sometido a un esfuerzo flexionante.
- Aplicar un factor de confiabilidad

Se aproxima a una confiabilidad deseada del 0.99, esta confiabilidad se estima por parte del material, que este sea de un origen confiable y cumpla con los requerimientos especificados. Por cual se tiene un factor C_r de 0.81.

- Aplicar un factor de tamaño C_s estimando un diámetro deseado, para este caso se aplicará deseando para un diámetro de 2 pulgadas (50.8 mm)

¹⁷ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial PRENTICE HALL, INC, 2006- 5 de marzo de 2018. p. 197

Aplicando la correspondiente formula se halla un factor de tamaño C_s de 0.837.

- Aplicando la siguiente formula se halla la resistencia a la fatiga estimada real:

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_r * C_s$$

$$S_n' = 31000Psi * 1 * 1 * 0.81 * 0.875 = 21017.07 Psi = 151486440Pa$$

Calculo de diámetros por secciones.

El cálculo de los diámetros se realizará aplicando la formula tomada del libro de Diseño de Robert Mott donde se toman en cuenta desde concentradores de esfuerzo, torque, esfuerzos del material, y el momento flector calculado para el eje.¹⁸

$$D = \left(\frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{Kt * m}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Siendo

N: factor de seguridad, que para este caso si aplicara un valor de 2, tomando como referencia las recomendaciones dadas por el libro de Diseño de Robert Mott.

Kt: concentradores de esfuerzo provocados por cuñas, o chaflanes escalonados.

M: momento flector máximo.

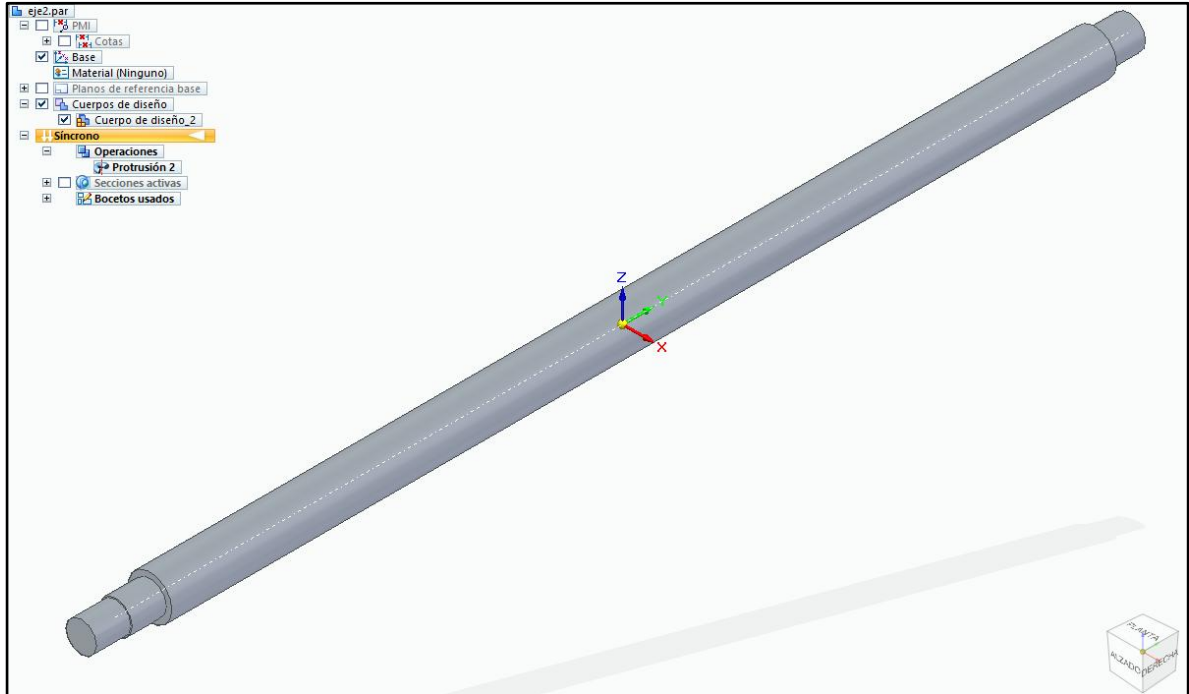
S_n' : resistencia a la fatiga estimada real

T: torque máximo del eje

S_y : esfuerzo permisible del material AISI 1045

¹⁸ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial PRENTICE HALL, INC, 2006 30 de febrero de 2018. p. 199

Figura 62. Eje transmisión de halado.



Fuente: Elaboración propia.

Para el eje se requieren 4 diámetros diferentes dado los elementos que tendrá montados, por facilidad los diámetros 2 y 4 serán iguales puesto aquí van los rodamientos. Los diámetros 1 y 5 tendrán un K_t de 2 y los diámetros 2 y 4 un K_t de 2.5.

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación se obtienen unos diámetros mínimos requeridos de :

Tabla 15 Diámetros mínimos requeridos

Diámetro	Dimensión en mm
Diámetro 1	9.88
Diámetro 2	10.25
Diámetro 3	10.41
Diámetro 4	10.25

Fuente: Elaboración propia.

Dado que estos diámetros son muy pequeños y el eje puede correr el riesgo de sufrir deflexión, es posible aumentar estos diámetros y darlos en medidas más

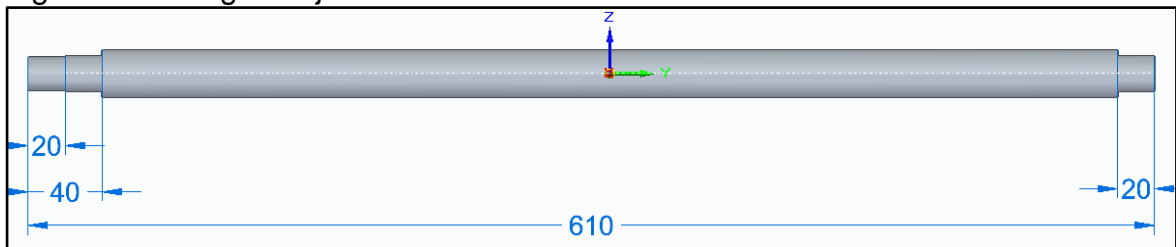
estándar para su fabricación. De esta manera se selección los siguientes nuevos diámetros.

Tabla 16 Diámetros normalizados

Diámetro	Dimensión en mm
Diámetro 1	17.7
Diámetro 2	19.05
Diámetro 3	25.4
Diámetro 4	19.05

Fuente: Elaboración propia

Figura 63. Longitud eje de halado.



Fuente: Elaboración propia

Con el fin de corroborar que los diámetros calculados resistan a la deflexión se procede a realizar la correspondiente verificación. Para esto se hará uso de las fórmulas tomados del libro de Diseño de Robert Mott. Se calcula la deflexión máxima en el centro del eje, mediante la siguiente fórmula:

$$Y_{max} = \frac{-pab(L + b)\sqrt{3a(l + b)}}{27EIL}$$

Donde:

- P= carga sobre el eje equivalente a 410,22 N
- a= longitud entre apoyos de 0,520 m
- b= longitud menor entre la carga y uno de los apoyos de 0,050 m
- L= longitud total del eje de 0,570 m
- E= 207 Gpa

Y se calcula de cuarto momento de inercia i:

$$i = \frac{\pi * d^4}{64} = \frac{\pi * 0,0254m^4}{64} = 2,043 * 10^{-8}m^4$$

Al reemplazar los valores correspondientes en la ecuación de Ymax. Se obtiene el siguiente resultado:

$$Y_{max} = -5,69 * 10^{-5}m = -0,056 mm$$

Este valor de deflexión es permitido puesto que la cadena la cual transmite la potencia al eje no va a sufrir un acortamiento que represente una pérdida de tensión o de potencia.

Por último con respecto al eje es necesario comprobar la vida útil del eje, este cálculo se realiza siguiendo la formula dada para este fin en el libro de ingeniería de Joseph Shigley.¹⁹

Donde dice que:

$$Sn' \geq \frac{M}{\frac{I}{c}}$$

Siendo:

Sn': resistencia a la fatiga estimada real, $151,48 * 10^6 \frac{N}{m^2}$

M: momento flector máximo, 18961,2 Nmm

Y se calcula la relación $\frac{i}{c}$

$$\frac{i}{c} = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{\pi * 25.4mm^3}{32} = 1608.79mm^3$$

$$\frac{M}{\frac{i}{c}} = \frac{18961,2Nmm}{1608,79mm^3} = 11780000 \frac{N}{mm^2}$$

Una vez realizado el cálculo se procede a comparar ambos lados de la ecuación.

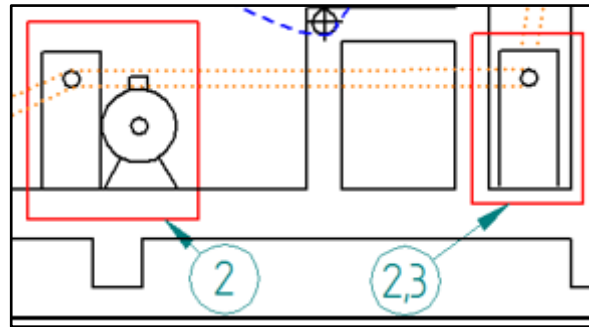
$$Sn' \geq \frac{M}{\frac{I}{c}}$$

$$151,48 * 10^6 \frac{N}{m^2} \geq 11,78 * 10^6 \frac{N}{m^2}$$

¹⁹SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica. Editorial Mc Graw Hill 1988

Como se evidencia el valor de S_n' es mayor que el otro extremo de la ecuación, lo cual siguiendo las directrices y parámetros establecidos en el libro de Joseph Shigley el eje está diseñado para un número de ciclos infinitos.

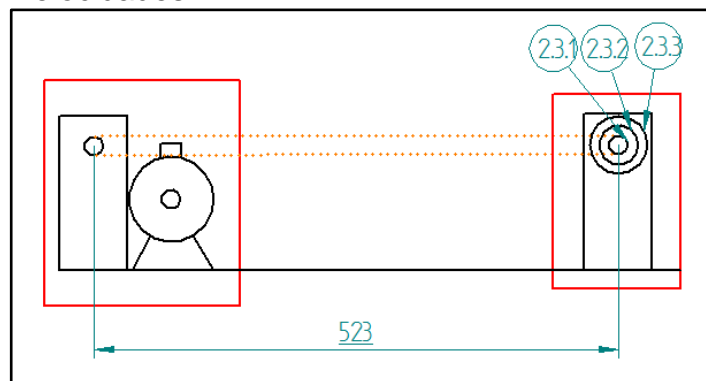
Figura 64. Transmisión del subsistema 2 al 2.3.



Fuente: Elaboración propia

6.2.5 Transmisión del subsistema 2 al 2.3. El subsistema 2.3 se compone de un eje con 3 sprockets los cuales denominaremos 2.3.1, 2.3.2 y 2.3.3. (Ver figura 64). La transmisión del motor 2 al eje capaz de variar las velocidades mediante 3 sprockets diferentes será mediante cadena, ya que este sistema facilita la manipulación por parte del operario, a la hora de cambiar la cadena de piñón; además tiene ventajas como la facilidad de mantenimiento y la vida útil.

Figura 65. Transmisión del motor 2 a la caja de velocidades.



Fuente: Elaboración propia

6.2.5.1 Transmisión del subsistema 2 al 2.3.1. El motor que va a transmitir es el N°2 el cual tiene una potencia de 1/2 de caballo mecánico (HP), es decir 372,85w; y una velocidad de salida del reductor de 150 RPM.²⁰

El cambio de piñón se hará manualmente por el operario, con el fin de variar la velocidad requerida.

La rueda dentada 2.3.1, por aplicación deberá contar con una potencia mínima de 87,78w y una velocidad angular de 150,3826 rpm.

La distancia entre centros es 523mm.

Con los anteriores datos se puede iniciar a calcular todas las variables necesarias en la transmisión; iniciamos calculando la relación que van a tener las ruedas dentadas.

$$i = \frac{W1}{W2}$$

Siendo W1 la velocidad angular del eje motriz W2 la velocidad angular del eje conducido e i la relación.

$$i = \frac{150RPM}{150,3826RPM} = 0,999 \approx 1$$

Una relación 1-1 sin cambios de velocidad, mientras el eje motriz da 1 RPM el eje conducido da 1 RPM.

Selección de cadena.

La cadena se selecciona con la potencia del motor en kW y la velocidad angular del piñón; (ver anexo C).

Se seleccionó una cadena 06B1 que tiene como especificaciones un paso de 9,525 mm es decir 0,375in, (A) diámetro del rodillo 6,35 mm, (B) ancho entre placas interiores 5,72mm, (C) diámetro de perno 3,28mm, (E) longitud de perno 14,1mm, con una resistencia mínima de tracción de 9kN y un peso de 0,41 kg/m.(ver figura 24)

Esta cadena tiene una vida útil de 15000h con una carga de trabajo de 0,405 kW y una velocidad de 150 rpm, un mantenimiento tipo 1 con lubricación manual.

²⁰SHIGLEY, Joseph. Teoría de máquinas y mecanismos. Editorial Mc Graw Hill 1988, 2 de febrero de 2018.

Calculo del número de dientes de las ruedas dentadas.

$$D1N1 = D2N2$$

$$D2 = \frac{D1N1}{N2}$$

$$D2 = \frac{19dts * 150RPM}{150RPM} = 19dts$$

Cálculo del diámetro primitivo de las ruedas dentadas.

$$Dp = \frac{P}{\text{sen} \frac{\pi}{z}}$$

Siendo P el paso de la cadena y z el número de dientes.

Para el piñón

$$Dp1 = \frac{9,525mm}{\text{sen} \frac{\pi}{19dts}} = 57,87mm$$

Para la rueda

$$Dp2 = \frac{9,525mm}{\text{sen} \frac{\pi}{19dts}} = 57,87mm$$

Selección de las ruedas dentadas

Para el sprocket conductor y el conducido se seleccionó el mismo con designación PHS 06B-1A19SKF para la rueda más pequeña con un peso de 0,09kg. (ver anexo K).

Luego de tener la cadena seleccionada se procede a calcular la N° de eslabones en la cadena.

$$\frac{L}{P} = N^{\circ} \text{ Eslabones}$$

$$\frac{L}{P} = 2C + \frac{Z2 + Z1}{2} + \frac{(Z2 - Z1)^2}{4C\pi^2}$$

C es la distancia entre centros/paso de la cadena. Z2 y Z1 El número de dientes de las ruedas dentadas

$$\frac{L}{P} = 2 * 54,9mm + \frac{19 + 19}{2} + \frac{(19 - 19)^2}{4 * 54,9mm * \pi^2}$$

$$\frac{L}{P} = 128,8 \approx 129 \text{ eslabones}$$

Por lo tanto, la longitud total de la cadena se puede expresar en la siguiente formula.

$$\frac{L}{P} = N^{\circ} \text{ Eslabones}$$

$$L = N^{\circ} \text{ Eslabones} * P$$

$$L = 129 * 9,525\text{mm} = 1228,725\text{mm}$$

Por último, procedemos a calcular la velocidad lineal que llevara la cadena mediante la siguiente expresión.

$$v = \frac{P * Z1 * N1}{60}$$

$$v = \frac{0,009525\text{m} * 19 * 150\text{RPM}}{60} = 0,45\text{m/s}$$

6.2.5.2 Transmisión del subsistema 2 al 2.3.2. La rueda dentada 2.3.2, por aplicación deberá contar con una potencia mínima de 87,78 W y una velocidad angular de 112,787 rpm

La distancia entre centros es de 523mm

Con los anteriores datos se puede iniciar a calcular todas las variables necesarias en la transmisión; iniciamos calculando la relación que van a tener las ruedas dentadas.

$$i = \frac{W1}{W2}$$

Siendo W1 la velocidad angular del eje motriz W2 la velocidad angular del eje conducido e i la relación.

$$i = \frac{150\text{RPM}}{112,787\text{RPM}} = 1,3299$$

Es decir que va a ser un reductor de velocidad, mientras el eje motriz da 1,329RPM el eje conducido da 1 RPM.

Selección de la cadena

La cadena va a ser la misma en el sistema el cual cuenta con las siguientes especificaciones. (Ver anexo C).

06B1 que tiene como especificaciones un paso de 9,525 mm es decir 0,375in, (A) diámetro del rodillo 6,35 mm, (B) ancho entre placas interiores 5,72mm, (C) diámetro de perno 3,28mm, (E) longitud de perno 14,1mm, con una resistencia mínima de tracción de 9kN y un peso de 0,41 kg/m. (ver figura 24).

Calculo del número de dientes de las ruedas dentadas.

$$D1N1 = D2N2$$

$$D2 = \frac{D1N1}{N2}$$

$$D2 = \frac{19dts * 150RPM}{112,787RPM} = 25,26dts \approx 25dts$$

Cálculo del diámetro primitivo de las ruedas dentadas.

$$Dp = \frac{P}{\text{sen} \frac{\pi}{z}}$$

Siendo P el paso de la cadena y z el número de dientes.

Para el piñón

$$Dp1 = \frac{9,525mm}{\text{sen} \frac{\pi}{19dts}} = 57,87mm$$

Para la rueda

$$Dp2 = \frac{9,525mm}{\text{sen} \frac{\pi}{25dts}} = 75,99mm$$

Selección de las ruedas dentadas

Dp1 es el mismo piñón montado en el reductor del motor ya seleccionado anteriormente.

Se seleccionó un sproket para la rueda dentada más grande con designación PHS 06B-1A25 SKF con un peso de 0,17kg. (Veranexo L).

El ángulo de contacto se calcula mediante la siguiente formula

$$SEN^{-1}\left(\frac{\frac{Dp2}{2} - \frac{Dp1}{2}}{C}\right)$$

Siendo Dp1 en diámetro primitivo del piñón, Dp2 el diámetro primitivo de la rueda y C la distancia entre centros.

$$\beta_{contacto} = SEN^{-1}\left(\frac{\frac{75,99mm}{2} - \frac{57,87mm}{2}}{523mm}\right)$$

$$\beta_{contacto} = 0,0173^\circ$$

Luego de tener el ángulo de contacto se procede a calcular el número de eslabones que tendrá la cadena mediante la siguiente formula.

$$\frac{L}{P} = N^\circ \text{ Eslabones}$$

$$\frac{L}{P} = \frac{(Z1 + Z2)}{2} + (Z2 - Z1) * \frac{\beta}{\pi} + C * COS(\beta) * \frac{2}{P}$$

$$\frac{L}{P} = \frac{(19 + 25)}{2} + (25 - 19) * \frac{0,0173}{\pi} + 523mm * COS(0,0173) * \frac{2}{9,525mm}$$

$$\frac{L}{P} = 131,82 \approx 132 \text{ eslabones}$$

Por lo tanto, la longitud total de la cadena se puede expresar en la siguiente formula.

$$\frac{L}{P} = N^\circ \text{ Eslabones}$$

$$L = N^\circ \text{ Eslabones} * P$$

$$L = 132 * 9,525mm = 1257,3mm$$

Por último, procedemos a calcular la velocidad lineal que llevara la cadena mediante la siguiente expresión.

$$v = \frac{P * Z1 * N1}{60}$$

$$v = \frac{0,009525m * 19 * 150RPM}{60} = 0,45m/s$$

6.2.5.3 Transmisión del subsistema 2 al 2.3.3. La rueda dentada 2.3.2, por aplicación deberá contar con una potencia mínima de 87,78 W y una velocidad angular de 75,1813 rpm.

La distancia entre centros es 523mm

Iniciamos calculando la relación que van a tener las ruedas dentadas.

$$i = \frac{W1}{W2}$$

Siendo W1 la velocidad angular del eje motriz W2 la velocidad angular del eje conducido e i la relación.

$$i = \frac{150RPM}{75,1813RPM} = 1,99 \approx 2$$

Es decir que va a ser un reductor de velocidad, mientras el eje motriz da dos revoluciones en un minuto el eje conducido dará 1.

Selección de cadena

La cadena va a ser la misma en el sistema el cual cuenta con las siguientes especificaciones. (Ver anexo C).

06B1 que tiene como especificaciones un paso de 9,525 mm es decir 0,375in, (A) diámetro del rodillo 6,35 mm, (B) ancho entre placas interiores 5,72mm, (C) diámetro de perno 3,28mm, (E) longitud de perno 14,1mm, con una resistencia mínima de tracción de 9kN y un peso de 0,41 kg/m. (ver figura 24)

Esta cadena tiene una vida útil de 15000h con una carga de trabajo de 0,405 kW y una velocidad de 150 rpm, un mantenimiento tipo 1 con lubricación manual.

Calculo del número de dientes de las ruedas dentadas.

$$D1N1 = D2N2$$

$$D2 = \frac{D1N1}{N2}$$

$$D2 = \frac{19dts * 150RPM}{75,1813RPM} = 37,9dts \approx 38dts$$

Cálculo del diámetro primitivo de las ruedas dentadas.

$$Dp = \frac{P}{\text{sen} \frac{\pi}{z}}$$

Siendo P el paso de la cadena y z el número de dientes.

Para el piñón

$$Dp1 = \frac{9,525mm}{\text{sen} \frac{\pi}{19dts}} = 57,87mm$$

Para la rueda

$$Dp2 = \frac{9,525mm}{\text{sen} \frac{\pi}{38dts}} = 115,34mm$$

Selección de las ruedas dentadas

Dp1 es el mismo piñón montado en el reductor del motor ya seleccionado anteriormente

Se seleccionó un sproket para la rueda dentada más grande con designación PHS 06B-1A38 SKF con un peso de 0,39kg. (Ver anexoM)

El ángulo de contacto se calcula mediante la siguiente formula

$$SEN^{-1}\left(\frac{\frac{Dp2}{2} - \frac{Dp1}{2}}{C}\right)$$

Siendo Dp1 en diámetro primitivo del piñón, Dp2 el diámetro primitivo de la rueda y C la distancia entre centros.

$$\beta_{contacto} = SEN^{-1}\left(\frac{\frac{115,34mm}{2} - \frac{57,87mm}{2}}{523mm}\right)$$

$$\beta_{contacto} = 0,0549^\circ$$

Luego de tener el ángulo de contacto se procede a calcular el número de eslabones que tendrá la cadena mediante la siguiente formula.

$$\frac{L}{P} = N^\circ \text{ Eslabones}$$

$$\frac{L}{P} = \frac{(Z1 + Z2)}{2} + (Z2 - Z1) * \frac{\beta}{\pi} + C * \text{COS}(\beta) * \frac{2}{P}$$

$$\frac{L}{P} = \frac{(19 + 38)}{2} + (38 - 19) * \frac{0,0549}{\pi} + 523\text{mm} * \text{COS}(0,0549) * \frac{2}{9,525\text{mm}}$$

$$\frac{L}{P} = 138,48 \approx 138 \text{ eslabones}$$

Por lo tanto, la longitud total de la cadena se puede expresar en la siguiente formula.

$$\frac{L}{P} = N^{\circ} \text{ Eslabones}$$

$$L = N^{\circ} \text{ Eslabones} * P$$

$$L = 138 * 9,525\text{mm} = 1314,45\text{mm}$$

Por último, procedemos a calcular la velocidad lineal que llevara la cadena mediante la siguiente expresión.

$$v = \frac{P * Z1 * N1}{60}$$

$$v = \frac{0,009525\text{m} * 19 * 150\text{RPM}}{60} = 0,45\text{m/s}$$

6.2.5.4 Selección de sistema de tensión en la cadena. Se seleccionó un tensor reportado serie-T de INTERMEC, (ver anexo N); se seleccionó por la necesidad de mantener la tensión en la cadena al cambiar de piñón para variar la velocidad para cada aplicación.

Y por último se calcula la transmisión la caja de velocidades con numero de subsistema 2.3 al rodillo de halado con numero de subsistema 2.1

6.2.5.5 Transmisión del subsistema 2.3 al 2.1. El eje que va a transmitir el movimiento contara con una potencia de 1/2 de caballo mecánico (HP), es decir 372,85 W; y una velocidad variable, dependiendo de la relación utilizada en la caja de velocidades.

La rueda dentada que ira ensamblada al rodillo de halado, por aplicación deberá contar con una potencia mínima de 87,78w y una velocidad angular variable, dependiendo del tamaño de bolsa que se va a producir.

La distancia entre centros es 850mm

Con lo dicho anteriormente, este mecanismo solo pretende transmitir movimiento y potencia mas no velocidad, por lo que se va a tomar una relación 1-1 siendo así nada más dependiente de caja de velocidades.

Selección de cadena.

La cadena se selecciona con la potencia del eje motriz en Kw y la velocidad angular del mismo; (ver anexo C).

Se seleccionó una cadena 06B1 ya que esta cuenta con el margen de velocidades que van a ser empleadas en la transmisión y tiene como especificaciones un paso de 9,525 mm es decir 0,375in, (A) diámetro del rodillo 6,35 mm, (B) ancho entre placas interiores 5,72mm, (C) diámetro de perno 3,28mm, (E) longitud de perno 14,1mm, con una resistencia mínima de tracción de 9kN y un peso de 0,41 kg/m. (ver figura 23)

Calculo del número de dientes de las ruedas dentadas.

Las dos ruedas dentadas van a tener un numero de dientes de 19 basándonos únicamente para la selección de estos en el diámetro del eje.

Cálculo del diámetro primitivo de las ruedas dentadas.

$$Dp = \frac{P}{\text{sen} \frac{\pi}{z}}$$

Siendo P el paso de la cadena y z el número de dientes.

Para el piñón

$$Dp1 = \frac{9,525mm}{\text{sen} \frac{\pi}{19}} = 57,87mm$$

Para la rueda

$$Dp2 = \frac{9,525mm}{\text{sen} \frac{\pi}{19}} = 57,87mm$$

Selección de las ruedas dentadas.

Para el sprocket conductor y el conducido se seleccionó el mismo con designación PHS 06B-1A19 SKF para la rueda más pequeña con un peso de 0,09kg. (ver anexo K).

Luego de tener la cadena seleccionada se procede a calcular la N° de eslabones en la cadena.

$$\frac{L}{P} = N^{\circ} \text{ Eslabones}$$

$$\frac{L}{P} = 2C + \frac{Z2 + Z1}{2} + \frac{(Z2 - Z1)^2}{4C\pi^2}$$

C es la distancia entre centros dividido entre el paso de la cadena.
Z2 y Z1 El número de dientes de las ruedas dentadas

$$\frac{L}{P} = 2 * 89,23mm + \frac{19 + 19}{2} + \frac{(19 - 19)^2}{4 * 89,23mm * \pi^2}$$

$$\frac{L}{P} = 197,47 \approx 197 \text{ eslabones}$$

Por lo tanto, la longitud total de la cadena se puede expresar en la siguiente formula.

$$\frac{L}{P} = N^{\circ} \text{ Eslabones}$$

$$L = N^{\circ} \text{ Eslabones} * P$$

$$L = 197 * 9,525mm = 1876,42mm$$

Por último, procedemos a calcular la velocidad lineal que llevara la cadena, como se va a transmitir tres velocidades distintas, existirán tres velocidades lineales de la cadena.

$$v = \frac{P * Z1 * N1}{60}$$

$$v1 = \frac{0,009525m * 19 * 150RPM}{60} = 0,45m/s$$

$$v2 = \frac{0,009525m * 19 * 112,7869RPM}{60} = 0,34m/s$$

$$v3 = \frac{0,009525m * 19 * 75,1813RPM}{60} = 0,23m/s$$

6.2.6 Diseño eje motriz de levas que activa la plataforma sellante y precortante. El diseño de este eje tiene como objetivo dar con los diámetros necesarios y requeridos para un óptimo funcionamiento del mismo, de tal forma que se garantice la menor deformación posible y resista las cargas y la velocidad a la que es sometido.

Para el diseño del correspondiente eje se toman los datos y valores previamente calculados para el movimiento de las levas y así mismo de la plataforma.

- Torque = 47,45Nm
- Velocidad = 37,5 rpm
- Potencia = 0,22 HP

La masa de la plataforma precortante y sellante calculada es de 44,114 kg, lo cual multiplicado por la fuerza de acción de la gravedad tomando un valor de 9,81 m/s² da un peso o carga de 432,76N.

$$f = 44,114 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 432,76\text{N}$$

Esta carga se divide en dos y se distribuye en las dos levas lo cual da como resultado cargas puntuales en el eje de 216.38N. De tal forma que los valores de las cargas son de:

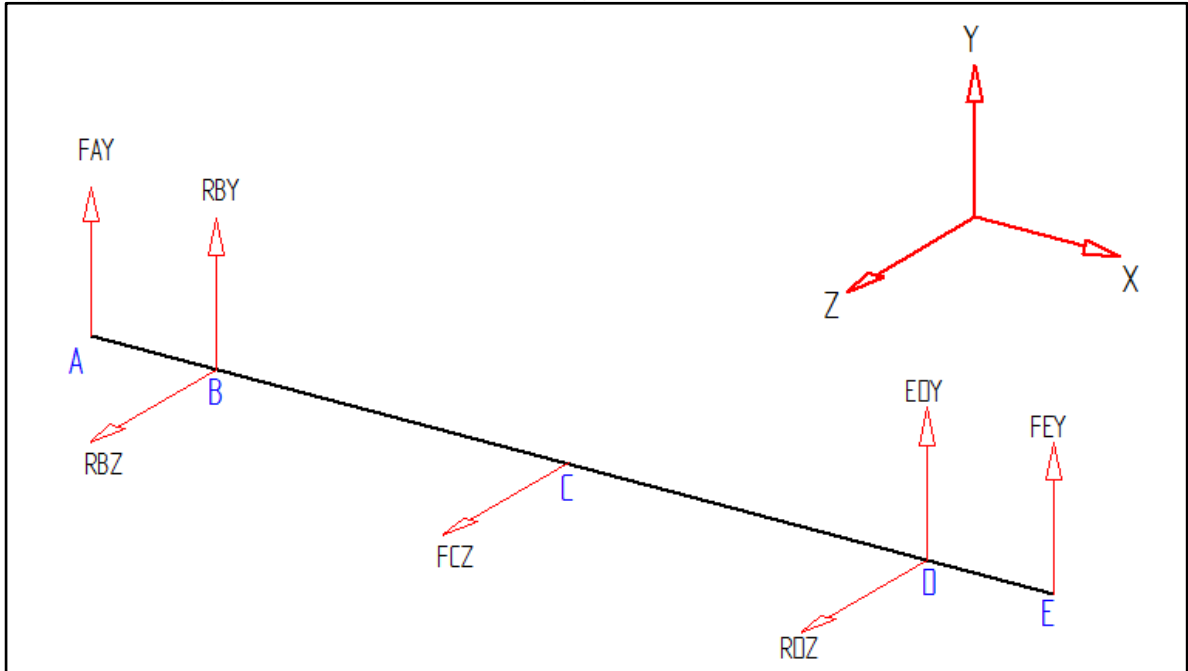
- FAy= 216,38N
- FEy= 216,38N

Para el cálculo de la fuerza ejercida por la Catarina se toma el torque y se divide entre el radio de la misma.

$$f_c = \frac{T}{r} = \frac{47,45 \text{ N.m}}{0,2\text{m}} = 237,25\text{Nm}$$

Para la catarina se tomó un radio de 0.2 metros estimado dado la relación de velocidad entre motor y eje.

Figura 66. Diagrama de cuerpo sólido rígido.



Fuente: Elaboración propia

Calculo de fuerzas de reacción.

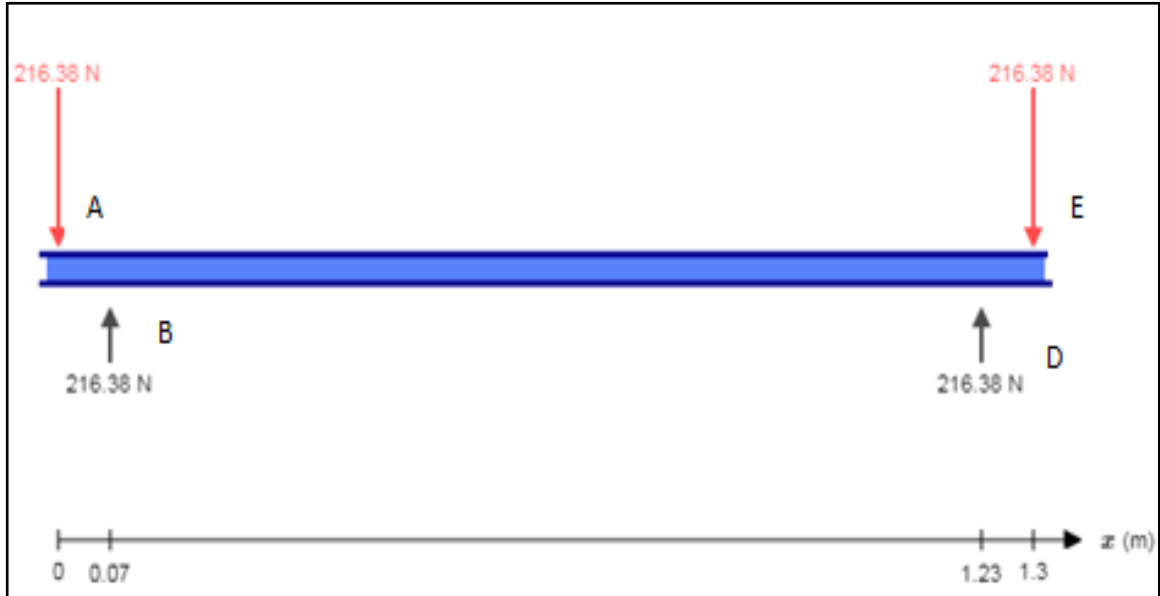
Para dar con la fuerza de reacción se asume el eje como una viga cilíndrica apoyada en los rodamientos o cojinetes, las fuerzas a hallar corresponden justamente a la carga que los rodamientos deben soportar.

Con el fin de cumplir con el diseño el eje se divide en dos vistas o planos, ya que sobre él actúan fuerzas en diferentes direcciones. (ver figuras 66 y 69)

Plano y-x

Sobre el plano Y-X se observan únicamente las cargas ejercidas por las levas y las respectivas reacciones en los rodamientos como se muestra a continuación:

Figura 67. Diagrama de cuerpo vista frontal



Fuente: Elaboración propia

Para dar con el resultado de las reacciones se procede en primer lugar a realizar una sumatoria de fuerzas en el eje Y.

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_y = -F_{Ay} + R_{By} + R_{Dy} - F_{Ey}$$

Al desconocer dos variables no es posible resolver la ecuación por lo cual se realiza una sumatoria de momentos, en este caso en el punto B.

$$\sum M_B = 0$$

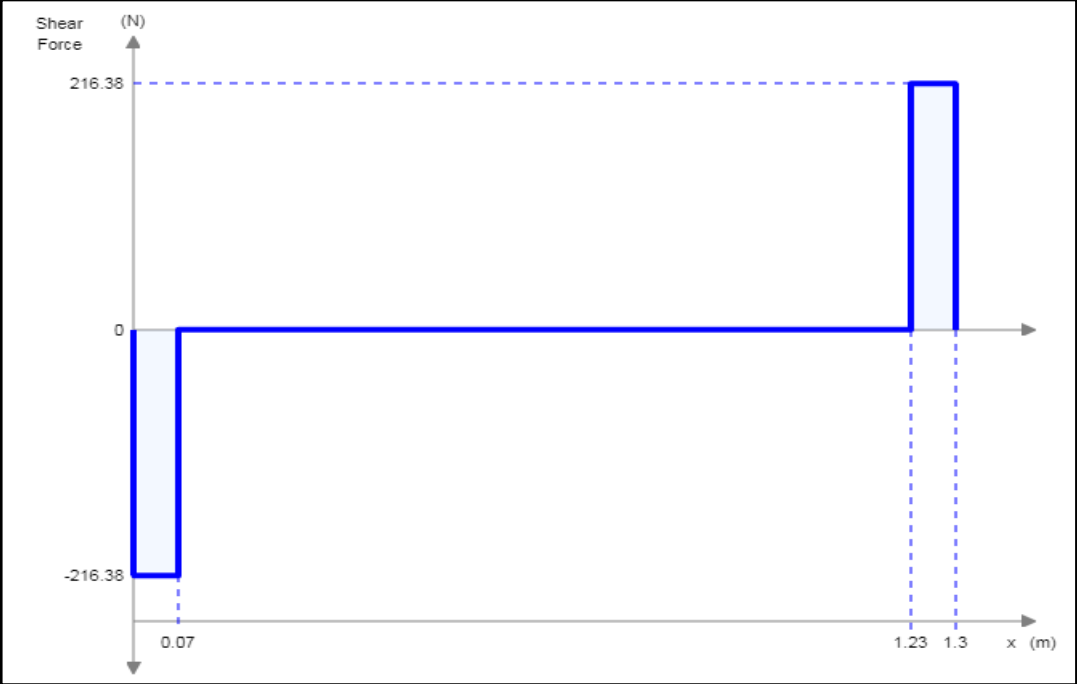
$$\sum M_b = (F_{Ay} * 0,07m) + (R_{Dy} * 1,16m) - (F_{Ey} * 1,23m) = 0$$

Reemplazando los valores de las cargas ya conocidas F_{Ay} y F_{Ey} y despejando R_{Dy} , da un valor de $R_{Dy} = 216,38N$.

Posteriormente se reemplaza en la ecuación de sumatoria de fuerzas en Y, y se calcula R_{By} , dando como valor $=216,38N$. Los resultados de las reacciones dan igual al valor de las cargas al estar las reacciones simétricamente ubicadas de las cargas.

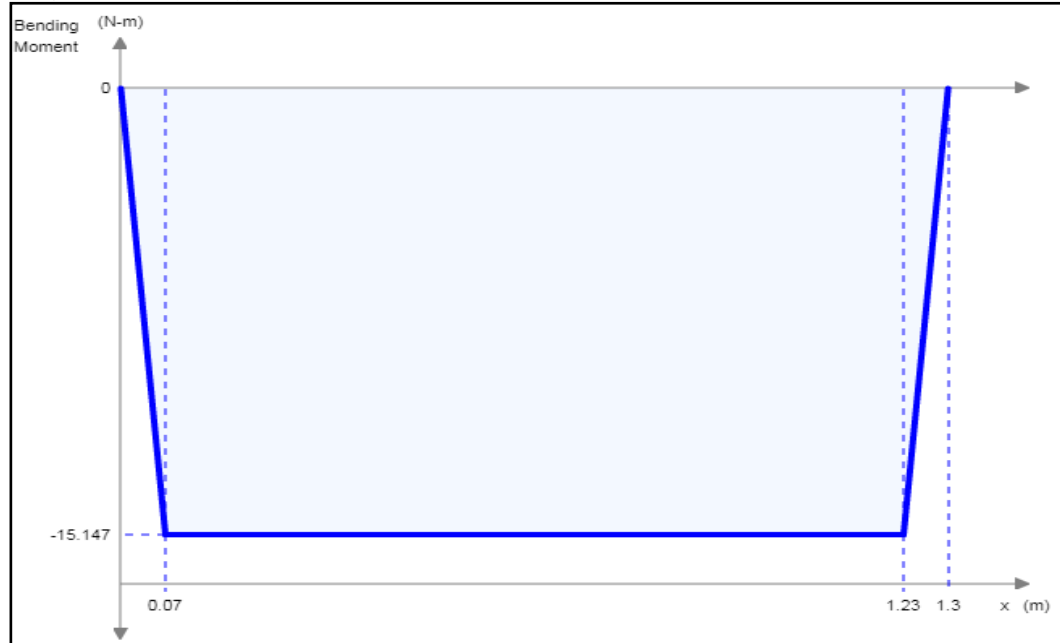
Por último, se realizan los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector que se muestran a continuación respectivamente. (ver figuras 67 y 68)

Figura 68. Diagrama de esfuerzo cortante.



Fuente: Elaboración propia

Figura 69. Diagrama momento flector.



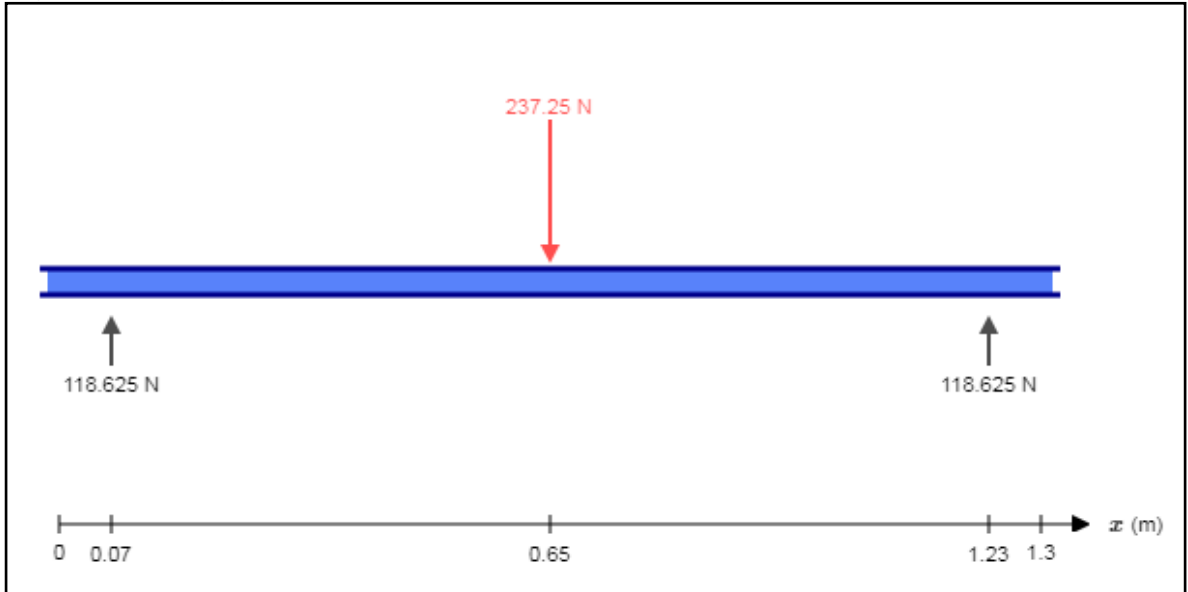
Fuente: Elaboración propia

Respectivamente se obtiene un valor de esfuerzo cortante máximo de 216,38N y de momento flector máximo de 15,147Nm.

Plano z-x

Sobre el plano Z-X solo se observan la carga ejercida por la catarina, y las respectivas reacciones sobre los apoyos, en este caso rodamientos.

Figura 70. Diagrama de cuerpo solido plano z-x.



Fuente: Elaboración propia

Para dar con el resultado de las reacciones se procede en primer lugar a realizar una sumatoria de fuerzas en el eje Z.

$$\sum F_z = 0$$

$$\sum F_z = RB_z - FC_z + RD_z$$

Al desconocer dos variables no es posible resolver la ecuación por lo cual se realiza una sumatoria de momentos, en este caso en el punto B.

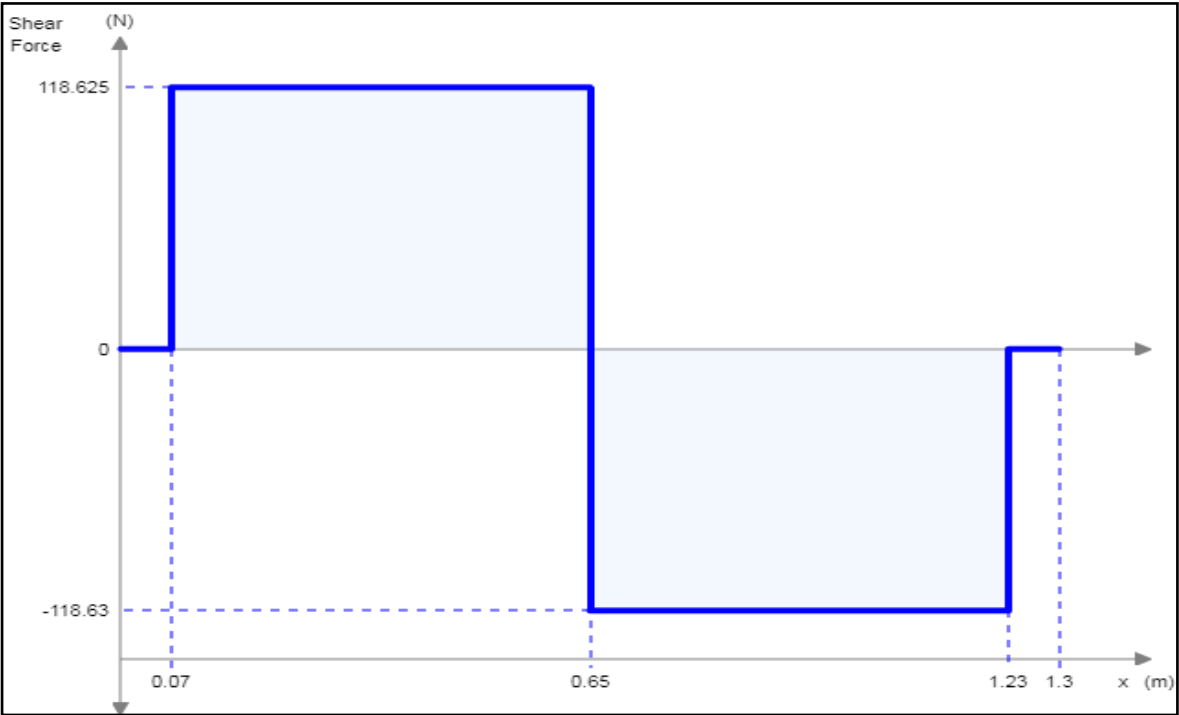
$$\sum MB = 0$$

$$\sum MB = (FC_z * 0,58m) - (RD_z * 1,16m) = 0$$

Reemplazando el valor conocido de FC_z y despejando el valor de RD_z se obtiene como resultado un valor de 118,625N. Posteriormente se reemplaza en la ecuación de sumatoria de fuerzas en Y, y se calcula el valor de la reacción RB_z , que a su vez tiene un valor de 118,625N

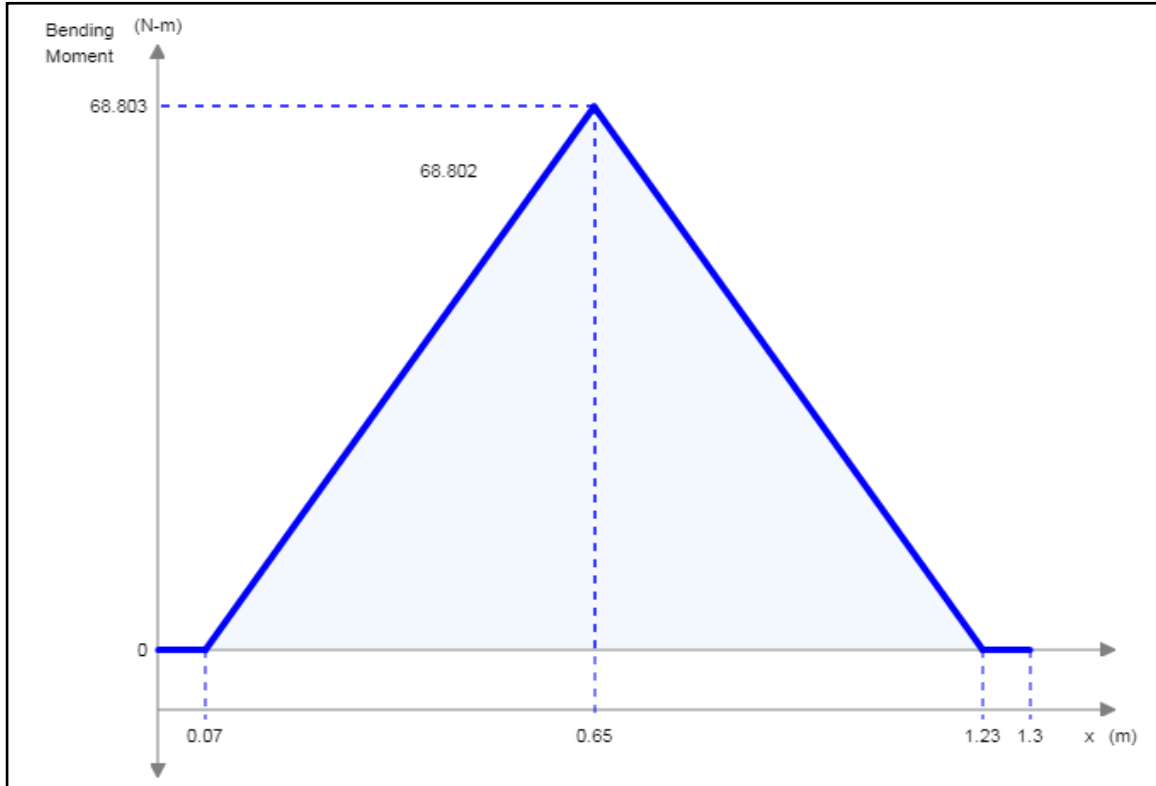
Ahora se procede a dibujar los diagramas resultantes de esfuerzo cortante y momento flector que se observan a continuación respectivamente (ver figuras 71 y 72)

Figura 71. Diagrama esfuerzo cortante 2



Fuente: Elaboración propia

Figura 72 Diagrama momento flector 2.



Fuente: Elaboración propia

Cuyos valores máximos respectivamente son 116.625 N y 68.803N.m.

Calculo resistencia estimada a la fatiga real.

El cálculo de la resistencia estimada a la fatiga real se realiza con el propósito de garantizar que, a la hora de calcular los diámetros requeridos del eje, el eje no fallara por motivos de fatiga, ya que su función es un trabajo cíclico y repetitivo por lo cual es de interés garantizar que no falle.

De acuerdo al libro de diseño de Robert Mott el cálculo se realiza siguiendo los respectivos pasos.²¹

- Selección del material del eje: el acero seleccionado para esta aplicación es un acero AISI 1045, el cual por su contenido de carbono lo hace ideal para el uso en ejes de baja velocidad. Este acero cuenta con un S_y de 71000 psi

²¹ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial PRENTICE HALL, INC, 2006 15 de marzo de 2018. p. 199

(489527770 Pascales) y un Su de 80000 psi (551580580 Pascales). Para este propósito se hará uso de un eje forjado y estirado.

- Con uso de la gráfica mostrada se estima la resistencia a la fatiga modificada S_n .

S_n tiene un valor de 31000 psi

- Se aplica un factor de material C_m , al ser un acero forjado C_m tiene un valor de 1,0 (ver anexo O)
- Aplicar un valor de tipo de esfuerzo C_{st} de 1,0 para esfuerzo flexionante o 0.8 para tensión axial. Para este caso se hace uso de un factor de 1,0 ya que el eje está sometido a un esfuerzo flexionante.
- Aplicar un factor de confiabilidad.

Se aproxima a una confiabilidad deseada del 0,99, esta confiabilidad se estima por parte del material, que este sea de un origen confiable y cumpla con los requerimientos especificados. Por cual se tiene un factor C_r de 0.81.

- Aplicar un factor de tamaño C_s estimando un diámetro deseado, para este caso se aplicará deseando para un diámetro de 2 pulgadas (50,8 mm).

Aplicando la correspondiente formula se halla un factor de tamaño C_s de 0,837.

- Aplicando la siguiente formula se halla la resistencia a la fatiga estimada real:

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_r * C_s$$

$$S_n' = 31000psi * 1 * 1 * 0,81 * 0.837 = 21017,07 psi = 144907110 Pa$$

Calculo de diámetros por secciones.

El cálculo de los diámetros se realizará aplicando la formula tomada del libro de Diseño de Robert Mott (ver anexo) donde se toman en cuenta desde concentradores de esfuerzo, torque, esfuerzos del material, y el momento flector calculado para el eje.

$$D = \left(\frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{Kt * m}{Sn'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{Sy} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Siendo:

N: factor de seguridad, que para este caso si aplicara un valor de 2, tomando como referencia las recomendaciones dadas por el libro de Diseño de Robert Mott.

Kt: concentradores de esfuerzo provocados por cuñas, o chaflanes escalonados.

M: momento flector máximo.

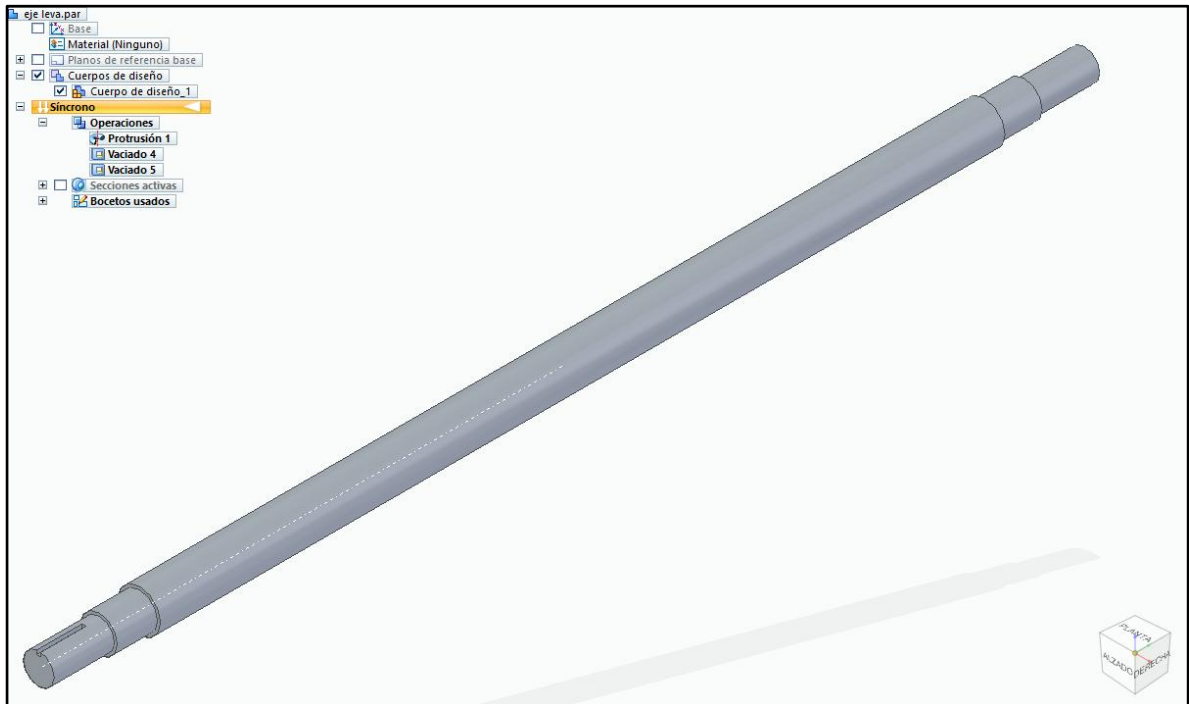
Sn': resistencia a la fatiga estimada real

T: torque máximo del eje

Sy: esfuerzo permisible del material AISI 1045

Aplicando la formula a cada una de las 5 secciones del eje siendo la sección 1 y 5 iguales y las secciones 2 y 4 iguales

Figura 73. Eje 1



Fuente: Elaboración propia

Para los diámetros 1 y 5 usando un Kt de 2 al contar con un cuñero de perfil para la leva; un momento máximo de 16,61mm. y los demás valores ya conocidos, al reemplazar cada valor los diámetros 1 y 5 da un diámetro mínimo de 0,65 pulgadas (15,24 mm)

Para los diámetros 2 y 4 se usa un Kt de 2,5 al ser un chafán agudo para el montaje de rodamientos. Un momento máximo de 16,61Nm. Y los demás valores ya conocidos. Se calcula un diámetro mínimo de 0,69 pulgadas (17,75 mm)

El cálculo del diámetro 3 se realiza usando un Kt de 2 para el cuñero de la Catarina, y un momento máximo de 68,803Nm. El diámetro mínimo calculado es de 1,05 pulgadas (26,68 mm)

Tabla 17 diámetros mínimos requeridos

Diámetro	Dimensión en mm
Diámetro 1	15,24
Diámetro 2	17,75
Diámetro 3	26,68
Diámetro 4	17,75
Diámetro 5	15,24

Fuente: Elaboración propia

Con el fin de corroborar que los diámetros calculados resistan a la deflexión se procede a realizar la correspondiente verificación. Para esto se hará uso de las fórmulas tomados del libro de Diseño de Robert Mott (ver anexo). Se tomará el plano Z-X al ser esta la situación crítica.

Calculo de la Deflexión

$$Y_{max} = \frac{-p * L^3}{48 * E * I}$$

Siendo P el valor de la carga, L longitud del eje, E módulo de elasticidad, I momento de inercia.

El valor tomado de E es de 207GPa.

Se calcula el momento de inercia:

$$I = \frac{\pi * D^4}{64} = \frac{\pi * 0,01775m^4}{64} = 4,9 * 10^{-9}m^4$$

Reemplazando lo valores en la ecuación

$$Y_{max} = \frac{-237,25N * 1,16^3}{48 * 207GPa * 4,9 * 10^{-9}m^4}$$

$$Y_{max} = -7,606 * 10^{-3}m = -7,60 \text{ mm en el centro.}$$

La deflexión calculada es de un valor muy alto por lo cual el eje se pandea en exceso por lo cual es necesario re-calcular el diámetro del eje para evitar esta deflexión tan pronunciada.

Para este fin se opta por despejar de la ecuación de Y Max el valor del diámetro que se ajuste a una deflexión mínima.

Despejando D de la ecuación:

$$D = \sqrt[4]{\frac{-p * l^3 * 64}{48 * E * Y_{max} * \pi}}$$

Tabla 18. Deflexión Max Vs Diámetro

Deflexión Max permitida	Diámetro calculado
1 mm	29,51 mm
0,5mm	35,10 mm
0,1mm	52,5 mm

Fuente: Elaboración propia

Se seleccionará un diámetro de 52,5 mm para así garantizar una deflexión máxima de 0,1mm

Definiendo el diámetro 3 que a su vez es el diámetro máximo se puede ajustar los diámetros restantes y se comprueba que el diámetro dado no cuente con una deflexión muy elevada en el plano Y-X.

Tabla 19. Diámetros establecidos para el eje

Diámetro	Dimensión en mm
Diámetro 1	38,1
Diámetro 2	45
Diámetro 3	52,5
Diámetro 4	45
Diámetro 5	52,5

Fuente: Elaboración propia

Deflexión calculada plano Y-X

Deflexión máxima en el centro:

$$Y_{Max} = \frac{-p * a}{24 * E * I} * (3l^2 - 4a^2)$$

Siendo a la distancia entre las cargas y los apoyos, la cual es de 0,07m. Los demás valores son ya conocidos a excepción de momento de inercia el cual se recalcula para el nuevo diámetro.

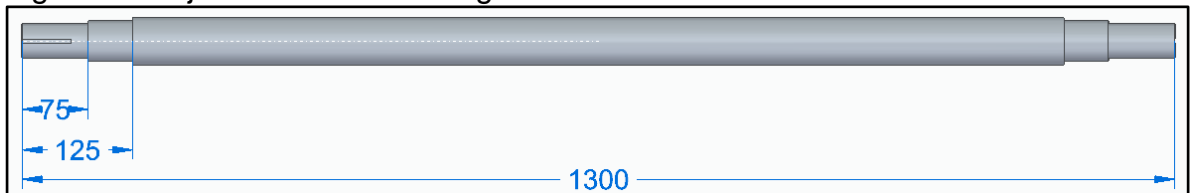
$$I = \frac{\pi * 0,0525m^4}{64} = 3,73 * 10^{-7}m^4$$

Reemplazando valores:

$$Y_{Max} = \frac{-216,38 * 0,07}{24 * 207GPa * 3,73 * 10^{-7}m^4} * (3 * 1,3^2 - 40,07^2) = -4,13 * 10^{-5}m$$

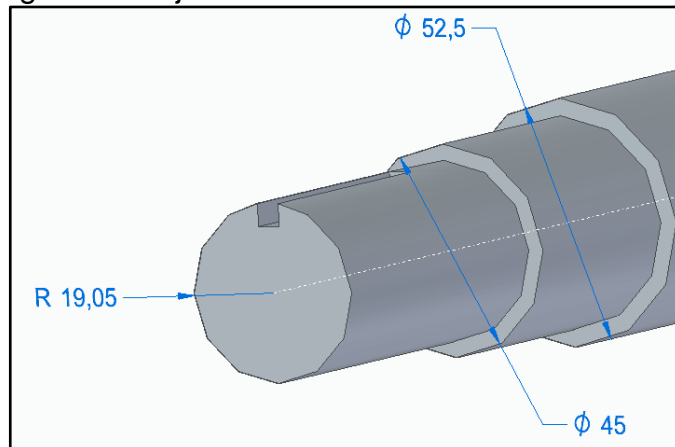
Es evidente que con el nuevo diámetro en ninguna dirección el eje sufrirá una deflexión elevada. Con esto se verifica de manera adecuada que los diámetros escogidos son más que aceptables para resistir las cargas, la potencia y torque a la que será sometido el eje.

Figura 74. Eje1 Dimensiones longitudes.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 75. Eje 1 Dimensiones diámetros.



Fuente: Elaboración propia.

Por último con respecto al eje es necesario comprobar la vida útil del eje, este cálculo se realiza siguiendo la fórmula dada para este fin en el libro de ingeniería de Joseph Shigley.²²

Donde dice que:

$$Sn' \geq \frac{M}{\frac{i}{c}}$$

Siendo:

Sn': resistencia a la fatiga estimada real, $144,97 * 10^6 \frac{N}{m^2}$

M: momento flector máximo, 68,803 Nmm

Y se calcula la relación $\frac{i}{c}$

$$\frac{i}{c} = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{\pi * 0,0525m^3}{32} = 1,42 * 10^{-5}m^3$$

$$\frac{M}{\frac{i}{c}} = \frac{68,803Nm}{1,42 * 10^{-3}m^3} = 4843168 \frac{N}{m^2}$$

Una vez realizado el cálculo se procede a comparar ambos lados de la ecuación.

²²SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería mecánica. Editorial Mc Graw Hill 1988

$$Sn' \geq \frac{M}{\frac{I}{c}}$$

$$144,97 * 10^6 \frac{N}{m^2} \geq 4,84 * 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Como se evidencia el valor de Sn' es mayor que el otro extremo de la ecuación, lo cual siguiendo las directrices y parámetros establecidos en el libro de Joseph Shigley el eje está diseñado para un número de ciclos infinitos.

Torsión del eje.

Con el objetivo de verificar que el eje diseñado cumpla a su vez con el mayor de requisitos de diseño posible se procede a verificar que el eje resista el esfuerzo por torsión al cual será sometido. Mediante la siguiente formula se verifica y compara con el esfuerzo cortante o de fluencia del material del eje, el cual tiene un valor de 310 MPa.

$$\tau = \frac{t * r}{j}$$

Siendo:

- t: torque al cual está sometido el eje.
- r: radio del eje.
- j: cuarto momento de inercia.

Conociendo los valores del torque aplicado y del radio del eje se calcula el cuarto momento de inercia del eje.

$$j = \frac{1}{2} \pi r^4$$

Reemplazando el valor del radio en metros:

$$j = \frac{1}{2} \pi 0,0525m^4$$

$$j = 0,000012m^4$$

Ahora se reemplaza los valores de j ya hallados y el valor del radio de 0.0525m y de torque de 47.45Nm:

$$\tau = \frac{47,45Nm * 0,0525}{0,000012m^4}$$

$$\tau = 207.59 KPa$$

Comparando este valor con el esfuerzo de fluencia del material:

$$F_s = \frac{310000}{207,59} = 1493$$

Con este resultado se evidencia que el eje resiste de sobremanera el torque al cual está sometido y los esfuerzos cortantes son muy bajos. Este eje puede resistir un torque mucho mayor para el cual ha sido diseñado.

6.2.6.1 Selección de rodamiento eje motriz de levas. Para esta aplicación se selecciona un rodamiento SKF de designación 61809 el cual cuenta con un diámetro interno de 45 mm, diámetro externo de 50 mm, un ancho de cara de 7 mm. A su vez resiste una carga dinámica de 4650 N y una carga estática de 3800N. (ver anexo P).

Este rodamiento cumple de sobremanera los requerimientos puesto que la carga máxima a soportar por el rodamiento es de 216,36 N, siendo este el peso que aguantara el rodamientos, soportando el eje, a su vez su velocidad no será mayor a 37,5 rpm, y este puede soportar una velocidad máxima de 30000 rpm.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

Siendo L_{10} la duración nominal, en millones de revoluciones, C la capacidad de carga dinámica en N, P la carga dinámica equivalente sobre el rodamiento y p igual a 3 debido a que el rodamiento es de bolas.

$$L_{10} = \left(\frac{4650N}{216,36N}\right)^3 = 9927 \text{ millones de revoluciones.}$$

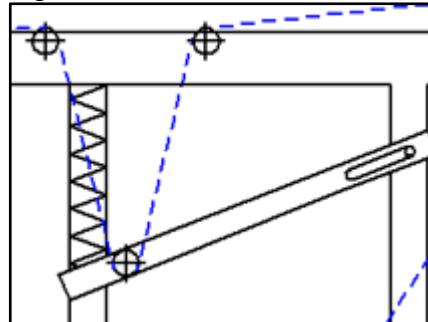
Y relacionando a velocidad en rpm y la duración, se puede obtener las horas de servicio siguiendo la tabla "calculo de la duración" en el catalogo SKF de rodamientos.²³

$$\text{Horas de servicio} = 300000h$$

²³ GRUPO SKF. Catalogo general de rodamientos. Editorial SKF 1975, 2 de mayo de 2018.

6.3 SISTEMA TENSOR.

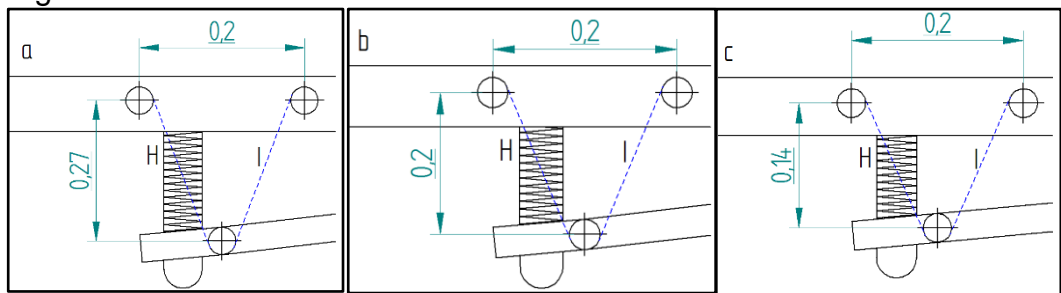
Figura 76. Sistema tensor.



Fuente: Elaboración propia.

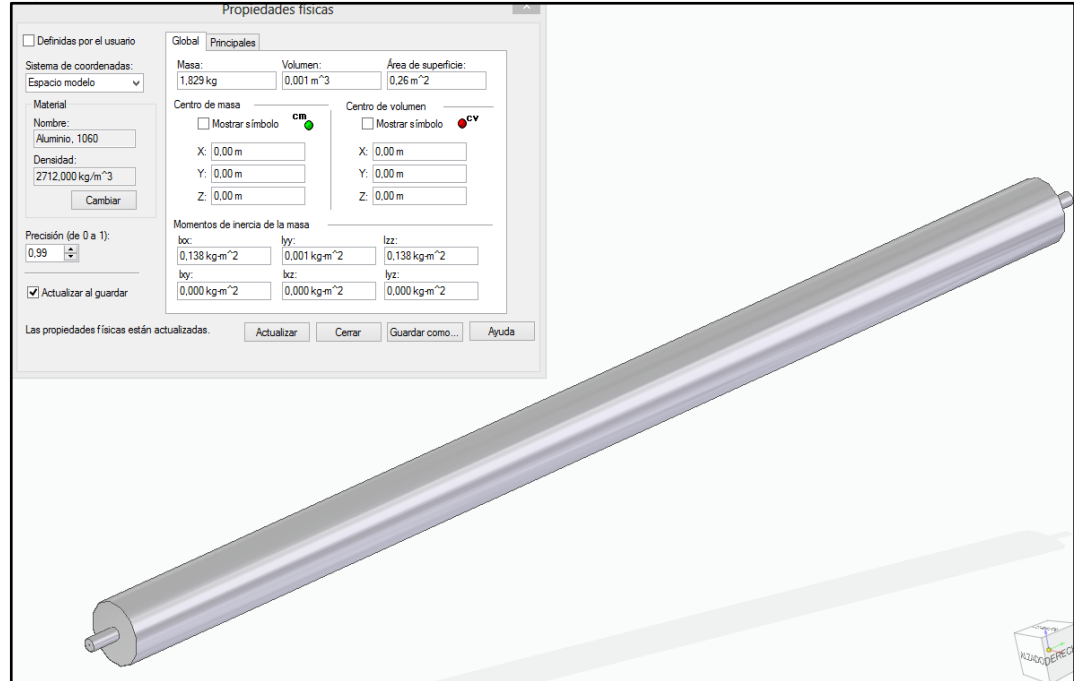
Para este sistema se va a calcular y seleccionar el tipo de resorte necesario para aguantar una fuerza determinada y se desplace un delta x

Figura 77. Estados del sistema tensor.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 78. Rodillo sin motricidad tensor.



Fuente: Elaboración propia.

Siendo F la fuerza que se opone al movimiento, k la constante elástica del resorte La fuerza en este caso es la sumatoria de pesos del rodillo ensamblado a la barra que lo sostiene y la misma.

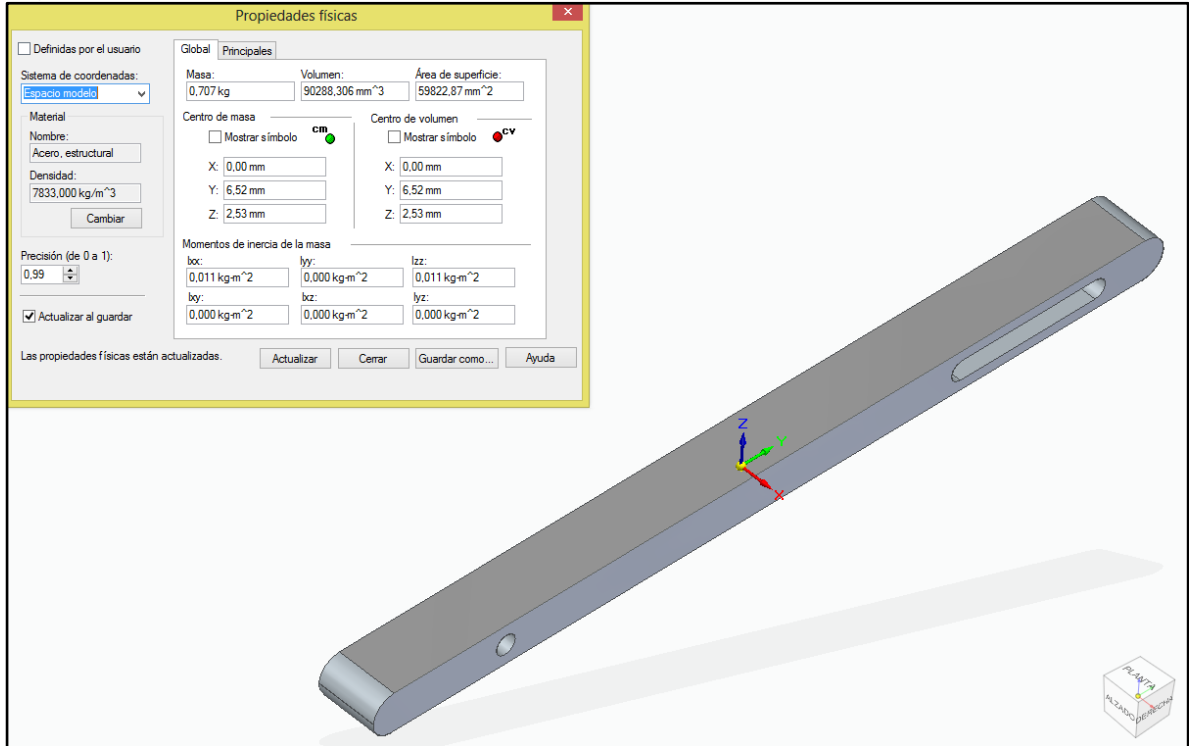
$$W = m * g$$

Siendo W el peso, m la masa de la pieza y g , la gravedad.

$$W_1 = 1,829kg * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_1 = 17,942N$$

Figura 79. Barra tensora.



Fuente: Elaboración propia.

$$W = m * g$$

$$W_2 = 0,707kg * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_2 = 6,93567N * 2 = 13,87134N$$

$$F = W1 + W2$$

$$F = 31,81334N$$

La variación de desplazamiento ya se había calculado en el capítulo 5, diseño funcional. Los resultados obtenidos se pueden apreciar en ver tabla 9.

$$F = -k\Delta x$$

$$k = -\frac{F}{\Delta x}$$

$$k = -\frac{31,81334N}{(0,27m - 0,4m)} = \frac{244,718N}{m}$$

$$k = -\frac{31,81334N}{(0,2m - 0,4m)} = \frac{159,0667N}{m}$$

$$k = -\frac{31,81334N}{(0,14m - 0,4m)} = \frac{122,359N}{m}$$

6.3.1 Selección resorte. El material seleccionado es ASTM A232, el diámetro del alambre será de 0,07874in, con un índice de resorte C=6,5 que tiene que ser $4 < C < 12$ siendo 4 difícil de fabricar y 12 se distorsiona por pandeo. Teniendo estos datos se procede a calcular el diámetro medio de las espiras D^{24}

$$D = C * d$$

$$D = 6,5 * 0,07874in$$

$$D = 0,512in$$

Ya teniendo el diámetro medio de las espiras se procede a calcular el factor cortante directo K_s

$$K_s = 1 + 0,5/C$$

$$K_s = 1 + 0,5/6,5$$

$$K_s = 1,08$$

Y el esfuerzo directo se calcula de la siguiente formula.

$$\tau = K_s * \frac{8FD}{\pi d^3}$$

Siendo F la fuerza media D, el diámetro medio de las espiras y d

$$\tau = 1,08 * \frac{8 * 7,15lb * 0,512in}{\pi * 0,0787in^3}$$

$$\tau = 20654,55lb/in^2$$

Después de haber calculado el esfuerzo directo, procedemos a calcular la resistencia ultima del resorte (S_{ult}) con la siguiente formula

$$S_{ult} = A * d^b$$

²⁴NORTON, Robert. Diseño de máquinas: un enfoque integrado. México, editorial Prentice-Hall. Cuarta edición. p. 657

Siendo A y b coeficientes y exponentes para la ecuación en donde se sacan de la figura 79

Figura 80. Tabla de coeficientes y exponentes para el cálculo de la resistencia ultima

Tabla 10-4 Coeficientes y exponentes para la ecuación 10.3							
Fuente: Referencia 1							
ASTM #	Material	Intervalo		Exponente <i>b</i>	Coeficiente A		Factor de correlación
		mm	in		MPa	psi	
A227	Forjado en frío	0.5–16	0.020–0.625	-0.182 2	1 753.3	141 040	0.998
A228	Alambre musical	0.3–6	0.010–0.250	-0.162 5	2 153.5	184 649	0.9997
A229	Revenido en aceite	0.5–16	0.020–0.625	-0.183 3	1 831.2	146 780	0.999
A232	Cromo-v.	0.5–12	0.020–0.500	-0.145 3	1 909.9	173 128	0.998
A401	Cromo-s.	0.8–11	0.031–0.437	-0.093 4	2 059.2	220 779	0.991

Fuente: NORTON, Robert. Diseño de máquinas: un enfoque integrado. México, editorial Prentice-Hall. Cuarta edición. p. 657

Los coeficientes se sacan según el material del resorte, en este caso es un ASTM A232 por lo tanto los coeficientes son $b = -0,1453$ $A = 173128$ psi

$$S_{ult} = 173128 \text{ psi} * (0,0787 \text{ in})^{-0,1453}$$

$$S_{ult} = 250485,2651 \text{ psi}$$

Luego del cálculo de resistencia ultima se procede a calcular la resistencia a la fluencia por torsión con la siguiente formula.

$$S_{ys} = 0,6 * S_{ult}$$

$$S_{ys} = 0,6 * 250485,2651 \text{ psi}$$

$$S_{ys} = 150291,16 \text{ psi}$$

Por último, se procede a calcular el factor de seguridad del resorte denominado N_s con la siguiente formula.

$$N_s = \frac{S_{ys}}{\tau}$$

$$N_s = \frac{150291,16 \text{ psi}}{20654,55 \text{ lb/in}^2}$$

$$N_s = 7,27$$

Con los datos previamente obtenidos, ya es posible realizar la fabricación del resorte requerido.

6.4 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

Para el cálculo y diseño final de la estructura es necesario calcular la carga máxima o mayorada la cual se calcula con la sumatoria de todos los pesos y cargas a las cuales está sometida la estructura.

- Peso rodillos locos de aluminio: 7 rodillos cada uno con un peso de 1.83 kg.

$$7 \times 1.83 = 12.81 \text{kgf}$$

- Peso rodillos de halado: 2 rodillos de aluminio con un peso de 3.66 Kgf cada uno y un rodillo recubierto de caucho con un peso de 7.448 kg.

$$(2 \times 3.66) + (7.448) = 14.768 \text{kgf}$$

- Peso rollos de plástico: el peso del rollo de plástico es de 12 kgf

$$2 \times 12 = 24 \text{kgf}$$

- Peso de los motores: 2 motores eléctricos con un peso estimado de 18 y 15 kgf

$$18 + 15 = 33 \text{kgf}$$

- Peso plataforma: para efectos de cálculo se asumirá que la plataforma está en permanente contacto con la estructura ya que el tiempo de contacto entre si es de tan solo 0,6 segundos, y no se tomara como carga viva en su lugar se asume como carga muerta. La plataforma tiene un peso de 34kgf

Al realizar la suma total de cargas:

$$12.81 + 14.768 + 24 + 33 + 34 = 118.7 \text{kgf}$$

Una vez establecida la carga mayorada se procede al cálculo del perfil mínimo o óptimo y su área para seleccionar en la estructura. Este cálculo se realiza siguiendo el método LRFD para estructuras metálicas.

Método LRFD.

El método LRFD dice que es necesario contar con un factor de carga dependiendo de la naturaleza de la misma, al ser esta carga muerta se multiplica por 1.4.

$$Pu = 1.4 \times D$$

Siendo D la carga de 118.7 kgf

$$Pu = 1.4 \times 118.7 \text{ Kg} = 166.194 \text{ kgf}$$

Del método LRFD se toma la resistencia de diseño 1, para uniones soldadas que mediante su fórmula se determina el área gross del perfil requerida por las cargas. Teniendo en cuenta que $Pu \leq Rd_1$ se toma la carga mayorada como la resistencia de diseño 1.

$$Pu = RD = \Phi \times Ag \times \sigma_y$$

Donde

Φ : factor de resistencia (0.9).

Ag : área gross o área de sección transversal del perfil.

σ_y : esfuerzo de fluencia del material. (Acero ASTM A-36). 25.3 kgf/mm²

Al despejar el área gross Ag :

$$Ag = \frac{Pu}{\Phi \times \sigma_y}$$

$$Ag = \frac{166.194 \text{ kgf}}{0.9 \times 25.3 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}}$$

$$Ag = 7.298 \text{ mm}^2$$

Al revisar el catálogo del fabricante COLMENA (Consortio Metalúrgico Nacional Ltda.) se observa que el perfil con área gross más próximo es el perfil estructural cuadrado 25 X 25 el cual cuenta con un are gross de 1.42 cm² lo cual demuestra que resiste por sobre medida a las cargas a las cuales estará sometida la estructura; sin embargo este perfil estructural no es apto para la aplicación acá requerida puesto que los soportes para los rodamientos o chumaceras necesitadas para el montaje son de una dimensión mayor a este perfil.

Por esta razón se opta por seleccionar un perfil estructural de 50 X 50 con un espesor de 1.5 mm²⁵. Este perfil cuenta con un área gross de 2.92cm² por lo cual también sobrepasa el área gross mínima requerida para esta aplicación.

A continuación, se procede a realizar un chequeo por esbeltez para la viga más larga o extensa que se puede encontrar en la estructura y constatar que efectivamente este perfil es óptimo para la estructura.

El método LRFD indica que bajo la siguiente ecuación se realiza el chequeo:

$$\frac{K \times L}{r} \leq 300$$

Dónde.

K: factor de longitud efectiva.

L: Longitud del elemento.

r: radio mínimo de giro.

Para este caso se cuenta con un factor de longitud efectiva K de 0.5 al estar soldada o empotrada en ambos extremos la viga. La longitud del elemento es de 1300 mm, y el radio de giro mínimo es de 1.95cm tanto en el eje X como en el eje Y. este valor del radio de giro es un valor dado directamente por el fabricante.

Al reemplazar valores se obtiene que:

$$\frac{0.5 \times 1300mm}{19.5 mm} \leq 300$$
$$33.333 \leq 300$$

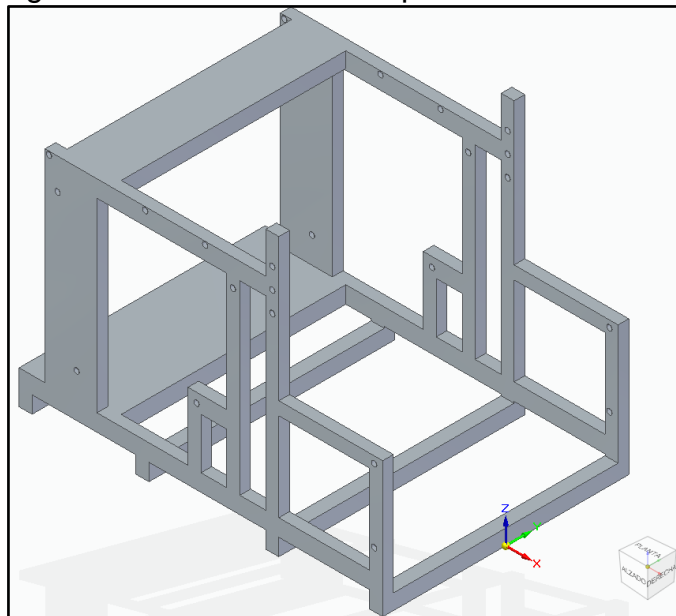
Con esto se verifica que el perfil es completamente apto para ser usado en la estructura de esta máquina, la estructura de la máquina está sobredimensionada y es apta para resistir cargas aún mucho mayores, la limitante de esta se encontraba en la geometría de esta para el montaje de los rodamientos y sus respectivos soportes.

²⁵http://www.tuboscolmena.com/web/fichas/ESTRUCTURAL_CERRADO.pdf

Para esta estructura no se realizará un cálculo de arriostramientos puesto que la estructura en si ya cuenta con estos por motivos de diseño y montaje, a su vez se pueden asumir los rodillos locos como vigas que cumplen función de arriostramientos.

La estructura se modelo conceptualmente de la siguiente forma ver figura 80

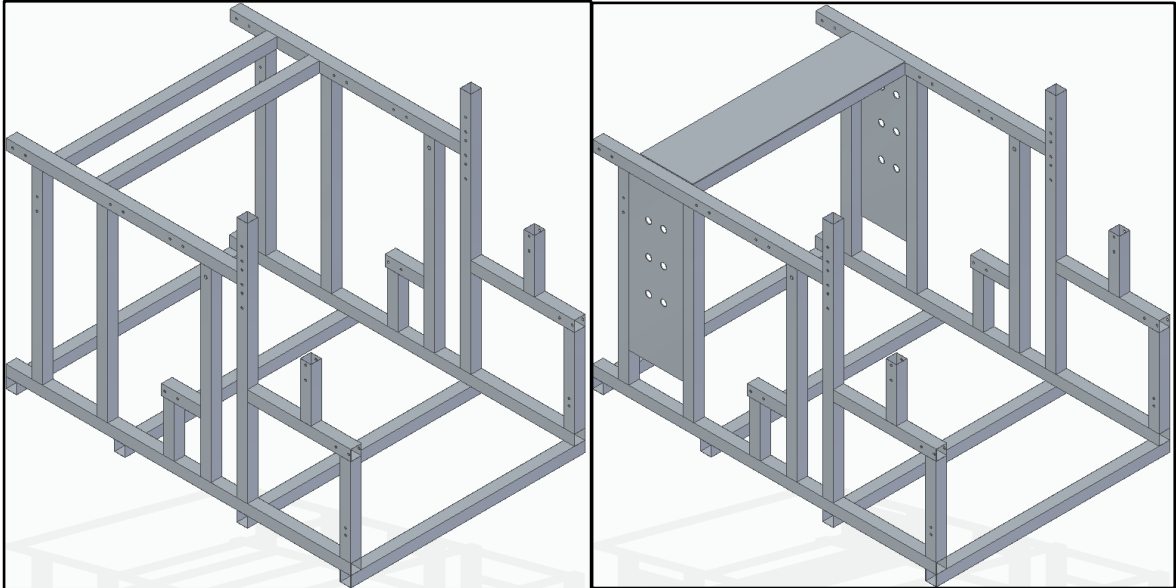
Figura 81. Estructura conceptual.



Fuente: Elaboración propia.

Se tomó el anterior diseño conceptual y se dividió en perfiles una vez calculado la geometría y dimensiones de este. (Ver figura 81)

Figura 82. Estructura por perfiles.

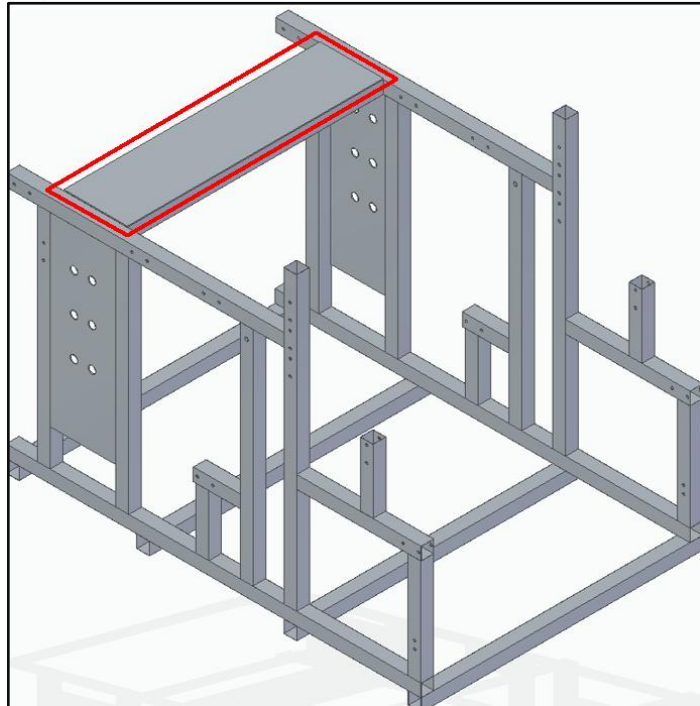


Fuente: Elaboración propia.

6.4.1 Cálculo de soldadura. Como parte fundamental del diseño es necesario realizar el cálculo de la soldadura la cual va a unir los perfiles estructurales de la máquina. Cabe resaltar que la construcción de la estructura se realizara en el sitio donde operara la máquina.

Para el cálculo de la soldadura de la estructura se selecciona la unión soldada crítica ubicada en la estructura (ver figura 82), al calcular esta se replica al resto de uniones y con esto se garantiza que la soldadura resistirá en toda la estructura y su aplicación será más fácil y practica al no requerir cambio de electrodos o de métodos de aplicación. La unión crítica se selecciona con base en la carga a la que estará sometida, para este caso en particular se calculará la soldadura ubicada en la viga la cual soporta la fuerza de selle y precorte de la plataforma.

Figura 83. Soldadura crítica.

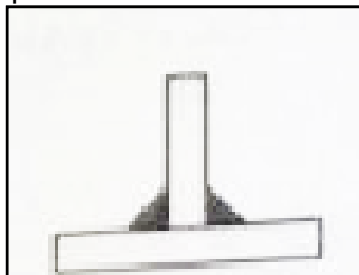


Fuente: Elaboración propia.

El procedimiento que se realizara corresponde al cálculo de soldaduras del libro de diseño de ingeniería de Edward Norton.

La unión de soldadura se asimila a una unión en T (ver figura 83), de chaflán sin penetración en las orillas, esto con el objetivo de no modificar los perfiles estructurales y que la soldadura sea lo más rápida de aplicar posible.

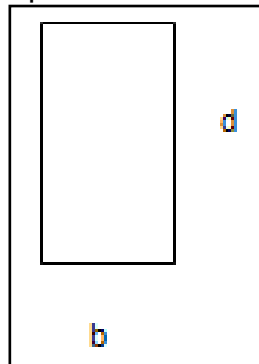
Figura 84. Soldadura en T de chaflán sin penetración.



Fuente: NORTON, Robert.
Diseño de máquinas

Una vez identificado el tipo de junta y de unión se procede a identificar la carga y el tipo de esfuerzo a la que estará sometida la soldadura. Por efecto de diseño y considerar la situación crítica se asumirá que la plataforma estará en permanente contacto con la viga con una carga de 35 kgf.

Figura 85. Viga soportante plataforma.



Fuente:
NORTON,
Robert. Diseño
de máquinas

En la imagen inmediatamente anterior se observa la viga a soldar y sus respectivas medidas son $d = 90 \text{ mm}$ y $b = 50 \text{ mm}$. La soldadura se aplicará por la sección b de 50 mm milímetros en ambos costados. Para este caso en particular la soldadura estará sometida a esfuerzos de cortante vertical directo y esfuerzo de flexión. A continuación, se calculan los factores geométricos de la unión.

$$A_w = 2b$$

$$A_w = 2 \times 50 \text{ mm} = 100 \text{ mm} = 0.1 \text{ m}$$

Factor geométrico a flexión:

$$S_w = b \times d$$

$$S_w = 90 \times 50 = 4500 \text{ mm}^2 = 4.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Esfuerzo cortante vertical directo:

$$F_x = \frac{p}{A_w}$$

$$F_x = \frac{35 \text{ kg}}{0.1 \text{ m}} = 0.35 \text{ kg/m}$$

Esfuerzo de flexión:

$$Fl = \frac{M}{S_w}$$

Para el cálculo del momento se asume una carga puntual ubicada en la mitad de la viga siendo esta la situación crítica.

$$M = 35 \text{ kgf} \times 0.5 \text{ m} = 15.5 \text{ Kgf} \cdot \text{m}$$

$$Fl = \frac{15.5 \text{ Kgf} \cdot \text{m}}{4.5 \times 10^{-3} \text{m}^2}$$

$$Fl = 3444.44 \frac{\text{kgf}}{\text{m}}$$

Dado que la información referente a esfuerzos y resistencias de materiales en la soldadura y de los electrodos se encuentra en sistema de unidades inglesas se realizará la conversión del esfuerzo de flexión a unidades inglesas, se realizará el cálculo del cordón de soldadura con este esfuerzo puesto que fue el mayor calculado.

$$3444.44 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}} = 192.47 \frac{\text{Lb}}{\text{in}}$$

Calculo longitud necesaria por lado.

Para esta aplicación se hará uso de un electrodo E60 el cual cuenta con una fuerza admisible por pulgada de lado de $9600 \frac{\text{Lb}}{\text{pulgada por pulgada de lado}}$.

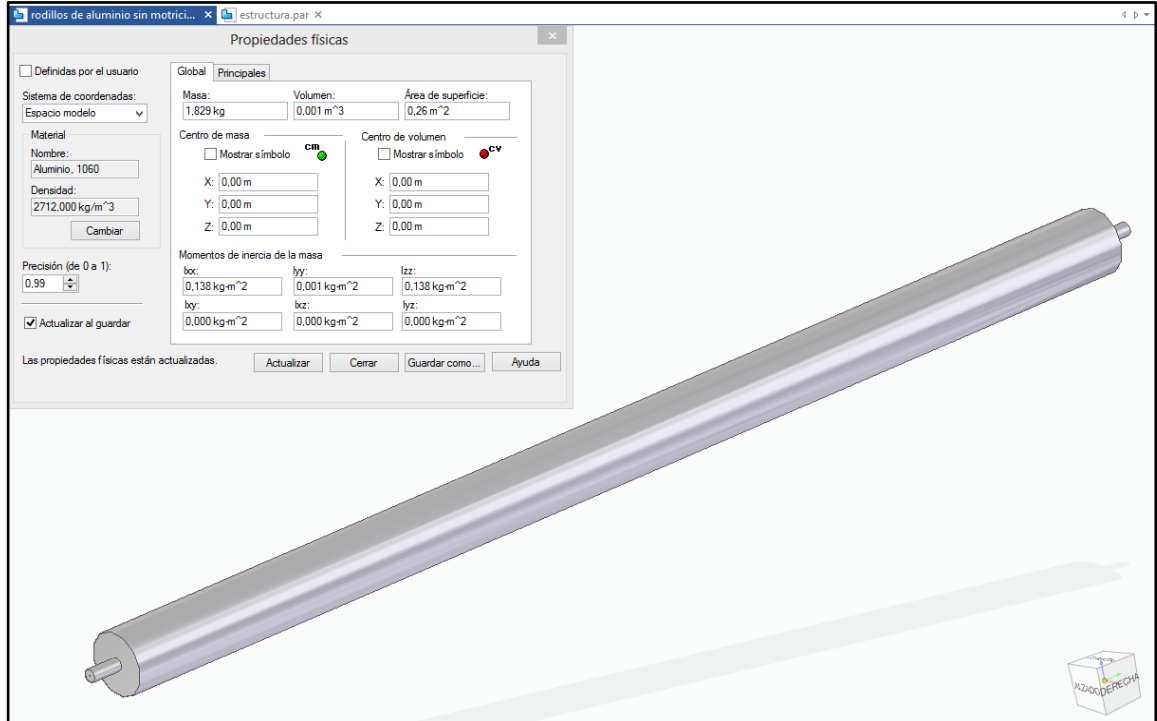
$$W = \frac{192.47 \frac{\text{lb}}{\text{in}}}{9600 \frac{\text{Lb}}{\text{pulgada por pulgada de lado}}}$$

$$W = 0.02 \text{ pulgadas de lado}$$

Al ser el espesor de la viga a soldar menor a $\frac{1}{2}$ pulgada se especifica y recomienda un cordón de soldadura de $\frac{3}{16}$ de pulgada equivalente a 4.7752mm. Por lo tanto, este será el cordón de soldadura utilizado en toda la estructura y se utilizará un electro E60 para estructuras metálicas en acero estructural A36.

6.4.2 Selección de rodamientos de los rodillos locos

Figura 86. Rodillos sin motricidad.



Fuente: Elaboración propia.

Este rodillo cuenta con un material de aluminio 1060, hueco. Tiene una masa de 1,829kg por lo cual tiene un peso de 17,943N (ver figura 85)

Para la selección de los rodamientos, se sabe que el rodillo tiene un diámetro de 10 mm en la parte donde se ensambla el rodillo con el rodamiento y un diámetro máximo en donde entra en contacto con la película plástica de 50 mm; además de las cargas por peso que son 8,97N en cada rodamiento.

Se seleccionó un rodamiento rígido de bolas SKF con designación 61800 (ver anexo A), el cual cuenta con las siguientes dimensiones.

Diámetro interno de 10 mm, diámetro externo de 19 mm ancho de cara de 5 mm, a su vez cuenta con una capacidad de carga dinámica de 1080N y una capacidad de carga estática de 630N.

6.5 SISTEMA ELECTRICO.

El principal objetivo de adaptar un sistema eléctrico es controlar los motores que accionan la máquina.

Este sistema va a contar con dos interruptores, el primero para encender los dos motores y el segundo para detenerlos y un pulsador para detener la maquina como acción de seguridad.

Va a contar con tres indicadores LED, para conocer los estados de la máquina y dos contactores con el fin de activar la parte de control y también don relés para garantizar la seguridad del sistema.

El plano eléctrico se puede observar en el anexo P plano 4.

7. ANALISIS POR ELEMENTOS FINITOS

7.1 SIMULACION POR ELEMENTOS FINITOS DEL COMPONENTE CRÍTICO DE LA MÁQUINA.

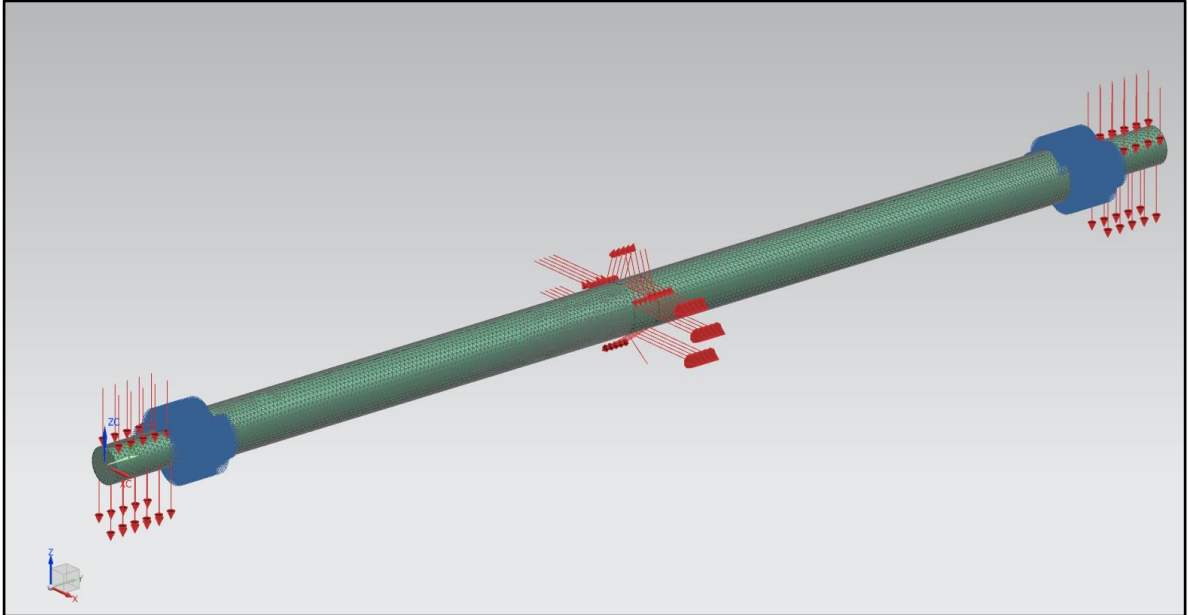
El actual capítulo tiene como finalidad realizar una simulación haciendo uso del método de elementos finitos a un componente crítico de la máquina precortadora y selladora de bolsas plásticas. La simulación se realiza por medio del software NX 11 de la compañía Siemens, aquí se ingresa el modelo CAD de la pieza junto a todas las variables que intervienen en su funcionamiento y se simula para así verificar que el diseño detallado de la pieza fue optimo y correcto, verificando desplazamientos y esfuerzos nodales para así hallar un factor de seguridad de diseño del elemento a simular.

Como se plantea en los objetivos solo se realizará la simulación a un elemento crítico de la máquina, es importante resaltar que no se realizara simulación a la estructura siendo esto lo más común en este tipo de proyectos puesto que como se evidencia en el capítulo de diseño detallado la estructura está sobredimensionado y cuenta con un perfil estructural mucho mayor al requerido.

El elemento crítico para simular seleccionado a criterio de los diseñadores es el eje potencia encargado del movimiento de las levas y el accionamiento de la plataforma cortante y sellante; puesto que sobre este elemento recaen las mayores cargas y está sometido a movimiento constante durante la operación y funcionamiento de la máquina.

7.2 ESTADO DE CARGAS

Figura 87. Estado de cargas.



Fuente: Elaboración propia.

En la figura 86 se puede apreciar al eje de potencia ya dibujado en CAD e introducido en el programa NX 11, es de destacar que para desarrollar la simulación, uno de los pasos más importantes es el enmallado de la pieza donde imaginariamente la pieza es reemplazada por una malla con diferentes líneas y puntos o también llamados nodos, sobre los cuales el programa hace el análisis, el objetivo de esto es dividir la pieza en elementos identificables y observables es decir finitos y que sea de mayor facilidad a la hora de analizar. La malla indicada para la simulación del eje es una malla tetraédrica tridimensional de tipo CTETRA 10, lo cual indica mayor número de elementos y precisión. A su vez el tamaño de malla es de 5mm para mayor precisión en la simulación. Esta malla tetraédrica es una malla no estructurada la cual cuenta con la ventaja de que se puede acomodar fácilmente a cualquier geometría, por lo cual es muy útil para geometrías complejas o zonas de concentradores de esfuerzos como en este caso. En este mismo paso se introduce el material del elemento que para este caso es acero AISI 1045.

Como se observa, en primer lugar, de color azul se encuentran ubicados las restricciones del eje, que para este caso son los rodamientos, como es sabido los rodamientos solamente permiten que el eje gire para este caso sobre su eje Y, así mismo en el software se programa esta restricción de igual manera, permitiendo al eje girar libremente sobre el eje Y.

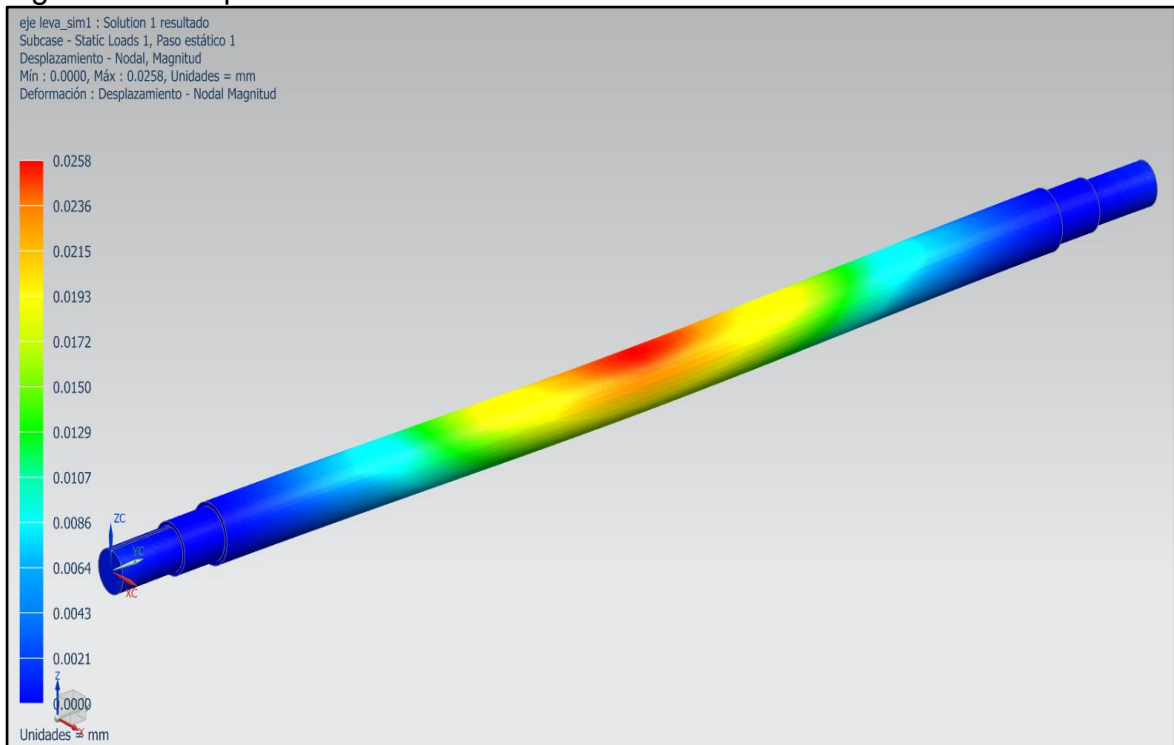
En cuanto a las fuerzas o cargas a las cuales está sometido el eje en los extremos como líneas rojas que descienden a lo largo del eje Z se encuentra el peso de la plataforma precortante y sellante de la máquina, donde en cada extremo soporta una carga de 216.38 N. (ver figura 86)

A través del eje X en el medio de la pieza, se observa la fuerza a la cual es sometido el eje por la cadena de potencia que le trasmite el movimiento, esta carga es de 237.25N. (Ver figura 86)

Por último, en el medio la pieza las líneas rojas que envuelven el eje en diferentes direcciones es el par torsor que se le trasmite al eje desde la cadena de potencia permitiendo el giro de este. El torque tiene un valor de 47.45Nm. (Ver figura 86)

7.3 DESPLAZAMIENTO DEL ELEMENTO.

Figura 88. Desplazamiento del elemento.



Fuente: Elaboración propia.

El desplazamiento máximo hallado en el eje mediante la simulación en el software, arroja un valor de 0.0258 mm lo cual cumple las consideraciones y los parámetros de diseño. Este comportamiento no alterara ni a corto ni mediano plazo el funcionamiento normal del eje. (Ver figura 87).

Si se analizan las condiciones de trabajo del eje, su velocidad de giro de tan solo 37.5 Rpm y la potencia que transmite de 0.22 HP, el desplazamiento aquí encontrado no interviene de manera alguna en el funcionamiento del eje, no se producirá des balanceo.

En cuanto al sistema de trasmisión de potencia mediante cadena esta no sufrirá en lo más mínimo puesto que la distención de esta no será casi perceptible y trabajará de manera óptima y estable.

En este punto es importante realizar una comparación entre el valor obtenido en el capítulo de diseño detallado acerca del desplazamiento máximo del eje y el valor hallado mediante la simulación en el software.

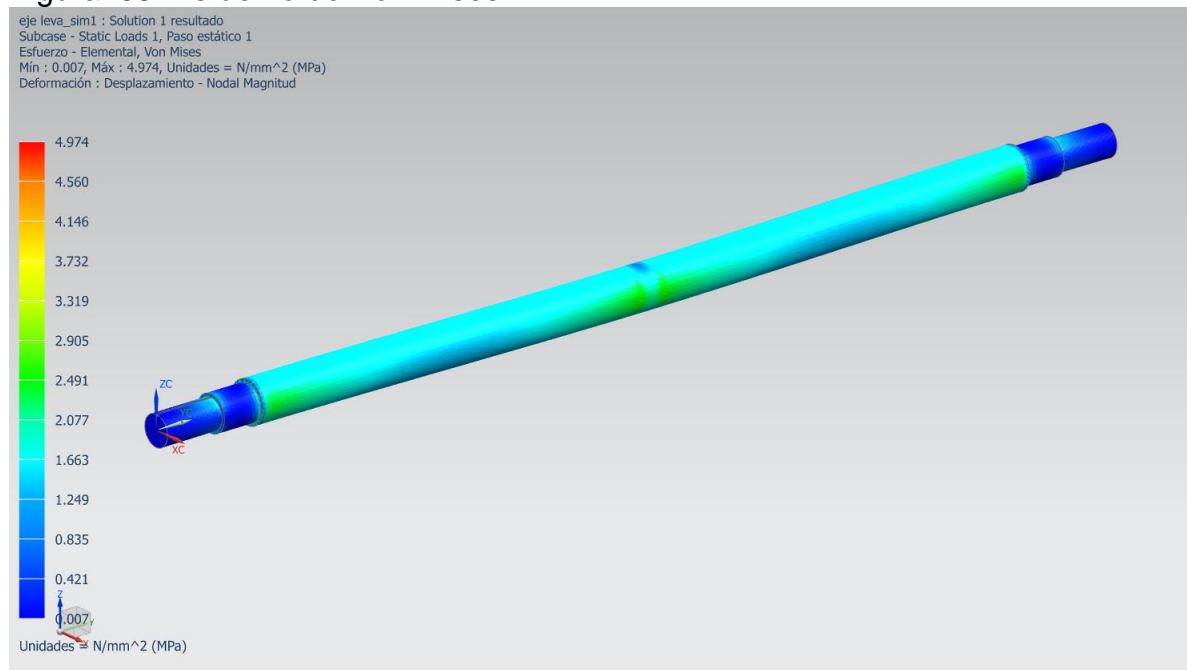
Valor hallado analíticamente: $4.13 \times 10^{-5} m$ equivalente a 0.0413 mm

Valor obtenido mediante la simulación: 0.0258 mm

Siendo el valor obtenido por simulación menor al analítico, se cumple aún mejor con los parámetros de diseño requeridos, este resultado se puede deber a que el software cubre a cabalidad las restricciones y tiene en cuenta todas las fuerzas y cargas.

7.4 ESFUERZO ELEMENTAL NODAL DE VON MISES.

Figura 89. Esfuerzo de Von Mises.



Fuente: Elaboración propia.

La teoría de falla del esfuerzo elemental nodal de Von Mises o también llamado teoría de la energía de distorsión, es una teoría de falla conveniente para el análisis de falla de materiales dúctiles, se emplea para definir apartir del principio de fluencia. Esta teoría considera la energía total de deformación y le resta la energía utilizada para contemplar únicamente un cambio en el volumen.

Gracias a esto es una teoría de falla adecuada para el análisis del eje y encontrar un esfuerzo nodal para compararlo con el esfuerzo del material y poder encontrar un factor de seguridad.

El esfuerzo nodal máximo hallado para el eje se encuentra ubicado en la sección donde está la rueda dentada del sistema de transmisión. El esfuerzo tiene un valor de tan solo 4.974 Mpa. Siendo este un valor muy bajo considerando que el eje se encuentra dentro de lo llamado esbelto puesto que la relación entre su diámetro y su longitud es muy grande. Se esperaría un esfuerzo mayor; sin embargo, cabe recordar que tanto las cargas como la potencia, torque y velocidad de operación son valores bajos. (Ver figura 88).

Por último, es importante realizar de manera analítica el cálculo del factor de seguridad de diseño del eje el cual se halla de la siguiente manera:

$$Fs = \frac{\sigma y}{\sigma max}$$

Siendo σy el limite elástico del acero AISI 1045 en el cual está fabricado el eje que tiene un valor de de 350 MPa. Y σmax el valor obtenido mediante la simulación.²⁶

$$Fs = \frac{350}{4.974} = 70,366$$

Con un valor de 70,366el factor de seguridad se encuentra muy por encima de lo esperado, lo cual indica que el eje puede llegar a someterse a valores mucho más altos de carga, torque y velocidad.

²⁶ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial PRENTICE HALL, INC, 2006 15 de marzo de 2018.

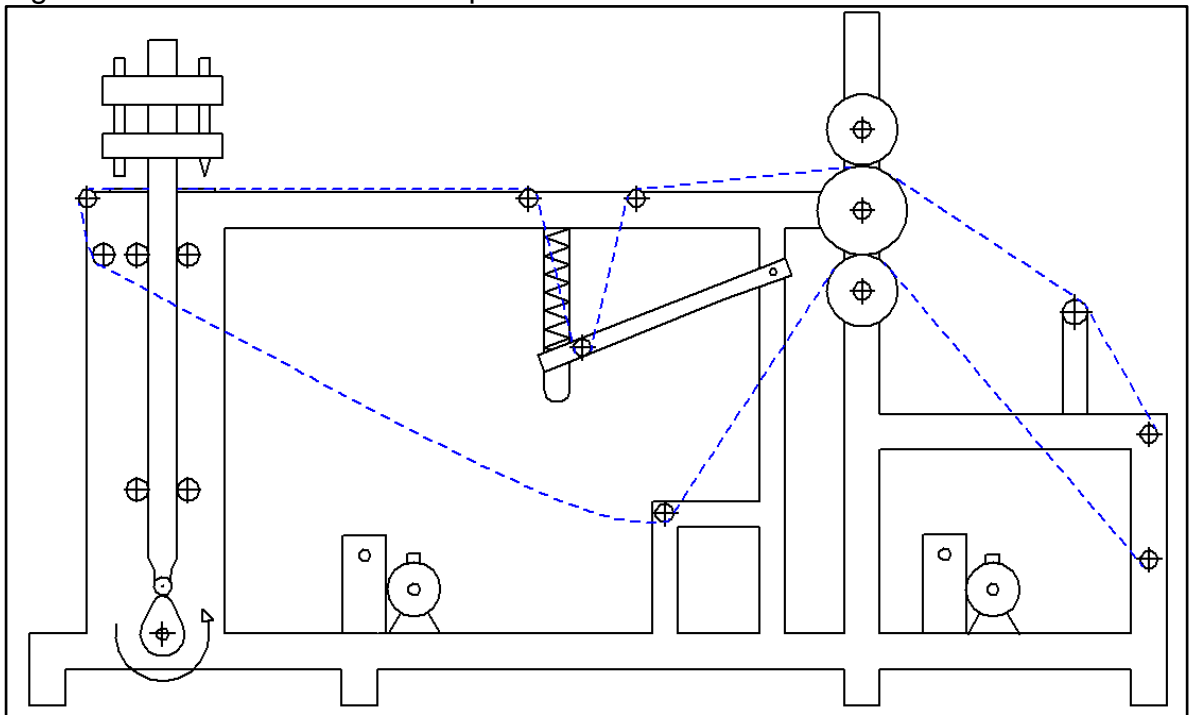
8. MANUALES

8.1 MANUAL DE OPERACIÓN.

El manual de operación consiste en una descripción detallada del funcionamiento y operación de la máquina a la hora de ponerla en marcha. Aquí se detalla de manera detallada el procedimiento y el paso a paso para poner en funcionamiento de manera correcta la máquina.

La máquina está diseñada para realizar el proceso de precorte y de sellado de rollos de película plástica para la formación de rollos de bolsas plásticas de diferentes anchos y longitudes ya terminados. Los rollos de película plástica provienen de una máquina extrusora de plástico, la cual forma los rollos descritos, en diferentes anchos, la longitud del rollo se define para así cumplir con el requerimiento de 1000 bolsas por rollo.

Figura 90. Estado uno de la máquina.



Fuente: Elaboración propia.

1. Con el rollo de película plástica una vez formado en la extrusora, el operario deberá transportar el rollo desde la extrusora hasta la máquina precortadora y selladora y ubicarlo en el rodillo correspondiente de des-embobinado.

2. Una vez ubicado el rollo en su respectivo rodillo el operario debe proceder a desenrollarlo y pasarlo a través de los rodillos de halado y guía, pasando por la plataforma de selle, el mecanismo de tensión, de nuevo los rodillos de halado y terminando en el rodillo final donde la película plástica es embobinada de nuevo en un cono de cartón dispuesto para ello. Para asegurar la película plástica al cono el operario puede hacer uso de cinta adhesiva de fijación, para que así al encender la máquina la película continúe enrollándose sin dificultad.
3. Siguiendo el plan de trabajo del día, el operario ya conoce con anterioridad el rollo para qué medida está destinado y así se puede disponer para des tensionar la cadena mediante el tensor y ubicarla en el sprocket correspondiente a la velocidad y longitud de bolsa respectivo. En este paso el operario puede verificar el estado de lubricación de la cadena y su respectiva tensión.
4. Programar el variador de frecuencia del motor 2 de tal forma que mantenga un torque constante para de tal manera asegurar una tensión uniforme en el embobinado del rollo para cada longitud de bolsa. El variador debe iniciar con una velocidad rápida e ir disminuyendo a una velocidad menor a medida que la película plástica se va embobinando en el cono de cartón.
5. Graduar la temperatura de la resistencia eléctrica de selle a 256°C centígrados, siendo esta la temperatura utilizada para este proceso.
6. Previo a encender la máquina el operario debe verificar que la película plástica se encuentre alineada a lo largo de la máquina, que las cadenas se encuentren tensionadas y lubricadas.
7. El encendido de la máquina se debe realizar en paralelo para ambos motores y así garantizar la uniformidad del funcionamiento de la máquina
8. Una vez encendida la máquina es de gran importancia verificar al inicio que el selle y precorte se esté realizando de manera óptima, si es necesario realizar una parada, esta se ejecuta e inspecciona. De existir algún defecto corregirlo y encender nuevamente la máquina.
9. Durante el funcionamiento de la máquina se debe estar atento a que no existan desalineaciones de la película plástica, o que esta no se deforme y rompa.

10. Al estar por terminar el proceso el operario debe estar atento a apagar la máquina con el fin de evitar en trabajo en vacío y consumo innecesario de energía. Al finalizar el proceso se dispone a retirar el rollo terminado de bolsas plásticas ya formadas y traslada para empacarlo y almacenarlo o despacharlo. Se retira el cono sobrante y se inicia todo el procedimiento nuevamente.

Recomendaciones y advertencias:

- Limitar a lo posible el número de paradas de la máquina, puesto que retrasa los tiempos de proceso y a largo plazo el moto reductor puede verse afectado.
- Mantener siempre una distancia prudente puesto que existe el riesgo de atrapamiento ya sea por las cadenas, rodillos o la plataforma de selle. Por esta razón es recomendable usar ropa ajustada.
- El operario en todo momento durante el funcionamiento de la máquina debe hacer uso de los elementos de seguridad, tales como: cofia, tapabocas, guantes de seguridad y botas de seguridad.
- La máquina solo debe ser operada por el operario encargado y capacitado para este fin.
- La máquina no debe dejarse desatendida mientras se encuentre encendida.

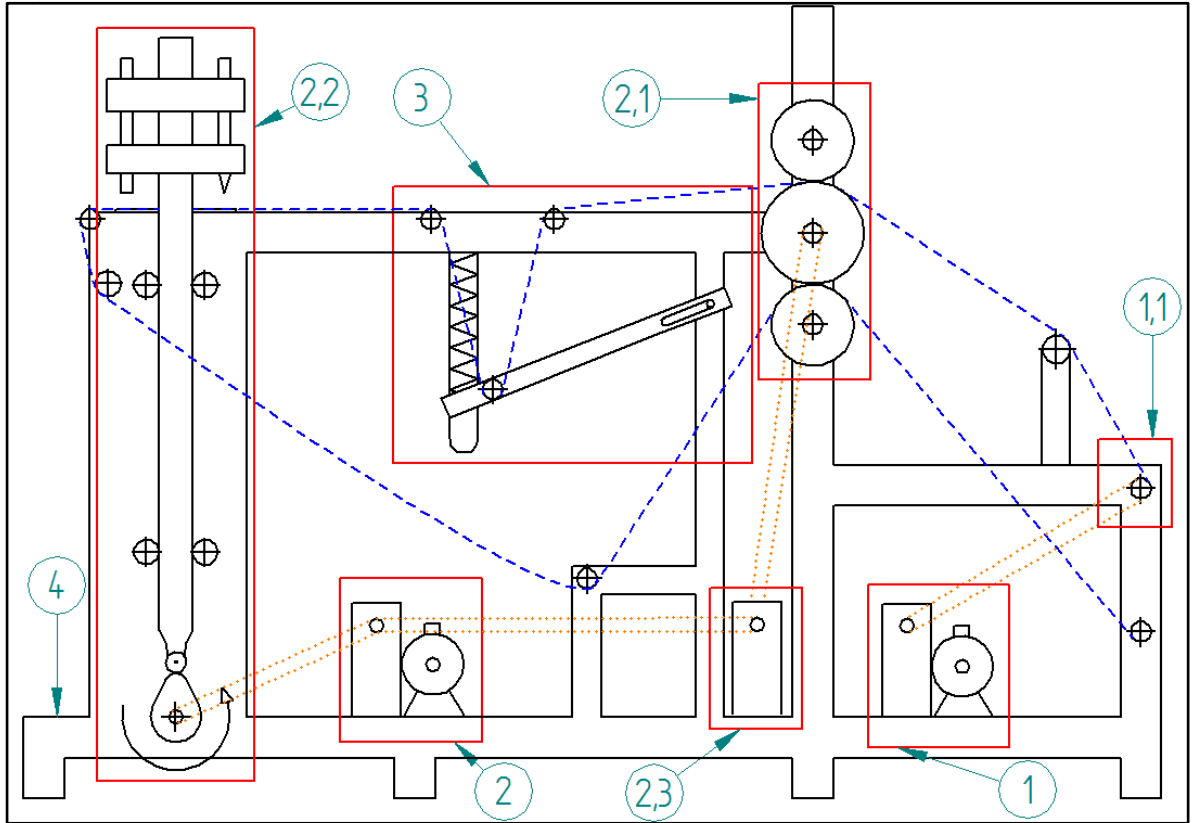
8.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO.

El mantenimiento requerido por la máquina es muy limitado dado la practicidad de los elementos mecánicos, sin embargo, no se debe descuidar en ningún momento estar realizando inspecciones de rutina a la máquina puesto que esta puede llegar a funcionar 8 horas diarias. Las labores de mantenimiento ayudan a preservar la máquina, aumentan tanto su confiabilidad como su disponibilidad, y se garantiza que el trabajo que desarrolla se realiza de la más adecuada manera.

Las labores aquí descritas pueden ser realizadas por el operario encargado de la máquina puesto que no son labores técnicas u/o delicadas, son plenamente de prevención y cuidado general.

De llegarse a encontrar alguna falla que se considere crítica el operario debe detener el funcionamiento de la máquina e informar a la persona encargada del área de mantenimiento de la empresa, para que esta disponga a realizar el mantenimiento adecuado correctivo a la falla. Cabe resaltar que este tipo de fallas son las que se desean evitar y es por esto que se enumeran a continuación una serie de actividades con su respectiva periodicidad y así evitar la aparición de fallas graves y mantenimientos correctivos no deseados.

Figura 91. Subsistemas de la máquina.



Fuente: Elaboración propia.

Tabla 20. Manual de mantenimiento.

Sistema	Elemento	Tarea a realizar	Periodicidad
	motor eléctrico	Verificar temperatura normal de operación de acuerdo al catálogo, mantener aseado.	todos los días
	variador de frecuencia	verificar conexiones eléctricas en buen estado, así como las uniones que no presenten desgaste	todos los días
1	transmisión de potencia	Inspección de la lubricación de la cadena y alineación de la misma.	cada 2 días
	transmisión de potencia	inspeccionar desgaste del piñón y su ajuste al motor	cada 2 semanas
	transmisión de potencia	inspeccionar desgaste del piñón y su ajuste al rodillo	cada 2 semanas
1.1	rodamientos	inspección sensorial del funcionamiento de rodamiento, este debe girar libremente y sin ruidos	cada 2 semanas
	rodillo de montaje	inspeccionar estado superficial del rodillo	cada 7 días
	moto reductor	verificar el estado del moto reductor, su limpieza y temperatura adecuada de trabajo según catalogo	todos los días
2	moto reductor	inspeccionar el nivel de aceite del reductor, que la carcasa no presente escapes y los tornillos estén bien ajustados	cada 2 semanas
	transmisión de potencia	inspeccionar desgaste del piñón y su ajuste al moto -reductor	cada 2 semanas

Tabla 20. Manual de mantenimiento. (Continuación).

Sistema	Elemento	Tarea a realizar	Periodicidad
2.1	rodillos de halado	Inspección visual del estado superficial de los rodillos de aluminio y de caucho, así como la integridad del caucho.	cada 3 semanas
	rodamientos rodillos	inspección sensorial del funcionamiento de rodamiento, este debe girar libremente y sin ruidos	cada 2 semanas
	transmisión de potencia	inspeccionar desgaste del piñón y su ajuste al rodillo	cada 2 semanas
	rodillos de halado	verificar que los rodillos se encuentren alineados y que el contacto entre ellos sea el adecuado para el arrastre	todos los días
	transmisión de potencia	inspeccionar estado del piñón y la cadena, y su respectivo ajuste al eje	cada 2 semanas
	eje motriz	Verificar la correcta alineación del eje que no presente golpeteos ni desajustes.	cada 2 semanas
	rodamientos	inspección sensorial del funcionamiento de rodamiento, este debe girar libremente y sin ruidos	cada 7 días
2.2	sujeción levas eje	verificar que el ajuste entre las levas y el eje sea el óptimo, no presente deslizamientos ni holgura	cada 3 semanas
	sistema leva seguidor	Inspección visual del estado superficial tanto de la leva como del seguidor y su respectivo rodillo, el canal de la leva no debe presentar fisuras ni desportillamientos.	cada 2 semanas
	plataforma de precorte y selle	revisar r que los tornillos de sujeción de los componentes presenten un apriete adecuado y no permitan vibraciones indeseadas	cada 2 semanas
	cuchilla de precorte	Inspección del estado de los dientes de la cuchilla que no presenten desportillamientos. Así mismo verificar la correcta sujeción de la cuchilla a la plataforma	cada 2 semanas
	resistencia eléctrica	verificar el estado superficial de la resistencia, así como sus conexiones e instalaciones eléctricas	cada 2 semanas

Tabla 20. Manual de mantenimiento. (continuación).

Sistema	Elemento	Tarea a realizar	Periodicidad
2.3	sistema de velocidades	Inspeccionar el estado de los piñones y la cadena su alineación y lubricación. A su vez el funcionamiento óptimo del tensor de la cadena	cada 2 semanas
3	sistema tensión de película plástica	inspeccionar el estado del pasador del pivote, del rodillo y del resorte	cada 3 semanas
4	estructura	Revisar detalladamente la estructura y verificar que las juntas soldadas tengan aspecto normal al igual que ninguna parte presente focos de corrosión.	cada 3 semanas

Fuente: Elaboración propia.

Por último, es importante resaltar que la base del buen funcionamiento de casi cualquier máquina está en el aseo de la misma y la lubricación de los componentes que lo requieran. Estas dos tareas son los pilares básicos para el óptimo funcionamiento de la máquina. Por esto se recomienda que al finalizar cada turno de trabajo se realiza una limpieza a la máquina removiendo polvo y objetos sobrantes del proceso.

9. EVALUACION FINANCIERA

En el presente capítulo se realizará un estudio financiero, con el fin de saber la viabilidad del proyecto. Este estudio se realizará contando con la información de costos de fabricación de la película plástica como materia prima, costo de proceso de precortado y sellado y el talento humano.

Los costos de ingeniería de proyecto son gracias a las actividades hechas por los autores, actividades necesarias para lograr un diseño de máquina adecuado y correcto; y los egresos por talento humano son los costos por el desarrollo del proyecto y la supervisión por parte del orientador. (Ver tabla 21).

Tabla 21. Talento humano.

Talento humano					
Item	Unidad de medida	# Horas	Valor unitario	Valor total	Fuente financiera
Proyectistas	HH	672	10.000,00	6.720.000,00	Proyectistas
Orientador	HH	32	15.000,00	480.000,00	F. universidad de América
TOTAL				7.200.000,00	

Fuente: Elaboración propia.

Los costos por utilizar equipos y software se evidencian en la siguiente tabla (ver tabla 22).

Tabla 22. Equipos y software.

Equipos y software					
Ítem	Unidad de medida	Cantidad	Valor unitario	Valor total	Fuente financiera
Licencia Solid Edge ST10	Horas	96	3.556,00	341.376,00	F. universidad de América
Licencia Nx 11,0	Horas	32	2.831,00	90.592,00	F. universidad de América
Computador	Und	1	1.500.000,00	1.500.000,00	Proyectistas
TOTAL				1.931.968,00	

Fuente: Elaboración propia.

Los costos fungibles son los egresos causados por los materiales utilizados en el proyecto como se ven en la siguiente tabla. (Ver tabla 18). También se debe tener encuenta otros gastos como los servicios públicos; como el transporte el internet que los autores consumen. (Ver tabla 23).

Tabla 23. Gastos fungibles.

Gastos fungibles					
Ítem	Unidad de medida	Cantidad	Valor unitario	Valor total	Fuente financiera
Fotocopias	Und	100	50,00	5.000,00	Proyectistas
Papel	Resma	2	12.000,00	24.000,00	Proyectistas
impresiones	Und	600	300,00	180.000,00	Proyectistas
Impresiones en plotter	Und	50	2.200,00	110.000,00	Proyectistas
TOTAL				319.000,00	

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 24. Otros gastos.

Otros gastos			
Ítem	Cantidad	Valor unitario	Valor total
Transportes	200	10.000,00	2.000.000,00
Internet	300	1.500,00	450.000,00
Alimentación	80	10.000,00	800.000,00
Servicios Públicos	600	2.000,00	1.200.000,00
TOTAL			4.450.000,00

Fuente: Elaboración propia.

El total de los costos se puede evidenciar en la siguiente tabla (ver tabla 20). Que será la suma de todos los costos mencionados anteriormente, sumando un porcentaje dado para los imprevistos que ocurran en el proyecto que será del 4%. (Ver tabla 25).

Tabla 25. Total, egresos.

Total egresos	
Egresos	Total
Total egresos sin imprevistos	13.900.968,00
Imprevistos (4%)	556.038,72
TOTAL	14.457.006,72

Fuente: Elaboración propia.

El costo total de la máquina es la suma de diferentes ítems; como la suma de los costos de las partes de la máquina con los costos por fabricación de las mismas más el ensamble de la máquina. (Ver tabla 26 y 27).

También se debe tener en cuenta el total de egresos por ingeniería. (Ver tabla 23).

Tabla 26. Costo total de la máquina.

Costo total de la máquina			
Pieza	Cantidad	Valor unidad	Valor total
Tubo cuadrado 1,5mm 50x50 de 6 metros	5	62.000	310.000
Eje	1	190.000	190.000
Rodamiento eje	2	13.000	26.000
Chumacera o soporte	2	95.000	190.000
Rodillos aluminio loco	7	40.000	280.000
rodamientos rodillos locos	16	8.000	128.000
soporte de rodamientos rodillos locos	16	50.000	800.000
Rodillo aluminio 4 in	1	135.000	135.000

Tabla 26. Costo total de la máquina. (Continuación).
Costo total de la máquina

Pieza	Cantidad	Valor unidad	Valor total
Rodamientos rígidos de bolas SKF 61804	6	11.000	66.000
Soporte rodamiento rodillos 4 in	6	80.000	480.000
Rodillos recubiertos de caucho	2	190.000	380.000
Levas	2	135.000	270.000
Lamina calibre 3mm 725x257,76	2	20.000	40.000
Lamina calibre 4mm 1000,05x247,88	1	32.000	32.000
Rodillo 10mm	2	20.000	40.000
Conos de sujeción	4	60.000	240.000
Seguidor	1	280.000	280.000
Soporte de resistencia y cuchilla	1	80.000	80.000
Cuchilla	1	400.000	400.000
Resistencia eléctrica	1	120.000	120.000
Moto-reductor 1/2hp	1	950.000	950.000
Motor eléctrico trifásico 1/4 hp	1	350.000	350.000

Tabla 26. Costo total de la máquina. (Continuación).

Costo total de la máquina

Pieza	Cantidad	Valor unidad	Valor total
Variador de frecuencia	1	1.100.000	1.100.000
Rodillos guía seguidor	6	12.000	72.000
Sprocket PHS 05B-1A25 SKF	1	51.765	51.765
Sprocket PHS 05B-1A36 SKF	1	62.475	62.476
Cadena 05B1 848mm paso 8mm	1	32.291	32.291
Cadena 05B1 1008mm paso 8mm	1	38.384	38.384
Sprocket PHS 05B-1A19 SKF	1	29.155	29.155
Sprocket PHS 05B-1A76 SKF	1	160.600	160.600
Cadena 06B1 1314,45mm paso 9,525mm	1	35.900	35.900
Sprocket PHS 06B-1A25 SKF	1	45.690	45.690
Sprocket PHS 06B-1A38 SKF	1	51.700	51.700
Sprocket PHS 06B-1A19 SKF	4	24.500	98.000
Tensor resortado serie –T INTERMEC	1	126.140	126.140
Cadena 06B1 1876,42mm paso 9,525mm	1	51.346	51.346
Resorte k 244,71N/m	2	18.000	36.000
TOTAL			7.778.447

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 27. Gastos por mano de obra.

Gastos por mano de obra

Proceso	Cantidad	Valor unidad	Valor total
Cortes	28	2.000	56.000
Mecanizado	1	55.000	55.000
Soldadura	42	6.000	252.000
Transporte	3	40.000	120.000
TOTAL			483.000
MANO DE OBRA POR ENSAMBLAJE FINAL			350.000
TOTAL, DE LA MÁQUINA CONSTRUIDA SIN IMPREVISTOS			8.611.447
IMPREVISTOS EN LA CONSTRUCCION DE LA MÁQUINA (4%)			344.458
COSTO FINAL TOTAL DE LA MÁQUINA			8.955.905

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 28. Total, de ingeniería de proyecto. más costo máquina.

Costo	Valor
Ingeniería de proyecto	14.457.007
Costo final total de la máquina	8.955.905
TOTAL	23.412.912

Fuente: Elaboración propia.

El costo total de la máquina es de \$23'412.912 COP (ver tabla 26).

Ya teniendo el costo total de la máquina se procede a realizar un análisis financiero con el fin de determinar la viabilidad de la máquina, teniendo en cuenta la producción, la inversión y sus ganancias.

Tabla 29. Evaluación financiera.

Costo	Valor	Frecuencia
inversión inicial	23.412.912,00	una
materia prima	33.855,00	diaria
mantenimiento	180.000,00	trimestral
consumo de energía	200.000,00	mensual
Operación	781.242,00	mensual

Fuente: Elaboración propia.

Como se dijo anteriormente en el capítulo 2, parámetros y requerimientos de diseño, se estableció la producción diaria necesaria de rollos de bolsas plásticas; es de 18 rollos; 6 rollos de cada tamaño en un turno de 9 horas por 5 días a la semana, y que la producción será de 3 diferentes tamaños de bolsa.

La materia prima para la producción de los rollos de película plástica tiene un valor de \$5.140,6 pesos por 34 kilogramos y se tienen que producir 223,92 kilogramos diarios.

También se debe tener en cuenta, que la materia prima, o el producto que se suministrara a la máquina, van a ser los rollos de película plástica procedentes de la extrusora sin sellar ni precortar, los precios de estos rollos son de \$95.270, \$89.320, \$88.130 IVA incluido, se tomara un valor promedio que será \$90.906 COP. El precio de venta de rollos ya precortado y sellado es de \$98.770, \$92.820, \$91.630 IVA incluido; se tomara un valor promedio entre estos tres valores que será de \$94.406 COP IVA incluido.

El costo del sellado y precortado es de 3.500 por rollo.

La máquina va a ser operada por una sola persona, la cual es la encargada de suministrar el rollo de película plástica sin precortar ni sellar a la máquina, ponerla en disposición de trabajo y retirar el rollo ya precortado y sellado.

También se tiene que tener en cuenta que la depreciación anual para este tipo de máquinas es del 10% y que la vida útil de esta es de 10 años.

Tabla 30. Ingresos y costos /unidad

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
cantidad producida (rollos)	4320	4320	4320	4320	4320	4320	4320	4320	4320	4320
ingreso/uni dad\$	94.406 ,67	94.406 ,67	94.406 ,67	94.406 ,67	94.406 ,67	94.406 ,67	94.406 ,67	94.406 ,67	94.406 ,67	94.406 ,67
costos/unid ad\$	90.906 ,67	90.906 ,67	90.906 ,67	90.906 ,67	90.906 ,67	90.906 ,67	90.906 ,67	90.906 ,67	90.906 ,67	90.906 ,67

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 31. Amortización del crédito.

n	saldo	interés	cuota	amortización
0	16.389.038,40			
1	13.704.555,20	1.638.903,84	4.323.387,04	2.684.483,20
2	10.751.623,67	1.370.455,52	4.323.387,04	2.952.931,52
3	7.503.399,00	1.075.162,37	4.323.387,04	3.248.224,68
4	3.930.351,9	750.339,90	4.323.387,04	3.573.047,14
5	(0)	393.035,19	4.323.387,04	3.930.351,9

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 32. Flujo de caja.

Flujo de caja	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ingresos	\$ 407.836.814,40	\$ 407.836.814,40	\$ 407.836.814,40	\$ 407.836.814,40	\$ 407.836.814,40	\$ 407.836.814,40	\$ 407.836.814,40	\$ 407.836.814,40	\$ 407.836.814,40	\$ 407.836.814,40	\$ 407.836.814,40
Costos de producción	\$ 392.716.814,40	\$ 392.716.814,40	\$ 392.716.814,40	\$ 392.716.814,40	\$ 392.716.814,40	\$ 392.716.814,40	\$ 392.716.814,40	\$ 392.716.814,40	\$ 392.716.814,40	\$ 392.716.814,40	\$ 392.716.814,40
Gastos administrativos	\$ 800.000,00	\$ 800.000,00	\$ 800.000,00	\$ 800.000,00	\$ 800.000,00	\$ 800.000,00	\$ 800.000,00	\$ 800.000,00	\$ 800.000,00	\$ 800.000,00	\$ 800.000,00
Gastos financieros	\$ 1.638.903,84	\$ 1.370.455,52	\$ 1.075.162,37	\$ 750.339,90	\$ 393.035,19	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Depreciación	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20
Utilidad antes de impuestos	\$ 10.339.804,96	\$ 10.608.253,28	\$ 10.903.546,43	\$ 11.228.368,90	\$ 11.585.673,61	\$ 11.978.708,80	\$ 11.978.708,80	\$ 11.978.708,80	\$ 11.978.708,80	\$ 11.978.708,80	\$ 11.978.708,80
Impuesto (%)	\$ 3.412.135,64	\$ 3.500.723,58	\$ 3.598.170,32	\$ 3.705.361,74	\$ 3.823.272,29	\$ 3.952.973,90	\$ 3.952.973,90	\$ 3.952.973,90	\$ 3.952.973,90	\$ 3.952.973,90	\$ 3.952.973,90
Utilidad después de impuesto	\$ 6.927.669,32	\$ 7.107.529,70	\$ 7.305.376,11	\$ 7.523.007,16	\$ 7.762.401,32	\$ 8.025.734,90	\$ 8.025.734,90	\$ 8.025.734,90	\$ 8.025.734,90	\$ 8.025.734,90	\$ 8.025.734,90
Depreciación	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20	\$ 2.341.291,20
Amortización Crédito	\$ 2.684.483,20	\$ 2.952.931,52	\$ 3.248.224,68	\$ 3.573.047,14	\$ 3.930.351,86						
Inversión fija	\$ 7.023.873,60										
Inversión diferida	\$ 16.389.038,40										
Flujo de caja neto	\$ 23.412.912,00	\$ 6.584.477,32	\$ 6.495.889,37	\$ 6.398.442,63	\$ 6.291.251,22	\$ 6.173.340,66	\$ 10.367.026,10	\$ 10.367.026,10	\$ 10.367.026,10	\$ 10.367.026,10	\$ 10.367.026,10

Fuente: Elaboración propia.

Después de tener el flujo de caja neto del proyecto, se procede a analizar la viabilidad del mismo con el cálculo del valor presente neto del proyecto (VPN), con la siguiente formula

$$VPN = -I + \frac{VF_1}{(1+i)^1} + \frac{VF_2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{VF_n}{(1+i)^n}$$

Siendo VPN valor presente neto, I la inversión inicial del proyecto, VF_n el flujo de caja en el periodo correspondiente, i la tasa interna de oportunidad que en este proyecto se considera del 25%

$$\begin{aligned} VPN = & -23'412.912 + \frac{6'584.477,32}{(1+0,25)^1} + \frac{6'495.889,37}{(1+0,25)^2} + \frac{6'398.442,63}{(1+0,25)^3} + \frac{6'291.251,22}{(1+0,25)^4} \\ & + \frac{6'173.340,66}{(1+0,25)^5} + \frac{10'367.026,10}{(1+0,25)^6} + \frac{10'367.026,10}{(1+0,25)^7} + \frac{10'367.026,10}{(1+0,25)^8} \\ & + \frac{10'367.026,10}{(1+0,25)^9} + \frac{10'367.026,10}{(1+0,25)^{10}} \end{aligned}$$

$$VPN = 3'023.480,448$$

$$VPN > 0$$

$$3'023.480,448 > 0$$

Con el resultado dado del VPN mayor a cero, se confirma que al realizar y poner en marcha el proyecto se recuperará la inversión durante el periodo y representa ganancias para el cliente.

10. ANALISIS AMBIENTAL

El estudio del impacto ambiental tiene como objetivo analizar de qué manera el diseño, construcción y funcionamiento de la máquina puede afectar ya sea positiva o negativamente el medio ambiente, evaluando los diferentes procesos involucrados y asignando un puntaje, de tal manera se evalúa individualmente cada proceso y pasó.

Previo a la identificación de los procesos se muestra a continuación en la tabla 31 la parametrización para calificar cada aspecto a evaluar, así como su valoración siendo bajo, medio o alto. Y como respuesta a esta calificación se identifica una acción de respuesta correspondiente a cada valoración.

Tabla 33. Parametrización puntaje impacto ambiental

Valoración	Calificación	Acción
Alto	13-15	Se someterá a cambios drásticos, en caso de que no se logre disminuir su impacto se suspenderá la actividad hasta una posible solución.
Medio	9-12	Se implementarán métodos que reduzcan considerablemente el problema generado.
Bajo	5-8	Se continuará con los procedimientos ya establecidos. Teniendo bajo control cualquier emisión o posible problema potencial identificado.

Fuente: Elaboración propia.

Con la parametrización de la calificación establecida se procede a hacer una identificación de los procesos involucrados en la puesta en marcha de máquina, lo cual incluye la manufactura, instalación, y funcionamiento normal de la misma. En la tabla 32 se muestran a continuación los procesos más destacados.

Tabla 34. Identificación de procesos.

Proceso	Actividad	Aspecto ambiental	Impacto
Corte	Perfil cuadrado acero A-36 para la construcción de las vigas, columnas, estructura en general. Láminas de acero de 3 y 4 mm	Generación de residuos sólidos, ruido, Consumo de energía y transformación de materias primas.	Contaminación del suelo, generación de gases.
Soldadura	Estructura	Generación de gases nocivos y consumo de energía eléctrica	Contaminación del aire. Y agotamiento de recursos no renovables
Instalación	Anclaje de la estructura al suelo, montaje de eje, rodamientos, rodillos, motores en la estructura. Adecuación de conexiones eléctricas	Generación de residuos sólidos, consumo de energía eléctrica	Contaminación del suelo Y agotamiento de recursos no renovables
Operación	Operación normal de la máquina.	Consumo de energía eléctrica y generación de residuos sólidos plásticos (sobrado de material)	Contaminación del suelo Y agotamiento de recursos no renovables

Fuente: Elaboración propia.

10.1 EVALUACIÓN DEL IMPACTO AMBIENTAL.

Con los procesos involucrados en la puesta en marcha de máquina ya identificados, el siguiente paso es establecer unos criterios de evaluación.

Tabla 35. Criterios de evaluación

Criterio de evaluación	(Diminutivo)	Descripción
Probabilidad	P	Frecuencia con la cual se genera el impacto.
Incidencia	In	Influencia del impacto sobre el medio ambiente.
Reversibilidad	R	Capacidad de recuperación del medio
Importancia	Im	Severidad o nivel de daño que sufre el entorno
Magnitud	M	Extensión geográfica del impacto

Fuente: Elaboración propia.

A cada criterio de evaluación se le asignara un puntaje para evaluarlo individualmente. Este puntaje será de 1 a 3 puestos que la máxima calificación total que puede obtener un proceso es de 15.

Tabla 36. Evaluación impacto ambiental

Proceso	Impacto ambiental	Criterios de evaluación					Total	Calificación	Control
		P	In	R	Im	M			
Corte	Contaminación del suelo, generación de gases.	1	1	1	1	1	5	Bajo	Realizar una campaña de reciclaje con el fin de dar buen uso a los materiales sobrantes
Soldadura	Contaminación del aire. Y agotamiento de recursos no renovables	2	1	3	2	1	9	Medio	Ejecutar el proceso de soldadura lo más rápido y eficaz posible minimizando la emisión de gases y consumo energético
Instalación	Contaminación del suelo Y agotamiento de recursos no renovables	2	2	1	1	1	6	Bajo	Realizar el montaje en corto tiempo evitando consumo excesivo de energía eléctrica
Operación	Contaminación del suelo Y agotamiento de recursos no renovables	3	3	2	2	3	13	Alto	Evitar el funcionamiento en vacío y tiempos muertos. Incentivar el reciclaje, limitar las pérdidas, y hacer uso de materia prima reciclada.

11. CONCLUSIONES

- Con la máquina aquí diseñada y propuesta, se demuestra que es posible combinar el proceso de precortado y sellado en una sola máquina y en un solo paso, ahorrando espacios, costos y tiempos; con una producción diaria de 18 rollos al día en turnos de 9 horas.
- Mediante el uso del software y la simulación por elementos finitos se verificó y comprobó que el cálculo analítico del elemento crítico de la máquina es aceptable bajo los criterios de resistencia de materiales; dando como desplazamiento máximo un valor de 0,0258 mmy un esfuerzo de 4,974 MPa.
- En el aspecto financiero es de destacar su viabilidad al dar un VPN igual a 3'023.480 COP y el alto beneficio que trae consigo a la empresa el rápido retorno de la inversión que se realiza por la máquina, y las futuras ganancias que esta dejara; el costo total de la maquina es de 23'412.912 COP.
- Como criterio de impacto ambiental es de importancia resaltar que la máquina por sí sola, y en su operación no es un factor de contaminación al medio ambiente; como se pudo evidenciar en la matriz de impacto ambiental.

12. RECOMENDACIONES

- La máquina ha sido diseñada para trabajar con bolsas de polietileno de alta densidad, se recomienda realizar una investigación con respecto a que, si esta máquina puede llegar a trabajar con otro tipo de materiales biodegradables, es sabido por los autores la existencia de una fibra proveniente de almidón de yuca.
- Se recomienda realizar modificaciones e implementaciones a la máquina para que esta pueda realizar precorte y selle para cualquier medida de bolsas que sean requeridas por el fabricante.
- Se recomienda estudiar la posibilidad de realizar la automatización de la máquina, instalación de sensores, controladores y escritura de programa, así como el uso de PLC para control y monitoreo.
- Se recomienda realizar un estudio acerca de la posibilidad de ensamblar y acoplar la máquina de precorte y selle a la extrusora directamente, evitando así el traslado del rollo de película plástica de una máquina a otra.
- Se recomienda realizar el estudio de la modificación del sistema de embobinado y transmisión de potencia para así evitar el uso de dos motores eléctricos por el uso de uno solo, reduciendo costos de fabricación de la máquina.

BIBLIOGRAFIA

COLMENA, perfil estructural tubular, negro y galvanizado ASTM A500 (NTC) 2017 (en línea)http://www.tuboscolmena.com/web/fichas/ESTRUCTURAL_CERRADO.pdf

INDIMART [en línea] Delhi (India) [citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <<https://www.indiamart.com/newptindustries>>

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACION. Documentación. Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC 1486. Sexta actualización 1ed. Bogotá: ICONTEC, 2008. 33 p.

_____. Referencias bibliográficas, contenido, forma y estructura. NTC 5513. 1 ed. Bogotá: El instituto, 2008. 38 p.

_____. Referencias documentales para fuentes de información electrónicas NTC 4490. 1 ed. Bogotá: : El instituto, 2008. 23 p

MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial PRENTICE HALL, INC, 2006- 5 de marzo de 2018.

NORTON, Robert. Diseño de máquinas: un enfoque integrado. México, editorial Prentice-Hall. Cuarta edición. p. 657

PIÑEROS, Sergio. Diseño de una máquina precortadora selladora para la automatización de los procesos de extrusión, sellado y precortado de bolsas de polietileno (pead), Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bogotá DC: Fundación Universidad de América, 2013. 20-38 p.

POLYFLEXINDUSTRIES [en línea] (India) [citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <<http://www.polyflexindustries.in>>

RECICLA [en línea] [citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <http://www.recicla.com/?p=593>

SHIGLEY, Joseph. Teoría de máquinas y mecanismos. Editorial Mc Graw Hill 1988, 2 de febrero de 2018.

SSPACKMACHINE [en línea] Kathwada (india) [citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <<http://www.sspackmachine.com>>

TEXTOS CIENTIFICOS [en línea] junio 2005 - [citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <<http://www.textoscientificos.com/polimeros/temperatura>>

UTP (Universidad tecnológica de Pereira), Mecanismos de leva y seguidor [en línea] julio 2012 - [citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <<http://blog.utp.edu.co/adriamec/files/2012/07/LECCI%C3%93N-11-MECANISMOS-DE-LEVA-Y-SEGUIDOR.pdf>>

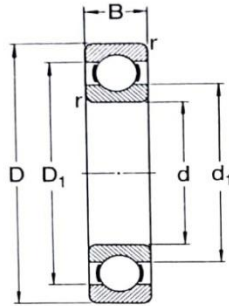
XLPLASTICS [en línea] Vadodara (India) [citado el 15 de septiembre, 2017] disponible en <<https://www.xlplastics.com>>

ANEXOS

ANEXO A.
SELECCIÓN DE RODAMIENTOS SKF.



Rodamientos rígidos de bolas
d 3-15 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga		Límite de velocidad		Masa	Designación
d	D	B	dinám. C	estát. C ₀	Lubricación con grasa	aceite		
mm			N (1 N = 0,102 kgf)		r/min		kg	—
3	10	4	375	176	40 000	48 000	0,0015	623
4	9	2,5	355	156	45 000	53 000	0,00070	618/4
	13	5	695	335	38 000	45 000	0,0031	624
	16	5	865	440	36 000	43 000	0,0054	634
5	11	3	440	216	40 000	48 000	0,0012	618/5
	16	5	865	440	36 000	43 000	0,0050	625
	19	6	1 290	695	32 000	38 000	0,0090	635
6	13	3,5	630	315	38 000	45 000	0,0020	618/6
	19	6	1 290	695	32 000	38 000	0,0084	626
7	14	3,5	695	355	38 000	45 000	0,0022	618/7
	19	6	1 320	710	34 000	40 000	0,0075	607
	22	7	2 500	1 340	30 000	36 000	0,013	627
8	16	4	930	510	36 000	43 000	0,0030	618/8
	22	7	2 500	1 340	32 000	38 000	0,012	608
9	17	4	1 020	560	34 000	40 000	0,0034	618/9
	24	7	2 850	1 530	30 000	36 000	0,014	609
	26	8	3 550	1 960	26 000	32 000	0,020	629
10	19	5	1 080	630	32 000	38 000	0,0055	61800 *
	26	8	3 550	1 960	30 000	36 000	0,019	6000
	28	8	3 550	1 960	28 000	34 000	0,022	16100
	30	9	3 900	2 240	24 000	30 000	0,032	6200
	35	11	6 200	3 750	20 000	26 000	0,053	6300
12	21	5	1 120	710	30 000	36 000	0,0063	61801 *
	28	8	3 900	2 240	26 000	32 000	0,022	6001
	30	8	3 900	2 240	24 000	30 000	0,023	16101
	32	10	5 300	3 100	22 000	28 000	0,037	6201
	37	12	7 500	4 650	19 000	24 000	0,060	6301
15	24	5	1 220	780	26 000	32 000	0,0074	61802
	32	8	4 000	2 240	22 000	28 000	0,025	16002
	32	9	4 300	2 500	22 000	28 000	0,030	6002
	35	11	6 000	3 550	19 000	24 000	0,045	6202
	42	13	8 800	5 400	17 000	20 000	0,082	6302

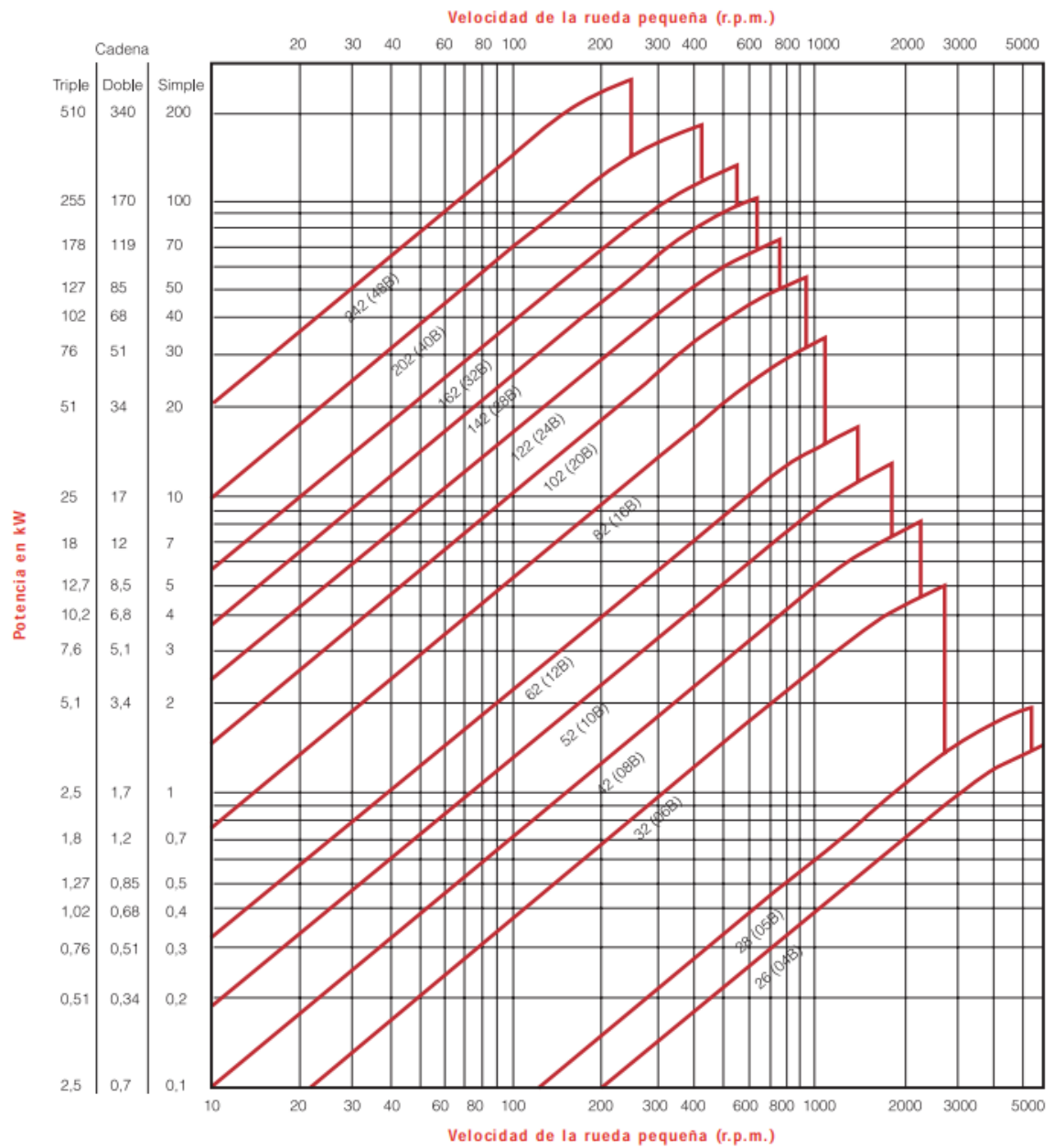
ANEXO B. SELECCIÓN MOTOR ELÉCTRICO 1/8HP.

W22 IE3 Datos Tecnicos

Potencia (KW)	2 Polos				4 Polos				6 Polos				8 Polos			
	50 Hz		60 Hz		50 Hz		60 Hz		50 Hz		60 Hz		50 Hz		60 Hz	
	Carcasa	Rendimiento a plena carga	Carcasa	Rendimiento a plena carga	Carcasa	Rendimiento a plena carga	Carcasa	Rendimiento a plena carga	Carcasa	Rendimiento a plena carga	Carcasa	Rendimiento a plena carga	Carcasa	Rendimiento a plena carga	Carcasa	Rendimiento a plena carga
0.12	63	65,0	63	64,5	63	64,8	63	66	63	57,7	63	64	71	52,5	71	59,5
0.18	63	67,0	63	68	63	69,9	63	70	71	63,9	-	-	80	58,7	80	64
0.25	63	69,7	63	70	71	73,5	63	73,4	80	68,8	-	-	80	64,1	80	68
0.37	71	74,5	63	73,4	71	77,3	71	78,2	80	73,5	80	75,3	90S	69,3	90S	72
0.55	71	77,8	71	76,8	80	80,8	-	-	L80	77,2	90S	81,7	90L	66,5	90L	74
0.75	80	82,0	71	82	80	82,5	90S	85,5	L90S	79	L90S	82,5	100L	75,5	L90L	72
1.1	80	83,5	80	84,6	90S	84,8	L90S	86,5	100L	81	L100L	87,5	100L	77,7	100L	81,6
1.5	90S	85,0	L80	85,7	90L	86	L90S	86,5	100L	82,5	112M	88,5	112M	80,5	112M	84,5
2.2	90L	86,3	L90S	86,5	100L	87	100L	89,5	112M	84,5	L112M	89,5	132S	82,6	132M	86,5
3	100L	87,3	L90L	88,5	L100L	88	112M	89,5	132S	85,8	132S	89,5	132M	83,5	132M	86,6
3.7	-	-	100L	88,6	-	-	112M	89,5	-	-	132S	89,5	-	-	132M/L	86,5
4	112M	89,5	-	-	112M	89,1	-	-	132M	86,8	-	-	160M	86,6	-	-
4.5	-	-	112M	89,4	-	-	112M	89,5	-	-	132M	89,5	-	-	-	-
5.5	132S	90,0	112M	89,7	132S	90,7	132S	91,7	132M/L	88	132M	89,5	160M	87,7	160M	88,4
7.5	132S	90,8	132S	90,6	132M	91,5	132S	92	160M	90,7	132M/L	89,5	160L	88,9	160L	90,6
9.2	132M	91,1	132M	91,2	132M/L	91	132M/L	92,4	160L	91	160M	91	180M	89,6	180M	91
11	160M	92,4	132M	91,5	160M	92,2	160M	92,7	160L	91,2	160M	91,8	180L	90,3	180L	90
15	160M	92,9	160M	92,2	160L	92,7	160M	93,4	180L	92	180M	92,2	200L	91,4	-	-
18,5	160L	93,2	160M	92,8	180M	93,3	160L	93,8	200L	92,5	180L	93,1	225S/M	92,7	200L	92,1
22	180M	93,7	160L	92,8	180L	93,6	180M	94	200L	92,9	200L	93,6	225S/M	93	225S/M	92,4
30	200L	94,1	200M	93,4	200L	94,2	200M	94,4	225S/M	94	200L	94,1	250S/M	93,2	225S/M	93,5
37	200L	94,6	200L	94	225S/M	94,6	200L	94,6	250S/M	94,4	225S/M	94,2	280S/M	94,2	250S/M	93,6
45	225S/M	95,1	225S/M	94	225S/M	94,8	225S/M	95,1	280S/M	94,6	250S/M	94,5	280S/M	92,2	250S/M	93,6
55	250S/M	95,4	225S/M	94,2	250S/M	95,3	225S/M	95,4	280S/M	95,3	250S/M	94,7	315S/M	94,8	280S/M	94,3
75	280S/M	95,6	250S/M	94,9	280S/M	95,6	250S/M	95,5	315S/M	95,8	280S/M	95	315S/M	95,1	280S/M	94,5
90	280S/M	95,8	280S/M	95,3	280S/M	95,8	280S/M	95,6	315S/M	96,1	280S/M	95,3	315S/M	95,3	315S/M	94,9
110	315S/M	95,9	280S/M	95,2	315S/M	96,3	280S/M	95,8	315S/M	96,2	315S/M	95,8	315L	95,4	315S/M	95
132	315S/M	96,3	315S/M	95,6	315S/M	96,4	315S/M	96,2	315S/M	96,3	315S/M	95,8	355M/L	95,7	355M/L	95,4
150	315S/M	95,6	315S/M	95,6	315S/M	95,9	315S/M	96,2	315L	96,3	315S/M	95,9	-	-	355M/L	95,6
160	315S/M	96,2	-	-	315S/M	96,5	-	-	315L	96,4	315L	95,8	355M/L	96	-	-
185	315S/M	96,6	315S/M	96,1	315S/M	96,5	315S/M	96,3	355M/L	95,8	355M/L	96	355M/L	96	355M/L	95,7
200	315L	96,7	355M/L	96,2	355M/L	96,3	355M/L	96,3	355M/L	96,2	355M/L	96	355M/L	96,1	-	-
220	315L	96,7	355M/L	96,3	355M/L	96,8	355M/L	96,4	355M/L	96,3	355M/L	96,1	-	-	355M/L	95,9
250	315L	96,3	-	-	355M/L	96,3	-	-	355M/L	96,3	-	-	-	-	-	-
260	315L	96,8	355M/L	96,4	355M/L	96,9	355M/L	96,5	355M/L	96,3	355M/L	96,2	-	-	-	-
280	315L	96,8	-	-	355M/L	96,9	-	-	355M/L	96,3	-	-	-	-	-	-
300	-	-	355M/L	96,4	-	-	355M/L	96,6	-	-	355M/L	96,4	-	-	-	-
315	355M/L	96,9	-	-	355M/L	96,9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
330	-	-	355M/L	96	-	-	355M/L	96,7	-	-	-	-	-	-	-	-
355	-	-	-	-	355M/L	96,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
370	-	-	-	-	-	-	355M/L	96,7	-	-	-	-	-	-	-	-
400	-	-	-	-	-	-	355M/L	96,8	-	-	-	-	-	-	-	-

Para obtener informaciones técnicas sobre los motores W22 IE3 Premium, como hoja de datos, curvas de desempeño características o incluso dibujos CAD 2D o 3D, acceda a nuestro Catálogo Electrónico online, la fuente más confiable de informaciones técnicas para productos WEG.
<http://catalog.weg.net>

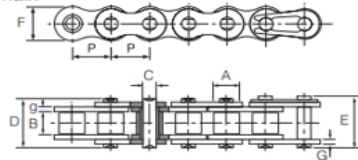
ANEXO C. TABLAS SELECCIÓN CADENA.



Roller chain
British Standard Roller Chain



Series BS Roller Chain

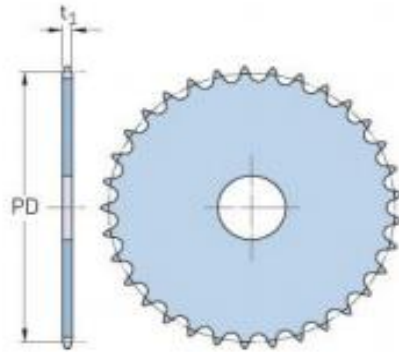


ISO Chain number / Número de cadena	Pitch / Paso P	Roller diameter/ diámetro del rodillo A	Width between inner plates/ Ancho entre placas interiores B	Pin diameter/ diámetro de perno C	Pin length/ longitud de perno		Inner plate height / Altura placa interior F	Plate thick-ness / grosor de placa g/G	Trans-verse pitch/ paso transverso H	Minimum tensile strength/ resistencia mínima de tracción kN	Average tensile strength/ Resistencia media de tracción kN	Weight/ Peso kg/m
					D	E						
SIMPLEX												
04B-1	6	4	2,8	1,85	6,8	7,8	5	0,6	-	3	3,2	0,11
05B-1	8	5	3	2,31	8,2	8,9	7,1	0,8	-	5	5,9	0,2
*06B-1	9,525	6,35	5,72	3,28	13,15	14,1	8,2	1,3	-	9	10,4	0,41
08B-1	12,7	8,51	7,75	4,45	16,7	18,2	11,8	1,6	-	18	19,4	0,69
10B-1	15,875	10,16	9,65	5,08	19,5	20,9	14,7	1,7	-	22,4	27,5	0,93
12B-1	19,05	12,07	11,68	5,72	22,5	24,2	16	1,85	-	29	32,2	1,15
16B-1	25,4	15,88	17,02	8,28	36,1	37,4	21	4.15/3.1	-	60	72,8	2,71
20B-1	31,75	19,05	19,56	10,19	41,3	45	26,4	4,5/3,5	-	95	106,7	3,7
24B-1	38,1	25,4	25,4	14,63	53,4	57,8	33,2	6,0/4,8	-	160	178	7,1
28B-1	44,45	27,94	30,99	15,9	65,1	69,5	36,7	7,5/6,0	-	200	222	8,5
32B-1	50,8	29,21	30,99	17,81	66	71	42	7,0/6,0	-	250	277,5	10,25
40B-1	63,5	39,37	38,1	22,89	82,2	89,2	52,96	8,5/8,0	-	355	394	16,35
48B-1	76,2	48,26	45,72	29,24	99,1	107	63,8	12,0/10,0	-	560	621,6	25
56B-1	88,9	53,98	53,34	34,32	114,6	123	77,8	13,5/12,0	-	850	940	35,88
64B-1	101,6	63,5	60,96	39,4	130	138,5	90,17	15,0/13,0	-	1120	1240	46,5
DUPLEX												
05B-2	8	5	3	2,31	13,9	14,5	7,1	0,8	5,64	7,8	10,2	0,33
*06B-2	9,525	6,35	5,72	3,28	23,4	24,4	8,2	1,3	10,24	16,9	18,7	0,77
08B-2	12,7	8,51	7,75	4,45	31,2	32,2	11,8	1,6	13,92	32	38,7	1,34
10B-2	15,875	10,16	9,65	5,08	36,1	37,5	14,7	1,7	16,59	44,5	56,2	1,84
12B-2	19,05	12,07	11,68	5,72	42	43,6	16	1,85	19,46	57,8	66,1	2,31
16B-2	25,4	15,88	17,02	8,28	68	69,3	21	4.15/3.1	31,88	106	133	5,42
20B-2	31,75	19,05	19,56	10,19	77,8	81,5	26,4	4,5/3,5	36,45	170	211,2	7,2
24B-2	38,1	25,4	25,4	14,63	101,7	106,2	33,2	6,0/4,8	48,36	280	319,2	13,4
28B-2	44,45	27,94	30,99	15,9	124,6	129,1	36,7	7,5/6,0	59,56	360	406,8	16,6
32B-2	50,8	29,21	30,99	17,81	124,6	129,6	42	7,0/6,0	58,55	450	508,5	21
40B-2	63,5	39,37	38,1	22,89	154,5	161,5	52,96	8,5/8,0	72,29	630	711,9	32
48B-2	76,2	48,26	45,72	29,24	190,4	198,2	63,8	12,0/10,0	91,21	1000	1130	50
56B-2	88,9	53,98	53,34	34,32	221,2	229,6	77,8	13,5/12,0	106,6	1600	1760	71,76
64B-2	101,6	63,5	60,96	39,4	249,9	258,4	90,17	15,0/13,0	119,89	2000	2200	93

ANEXO D.
SELECCIÓN RUEDA DENTADA PHS 05B-1A25.

Sprockets
Metric Simplex, Pilot Bore

PHS 05B-1A25



Pitch P (mm)	8
Pitch P (in)	0.31
No. of teeth	25
Pitch diameter (mm)	63.83
Pitch diameter (in)	2.51
Min. bore (mm)	-
Min. bore (in)	-
Max. bore (mm)	-
Max. bore (in)	-
Hub H (mm)	-
Hub H (in)	-
Hub L (mm)	-
Hub L (in)	-
Weight (kg)	0.06
Weight (lbs)	0.13

© SKF is a registered trademark of the SKF Group
© SKF Group 2012

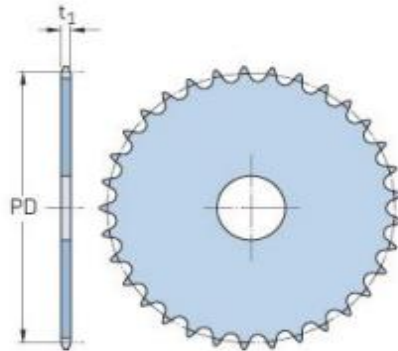
The contents of this publication are the copyright of the publisher and may not be reproduced (even extracts) unless prior written permission is granted. Every care has been taken to ensure the accuracy of the information contained in this publication but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the information contained herein.

SKF

ANEXO E.
SELECCIÓN RUEDA DENTADA PHS 05B-1A36.

Sprockets
Metric Simplex, Pilot Bore

PHS 05B-1A36



Pitch P (mm)	8
Pitch P (in)	0.31
No. of teeth	36
Pitch diameter (mm)	91.79
Pitch diameter (in)	3.61
Min. bore (mm)	-
Min. bore (in)	-
Max. bore (mm)	-
Max. bore (in)	-
Hub H (mm)	-
Hub H (in)	-
Hub L (mm)	-
Hub L (in)	-
Weight (kg)	0.13
Weight (lbs)	0.29

© SKF is a registered trademark of the SKF Group
© SKF Group 2012

The contents of this publication are the copyright of the publisher and may not be reproduced (even extracts) unless prior written permission is granted. Every care has been taken to ensure the accuracy of the information contained in this publication but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the information contained herein.

SKF

ANEXO F. SELECCIÓN VARIADOR DE FRECUENCIA.



CFW100 Mini Drive

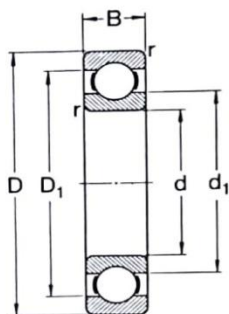
El más pequeño convertidor de frecuencia del mercado. La serie CFW100 abarca un rango de potencia desde 0,18 a 0,75 kW (0,25 a 1 HP).

Características y Ventajas

- Rango de potencia: 0,18kW, 0,25kW y 0,75kW (0,25, 0,50 y 1,0 HP)
- Monofásico
- Tensión de Alimentación: 200-240 V
- Control Escalar (V/F) y Vectorial (VVW)
- Capacidad de Sobrecarga: 150% de la corriente durante 60 seg.
- Filtro RFI externo (accesorios)
- Temperatura Ambiente: -10 hasta 50 °C (14 hasta 122 °F)
- Todas las tarjetas electrónicas son barnizadas (conformal coating) clasificadas como 3C2 de acuerdo con la normativa IEC 60721-3-3
- Grado de protección IP20
- HMI incorporada (Indica hasta 2 parámetros al mismo tiempo)
- SoftPLC disponible como estándar en el producto
- Módulo de memoria flash: Utilizado para descargar la programación existente de un CFW500 en otros sin la necesidad de energizarlos
- Módulos Plug-in: I/Os, USB, Bluetooth®, Infrarrojo y redes de comunicación Fieldbus
- Protocolos de Comunicación: Modbus RTU (RS-485) y CANopen
- WLP y SuperDrive G2 - Software gratuitos

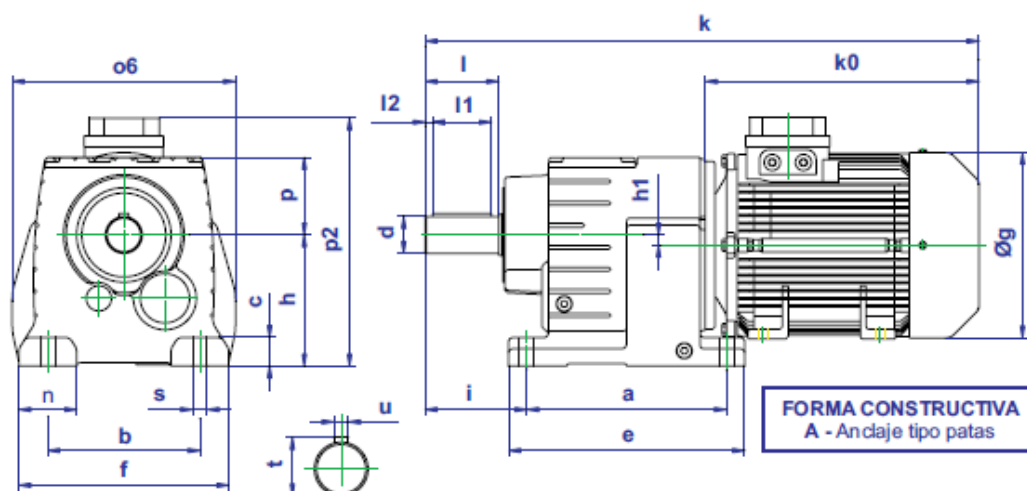
ANEXO G. SELECCIÓN RODAMIENTOS SKF.

Rodamientos rígidos de bolas
d 17-40 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga		Límite de velocidad		Masa	Designación
d	D	B	dinám. C	estát. C ₀	Lubricación con grasa aceite		kg	—
mm			N (1 N = 0,102 kgf)		r/min			
17	26	5	1 320	915	24 000	30 000	0,0082	61803
	35	8	4 650	2 800	19 000	24 000	0,032	16003
	35	10	4 650	2 800	19 000	24 000	0,039	6003
	40	12	7 350	4 500	17 000	20 000	0,065	6203
	47	14	10 400	6 550	16 000	19 000	0,12	6303
	62	17	17 600	11 800	12 000	15 000	0,27	6403
20	32	7	2 040	1 400	19 000	24 000	0,018	61804
	42	8	5 400	3 400	18 000	22 000	0,050	16004
	42	12	7 200	4 500	17 000	20 000	0,069	6004
	47	14	9 800	6 200	15 000	18 000	0,11	6204
	52	15	12 200	7 800	13 000	16 000	0,14	6304
	72	19	23 600	16 600	10 000	13 000	0,40	6404
25	37	7	2 280	1 700	17 000	20 000	0,022	61805
	47	8	5 850	4 000	14 000	17 000	0,060	16005
	47	12	8 650	5 600	15 000	18 000	0,080	6005
	52	15	10 800	6 950	12 000	15 000	0,13	6205
	62	17	17 300	11 400	11 000	14 000	0,23	6305
	80	21	27 500	19 600	9 000	11 000	0,53	6405
30	42	7	2 280	1 800	15 000	18 000	0,026	61806
	55	9	8 650	5 850	12 000	15 000	0,085	16006
	55	13	10 200	6 800	12 000	15 000	0,12	6006
	62	16	15 000	10 000	10 000	13 000	0,20	6206
	72	19	21 600	14 600	9 000	11 000	0,35	6306
	90	23	33 500	24 000	8 500	10 000	0,74	6406
35	47	7	2 360	2 000	13 000	16 000	0,030	61807
	62	9	9 500	6 950	10 000	13 000	0,11	16007
	62	14	12 200	8 500	10 000	13 000	0,16	6007
	72	17	19 600	13 700	9 000	11 000	0,29	6207
	80	21	25 500	18 000	8 500	10 000	0,46	6307
	100	25	42 500	31 000	7 000	8 500	0,95	6407
40	52	7	2 450	2 200	11 000	14 000	0,034	61808
	68	9	10 200	7 800	9 500	12 000	0,13	16008
	68	15	12 900	9 300	9 500	12 000	0,19	6008
	80	18	23 600	16 600	8 500	10 000	0,37	6208
	90	23	31 500	22 400	7 500	9 000	0,63	6308
	110	27	49 000	36 500	6 700	8 000	1,25	6408

ANEXO H.
SELECCIÓN MOTOR ELÉCTRICO 1/2HP.



TAMAÑO	Motbr	a	c	d	e	g	h	i	K	k0	l2	n	o6	p	p2	s	t	u
		b		l	f		h1				l1							
RG01	63	130	18	20	150	120	85	65	409	217	3.5	32	150	53	200	9	22.5	
	71					148			402	210					193			
	80	110		40	140	163	-		426	234	30				199		14"	
RG02	63	130	18	2.5	160	120	95	75	424	217	3.5	40	160	58	210	9	28	
	71					148			417	210					203			
	80					163			441	234					209			
	90	110		50	150	181	3.6		488	281	40			217		5/16"		
RG03	71	165	24	30	195	148	110	90	448	210	3.5	55	200	74	218	14	33	
	80					163			472	234					224			
	90					181			519	281					232			
	112	135		60	190	227	8.4		571	333	50			258		5/16"		
RG04	71	190	27	35	225	148	125	97	477	210	7	55	215	74	233	14	38	
	80					163			501	234					239			
	90					181			548	281					247			
	112	145		70	200	227	9.8		600	333	56			273		3/8"		
RG05	80	205	30	40	245	163	140	115	541	234	5	60	244	90	254	17.5	43.5	
	90					181			588	281					262			
	112					227			640	333					288			
	132	170		80	230	266	11.2		718	411	70			323		1/2"		
RG06	80	260	42	50	310	163	180	132	607	234	10	75	310	120	294	17.5	53.5	
	90					181			654	281					302			
	112					227			706	333					328			
	132					266			784	411					363			
	160	215		100	290	320	9		892	519	80			386		9/16"		
RG07	90	310	55	60	365	181	225	160	725	281	5	95	375	150	347	22	64.5	
	112					227			777	333					373			
	132					266			855	411					408			
	160					320			963	519					431			
	180	250		120	350	357	5.7		1025	581	110				455		3/4"	
RG08	112	370	65	70	440	227	250	186	841	333	7.5	110	425	165	398	26	74.5	
	132					266			919	411					433			
	160					320			1027	519					456			
	180					357			1089	581					480			
	200	290		140	400	403	16.7		1141	633	125			510		3/4"		
RG09	132	410	70	90	490	266	315	218	999	411	5	110	482	185	498	33	96	
	160					320			1107	519					521			
	180					357			1169	581					545			
	200					403			1221	633					575			
	225	340		170	450	447	21.5		1278	680	160				659		1"	

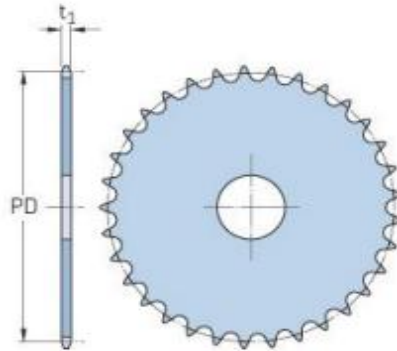
TRO RED	n_2	M_2	$i_{max.}$	F_s	Codigo		
	[1/min]	[Nm]	[-]	[-]	Equipo		
Kw / Hp 0.18 / 0.25 - Frame - Polos 63 - 4							
RG01	40.3	42.7	42.47	2.8	2101	21E G04	
	35.2	48.8	48.59	2.4	2101	21F G04	
	30.6	56.2	55.88	2.1	2101	21G G04	
	26.4	65.0	64.70	1.8	2101	21H G04	
	23.6	72.8	72.39	1.6	2101	21I G04	
	22.2	77.6	77.16	1.5	2101	21J G04	
	19.4	88.7	88.23	1.3	2101	21K G04	
	16.8	102.4	101.89	1.2	2101	21L G04	
	15.5	110.6	110.01	1.1	2101	21M G04	
	RG02	25.3	67.9	67.50	2.7	2102	21I G04
23.8		72.3	71.95	2.6	2102	21J G04	
20.8		82.7	82.27	2.2	2102	21K G04	
18.0		95.5	95.01	1.9	2102	21L G04	
16.7		103.1	102.58	1.8	2102	21M G04	
Kw / Hp 0.25 / 0.33 - Frame - Polos 63 - 4							
RG01	59.7	40.0	28.66	2.9	2101	11F G05	
	51.9	46.0	32.96	2.6	2101	11G G05	
	44.8	53.3	38.16	2.2	2101	11H G05	
	40.3	59.3	42.47	2.0	2101	21E G05	
	35.2	67.8	48.59	1.7	2101	21F G05	
	30.6	78.0	55.88	1.5	2101	21G G05	
	26.4	90.3	64.70	1.3	2101	21H G05	
	23.6	101.1	72.39	1.2	2101	21I G05	
	22.2	107.7	77.16	1.1	2101	21J G05	
	19.4	123.2	88.23	1.0	2101	21K G05	
RG02	37.7	63.3	45.31	2.9	2102	21F G05	
	32.8	72.7	52.10	2.6	2102	21G G05	
	28.3	84.2	60.33	2.2	2102	21H G05	
	25.3	94.2	67.50	2.0	2102	21I G05	
	23.8	100.5	71.95	1.9	2102	21J G05	
	20.8	114.9	82.27	1.6	2102	21K G05	
RG03	18.0	132.7	95.01	1.4	2102	21L G05	
	16.7	143.2	102.58	1.3	2102	21M G05	
	Kw / Hp 0.29 / 0.4 - Frame - Polos 71 - 4						
	RG01	70.6	39.2	23.22	3.0	2101	11D A04
		65.5	42.3	25.05	2.8	2101	11E A04
		57.2	48.4	28.66	2.4	2101	11F A04
49.8		55.7	32.96	2.1	2101	11G A04	
43.0		64.4	38.16	1.8	2101	11H A04	
38.6		71.7	42.47	1.6	2101	21E A04	
33.8		82.1	48.59	1.4	2101	21F A04	
29.3		94.4	55.88	1.3	2101	21G A04	
25.3		109.3	64.70	1.1	2101	21H A04	
22.7		122.2	72.39	1.0	2101	21I A04	
RG02	44.7	62.0	36.72	3.0	2102	11H A04	
	41.4	66.9	39.60	2.8	2102	21E A04	
	36.2	76.5	45.31	2.4	2102	21F A04	
	31.5	88.0	52.10	2.1	2102	21G A04	
	27.2	101.9	60.33	1.8	2102	21H A04	
	24.3	114.0	67.50	1.6	2102	21I A04	
RG03	22.8	121.5	71.95	1.5	2102	21J A04	
	19.9	138.9	82.27	1.3	2102	21K A04	
	17.3	160.4	95.01	1.2	2102	21L A04	
	16.0	173.2	102.58	1.1	2102	21M A04	
	28.9	95.7	56.68	2.9	2103	21H A04	
	n₂ M₂ i_{max.} F_s Codigo						
[1/min] [Nm] [-] [-] Equipo							

TRO RED	n_2	M_2	$i_{max.}$	F_s	Codigo	
	[1/min]	[Nm]	[-]	[-]	Equipo	
Kw / Hp 0.29 / 0.4 - Frame - Polos 71 - 4						
RG03	25.2	110.1	65.20	2.5	2103	21I A04
	22.5	123.1	72.87	2.3	2103	21J A04
	21.2	130.9	77.50	2.1	2103	21K A04
	18.6	149.0	88.21	1.9	2103	21L A04
	16.2	171.3	101.45	1.6	2103	21MA04
	15.0	184.6	109.31	1.5	2103	21N A04
RG04	18.4	150.2	88.94	3.0	2104	22J A04
	16.9	164.3	97.29	2.7	2104	22K A04
	15.9	174.4	103.27	2.6	2104	22L A04
	14.0	197.7	117.10	2.3	2104	22MA04
	12.2	226.6	134.19	2.0	2104	22N A04
	11.4	243.7	144.34	1.8	2104	22O A04
RG05	10.1	273.3	161.83	2.9	2105	22N A04
	8.9	312.0	184.75	2.5	2105	22O A04
	8.3	335.0	198.37	2.3	2105	22P A04
Kw / Hp 0.37 / 0.5 - Frame - Polos 71 - 4						
RG01	82.5	42.8	19.28	2.8	2101	20L A05
	76.4	46.2	20.81	2.6	2101	20MA05
	74.0	47.8	21.49	2.5	2101	11C A05
	68.5	51.6	23.22	2.3	2101	11D A05
	63.5	55.7	25.05	2.1	2101	11E A05
	55.5	63.7	28.66	1.9	2101	11F A05
	48.2	73.2	32.96	1.6	2101	11G A05
	41.7	84.8	38.16	1.4	2101	11H A05
	37.4	94.4	42.47	1.3	2101	21E A05
	32.7	108.0	48.59	1.1	2101	21F A05
RG02	28.5	124.2	55.88	1.0	2101	21G A05
	57.7	61.3	27.58	3.0	2102	11F A05
	50.1	70.5	31.71	2.6	2102	11G A05
	43.3	81.6	36.72	2.3	2102	11H A05
	40.2	88.0	39.60	2.1	2102	21E A05
	35.1	100.7	45.31	1.8	2102	21F A05
RG03	30.5	115.8	52.10	1.6	2102	21G A05
	26.4	134.1	60.33	1.4	2102	21H A05
	23.6	150.0	67.50	1.2	2102	21I A05
	22.1	159.9	71.95	1.2	2102	21J A05
	19.3	182.8	82.27	1.0	2102	21K A05
	38.2	92.6	41.67	3.0	2103	11I A05
RG04	34.1	103.5	46.58	2.7	2103	11J A05
	32.0	110.3	49.64	2.5	2103	21G A05
	28.1	126.0	56.68	2.2	2103	21H A05
	24.4	144.9	65.20	1.9	2103	21I A05
	21.8	161.9	72.87	1.7	2103	21J A05
	20.5	172.2	77.50	1.6	2103	21K A05
RG05	18.0	196.0	88.21	1.4	2103	21L A05
	15.7	225.5	101.45	1.2	2103	21MA05
	14.5	242.9	109.31	1.2	2103	21N A05
	23.2	152.4	68.57	3.0	2104	22H A05
	20.4	172.9	77.78	2.6	2104	22I A05
	17.9	197.7	88.94	2.3	2104	22J A05
RG06	16.3	216.2	97.29	2.1	2104	22K A05
	15.4	229.5	103.27	2.0	2104	22L A05
	13.6	260.2	117.10	1.7	2104	22MA05
	11.8	298.2	134.19	1.5	2104	22N A05
	11.0	320.8	144.34	1.4	2104	22O A05
	n₂ M₂ i_{max.} F_s Codigo					
[1/min] [Nm] [-] [-] Equipo						

ANEXO I.
SELECCIÓN RUEDA DENTADA PHS 05B-1A19.

Sprockets
Metric Simplex, Pilot Bore

PHS 05B-1A19



Pitch P (mm)	8
Pitch P (in)	0.31
No. of teeth	19
Pitch diameter (mm)	48.61
Pitch diameter (in)	1.91
Min. bore (mm)	-
Min. bore (in)	-
Max. bore (mm)	-
Max. bore (in)	-
Hub H (mm)	-
Hub H (in)	-
Hub L (mm)	-
Hub L (in)	-
Weight (kg)	0.03
Weight (lbs)	0.07

© SKF is a registered trademark of the SKF Group
© SKF Group 2012

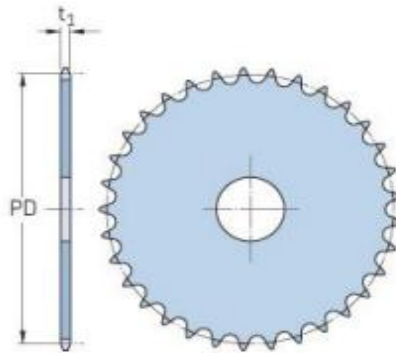
The contents of this publication are the copyright of the publisher and may not be reproduced (even extracts) unless prior written permission is granted. Every care has been taken to ensure the accuracy of the information contained in this publication but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the information contained herein.

SKF

ANEXO J.
SELECCIÓN RUEDA DENTADA PHS 05B-1A76.

Sprockets
Metric Simplex, Pilot Bore

PHS 05B-1A76



Pitch P (mm)	8
Pitch P (in)	0.31
No. of teeth	76
Pitch diameter (mm)	193.59
Pitch diameter (in)	7.62
Min. bore (mm)	-
Min. bore (in)	-
Max. bore (mm)	-
Max. bore (in)	-
Hub H (mm)	-
Hub H (in)	-
Hub L (mm)	-
Hub L (in)	-
Weight (kg)	1.87
Weight (lbs)	4.12

© SKF is a registered trademark of the SKF Group
© SKF Group 2012

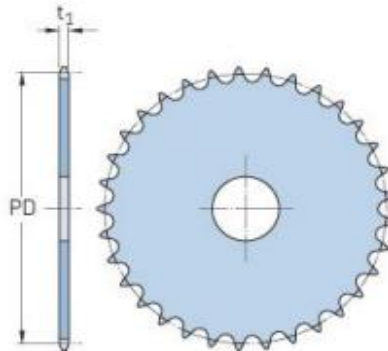
The contents of this publication are the copyright of the publisher and may not be reproduced (even extracts) unless prior written permission is granted. Every care has been taken to ensure the accuracy of the information contained in this publication but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the information contained herein.

SKF

ANEXO K.
SELECCIÓN RUEDA DENTADA PHS 06B-1A19.

Sprockets
Metric Simplex, Pilot Bore

PHS 06B-1AH19



Pitch P (mm)	9.52
Pitch P (in)	0.37
No. of teeth	19
Pitch diameter (mm)	57.87
Pitch diameter (in)	2.28
Min. bore (mm)	-
Min. bore (in)	-
Max. bore (mm)	-
Max. bore (in)	-
Hub H (mm)	-
Hub H (in)	-
Hub L (mm)	-
Hub L (in)	-
Weight (kg)	0.09
Weight (lbs)	0.2

© SKF is a registered trademark of the SKF Group
© SKF Group 2012

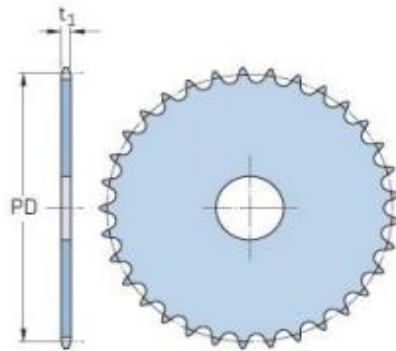
The contents of this publication are the copyright of the publisher and may not be reproduced (even extracts) unless prior written permission is granted. Every care has been taken to ensure the accuracy of the information contained in this publication but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the information contained herein.

SKF

ANEXO L.
SELECCIÓN RUEDA DENTADA PHS 06B-1A25.

Sprockets
Metric Simplex, Pilot Bore

PHS 06B-1AH25



Pitch P (mm)	9.52
Pitch P (in)	0.37
No. of teeth	25
Pitch diameter (mm)	76
Pitch diameter (in)	2.99
Min. bore (mm)	-
Min. bore (in)	-
Max. bore (mm)	-
Max. bore (in)	-
Hub H (mm)	-
Hub H (in)	-
Hub L (mm)	-
Hub L (in)	-
Weight (kg)	0.17
Weight (lbs)	0.37

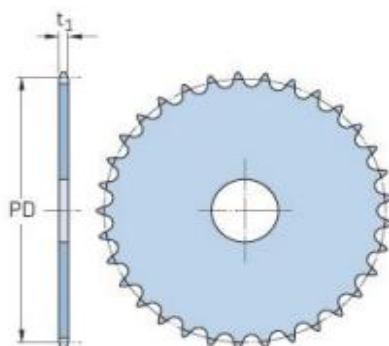
© SKF is a registered trademark of the SKF Group
© SKF Group 2012
The contents of this publication are the copyright of the publisher and may not be reproduced (even extracts) unless prior written permission is granted. Every care has been taken to ensure the accuracy of the information contained in this publication but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the information contained herein.

SKF

ANEXO M.
SELECCIÓN RUEDA DENTADA PHS 06B-1A38.

Sprockets
Metric Simplex, Pilot Bore

PHS 06B-1AH38



Pitch P (mm)	9.52
Pitch P (in)	0.37
No. of teeth	38
Pitch diameter (mm)	115.35
Pitch diameter (in)	4.54
Min. bore (mm)	-
Min. bore (in)	-
Max. bore (mm)	-
Max. bore (in)	-
Hub H (mm)	-
Hub H (in)	-
Hub L (mm)	-
Hub L (in)	-
Weight (kg)	0.39
Weight (lbs)	0.86

© SKF is a registered trademark of the SKF Group
© SKF Group 2012

The contents of this publication are the copyright of the publisher and may not be reproduced (even extracts) unless prior written permission is granted. Every care has been taken to ensure the accuracy of the information contained in this publication but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the information contained herein.

SKF

ANEXO N. TENSOR SERIE-T INTERMEC.



www.intermec.com.co

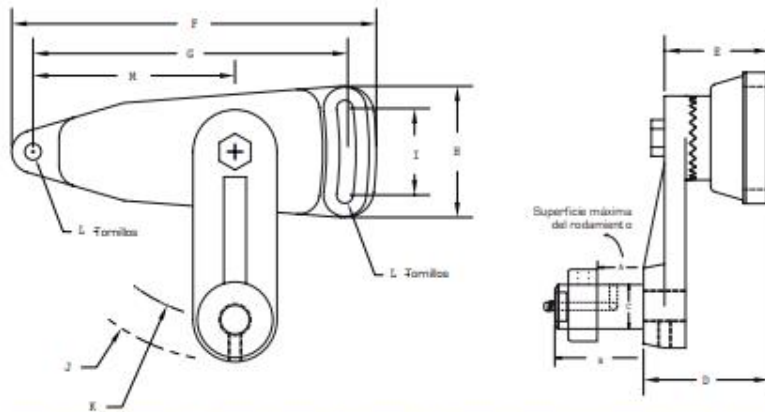
TENSORES RESORTADOS "SERIE -T"



Estos tensores poseen una base ranurada para controlar el ajuste de la tensión y un brazo con "superficie dentada de apriete" le permite tensionar en cualquier punto a 360°.

Los tensores serie "T" proporcionan tensión constante gracias a un resorte interno que los hace muy convenientes en cargas fluctuantes. El eje sobre el cual pivotea el brazo tensor, va sobre rodamientos para mayor estabilidad y resistencia.

Un piñón engrana con precisión en la cremallera cargada con el resorte permitiendo que el brazo bascule 90° en cualquier dirección. También está disponible con resorte mas fuerte permitiendo bascular el brazo 45° únicamente.



Modelo No.	Use con eje No.*	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	Peso Lb.
TM	SO-2	1 1/2"	2 1/2"												
	SO-3	2 1/2"	3 1/2"	1"	3"	2 1/2"	8 1/4"	7 1/2"	3 1/2"	2 1/2"	5"	4"	1/2"	4 3/4"	6.37
	SO-4	3 1/2"	4 1/2"												

ANEXO O. FACTOR MATERIAL CM.

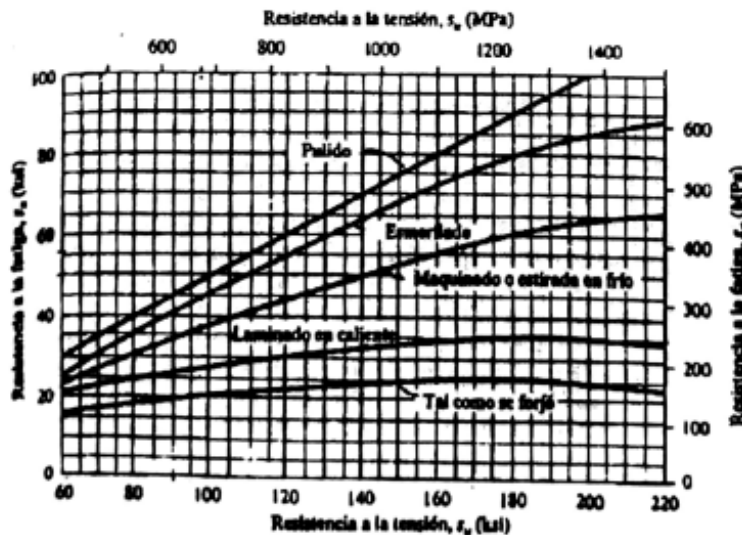
RESISTENCIA A LA FATIGA

La resistencia a la fatiga de un material es su capacidad para resistir cargas a fatiga, la fatiga de materiales se refiere a un fenómeno por el cual la rotura de los materiales bajo cargas dinámicas cíclicas se produce más fácilmente que con cargas estáticas.

1. Se especifica el material para la pieza y su resistencia última de tensión S_u .
2. Se especifica el proceso de manufactura usado para producir la pieza.
3. Emplee la figura 5-8 para estimar la resistencia a la fatiga modificada s_n .
4. Aplique un factor de material C_m de la siguiente lista.

Acero forjado:	$C_m = 1.00$	Hierro colado maleable:	$C_m = 0.80$
Acero colado:	$C_m = 0.80$	Hierro colado gris:	$C_m = 0.70$
Acero pulverizado:	$C_m = 0.76$	Hierro colado dúctil:	$C_m = 0.66$
5. Aplique un factor de tipo de esfuerzo: $C_s = 1.0$ para el esfuerzo flexionante, $C_s = 0.80$ para la tensión axial.
6. Aplique un factor de confiabilidad C_R de la tabla 5-1.
7. Aplique un factor de tamaño C_T , mediante la figura 5-9 y la tabla 5-2, como guías.
8. Calcule la resistencia a la fatiga estimada real s'_n , con

$$s'_n = s_n (C_m)(C_s)(C_R)(C_T) \quad (5-4)$$



Resistencia a la fatiga s_n en función de la resistencia a la tensión.

ANEXO P. PLANOS.

1. Plano conjunto
 - 1.1. Plano base sellador.
 - 1.2. Plano leva
 - 1.3. Plano lamina para el sellado y precortado.
 - 1.4. Plano lamina lateral.
 - 1.5. Plano eje transmisión.
 - 1.6. Plano rodillos sin motricidad.
 - 1.7. Plano rodillos con recubrimiento de caucho.
 - 1.8. Plano rodillo de 4 in.
 - 1.9. Plano rodillo sin motricidad tensor.
 - 1.10. Plano rodillo de embobinado.
 - 1.11. Plano tensor
 - 1.12. Plano seguidor.
 - 1.13. Eje transmisión halado.
2. Plano estructura.
 - 2.1. Plano perfil 1.
 - 2.2. Plano perfil 2
 - 2.3. Plano perfil 3.
 - 2.4. Plano perfil 4.
 - 2.5. Plano perfil 5.
 - 2.6. Plano perfil 6.
 - 2.7. Plano perfil 7.
 - 2.8. Plano perfil 8.
 - 2.9. Plano perfil 9.
 - 2.10. Plano perfil 10.
 - 2.11. Plano perfil 11.
 - 2.12. Plano perfil 12.
 - 2.13. Plano perfil 13.
3. Plano estructura soldadura.
 - 3.1. Plano estructura soldadura vista frontal.
 - 3.2. Plano estructura soldadura vista superior.
4. Plano eléctrico.