



UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Proyecto de investigación previo
a la obtención del título de
Ingeniero Mecánico.

Título del Proyecto de Investigación:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UNA
MÁQUINA DE RODILLOS ESTAMPADORES DE CERA DE
ABEJA”**

Autor:

Castillo Laban Lider Yoel

Yacchirema López Mario Javier

Director del Proyecto de Investigación:

Ing. Ruano Herrería Ernesto Javier, M.Sc.

Quevedo - Los Ríos – Ecuador.

2021 – 2022



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS

Nosotros, **Castillo Laban Lider Yoel** y **Yacchirema López Mario Javier** declaramos que la investigación aquí descrita es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Universidad Técnica Estatal de Quevedo, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este documento, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

f. _____

Castillo Laban Lider Yoel
C.C. # 76963156

f. _____

Yacchirema López Mario Javier
C.C. # 0250126281



CERTIFICACIÓN DE CULMINACIÓN DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

El suscrito, **Ing. Ernesto Javier Ruano Herrería, MSc.**, Docente de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, certifica que el estudiante **Castillo Laban Lider Yoel y Yacchirema López Mario Javier**, realizó el Proyecto de Investigación de grado titulado **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UNA MÁQUINA DE RODILLOS ESTAMPADORES DE CERA DE ABEJA”**, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, bajo mi dirección, habiendo cumplido con las disposiciones reglamentarias establecidas para el efecto.



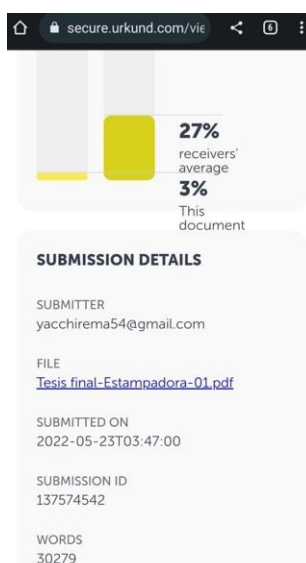
Firmado electrónicamente por:
**ERNESTO JAVIER
RUANO HERRERIA**

Ing. Ernesto Javier Ruano Herrería, MSc.
DIRECTOR DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN



CERTIFICADO DEL REPORTE DE LA HERRAMIENTA DE PREVENCIÓN DE COINCIDENCIA Y/O PLAGIO ACADÉMICO

Por medio de la presente me permito certificar, que el Sr. **CASTILLO LABAN LIDER YOEL** con número de cédula **76963156** y el Sr. **YACCHIREMA LÓPEZ MARIO JAVIER** con número de cédula **0250126281**, estudiante de la carrera de **Ingeniería Mecánica**, una vez revisada la tesis de grado titulada **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UNA MÁQUINA DE RODILLOS ESTAMPADORES DE CERA DE ABEJA”**, tengo a bien informar que se realizó la revisión respectiva por medio del sistema Urkund, con un porcentaje favorable del **3%**, cumpliendo con el reglamento de Graduación de Estudiantes de Pregrado y la Normativa establecida por la Universidad.



Firmado electrónicamente por:
**ERNESTO JAVIER
RUANO HERRERIA**

Ing. Ernesto Javier Ruano Herrería, MSc.
DIRECTOR DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN



UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO
FACULTAD CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

Título:

“Diseño y construcción de un prototipo de una máquina de rodillos estampadores de cera de abeja”

Presentado a la Consejo Directivo como requisito previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Aprobado por:



Firmado electrónicamente por:
**GABRIEL
ALEJANDRO
ARELLANO ORTIZ**

PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

Ing. Arellano Ortiz Gabriel Alejandro, MSc.



Firmado electrónicamente
**OMAR ARTURO
CEVALLO MUNOZ**

MIEMBRO DEL TRIBUNAL

Ing. Cevallos Muñoz Omar Arturo, MSc.



Firmado electrónicamente por:
**CRISTIAN PAUL
TOPA
CHUQUITARCO**

MIEMBRO DEL TRIBUNAL

Ing. Cristian Paul Topa Huquitarco, MSc.

QUEVEDO – LOS RIOS – ECUADOR

2021-2022

AGRADECIMIENTO

A mis padres por educarme y haberme dado lo necesario para formarme como una persona de bien.

A la licenciada Concepción Campuzano, por acogerme en su hogar y formar parte de ello, por enseñarme principios de lucha y perseverancia.

A mi tutor de tesis Ing. Ruano Herrería, por estar presente en todas las fases del proyecto de investigación y sobre todo por educarme en el proceso profesional.

A mis amigos Bryan Moran, Mario Yacchirema, Aarón Caicedo, Sol Soca por estar en los momentos difíciles, y seguir luchando hasta conseguir nuestros objetivos.

Mi amigo y hermano de cariño Cesar Mercedes Abarca Montalván, por ser el generador de la idea de este proyecto, quién sabe que lo aprecio mucho.

A mis profesores de secundaria, Guido Bravo y Henry Suyon, por apoyarme en los momentos difíciles, enseñarme a nunca rendirme.

Mis profesores de la universidad, Rodger Salazar y Cristian Topa, por brindarme su ayuda en todo este proceso de desarrollo de la tesis y sobre todo por brindarme sus conocimientos.

Castillo Laban Lider Yoel

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por darme salud y vida en el transcurso de mi formación profesional, por mantenerme dentro del camino del bien, y por darme la sabiduría para adquirir conocimientos cada día.

También quiero agradecer a mis padres Miguel Ángel Yacchirema Poma y Blanca Violeta López Baño por darme la vida, ellos me guiaron en el camino de la formación académica de mi vida. A mi familia, sobre todo esas excelentes personas que creen en mí y siempre me han animado a continuar, a mi mujer son la motivación para que obtenga una formación profesional y sea un ejemplo para ellos.

A mi tutor de tesis el Ing. Ruano Herrería Ernesto Javier quien con sus regaños y correcciones complementaron los conocimientos para resolver correctamente el proyecto.

A mis profesores de la universidad, Arellano Ortiz Gabriel Alejandro, Salazar Loor Rodger Benjamín y Topa Huqitarco Cristian Paul, les agradezco su ayuda durante todo el desarrollo de la tesis y lo más importante por sus conocimientos.

A mis amigos Santos Alexander Pérez de la Cruz, Castillo Laban Lider Yoel, que me han acompañado y brindado ayuda durante estos 5 años de estudio.

Yacchirema López Mario Javier

DEDICATORIA

Este proyecto de investigación y finalización de carrera se lo dedico a Dios, porque él me da la fuerza necesaria para superar todas las adversidades que encuentro todos los días.

A mis padres Miguel Ángel Yacchirema Poma y Blanca Violeta López Baño, gracias por su arduo trabajo, siempre han sido mis principios rectores para inculcarme valores, me han permitido convertirme en una gran persona y profesional.

Gracias a mis hermanos, sobre todo a mi mujer, ella conoce todos los esfuerzos que he hecho para completar mi carrera universitaria, me brindaron un apoyo espiritual que me ayudó a no rendirme.

Yacchirema López Mario Javier

Este trabajo de investigación está dedicado a mis padres Pastora Laban Melendres y Gerónimo Castillo Torres, quienes por medio de ellos lucharon hasta obtener este objetivo.

A mis hermanos y amigos por el apoyo brindado en las diferentes etapas de mi vida y formación profesional.

Castillo Laban Lider Yoel

RESUMEN EJECUTIVO

Este proyecto presenta un enfoque directo con la apicultura, por lo cual este estudio se llevó a cabo en la provincia de Bolívar, ciudad de Guaranda, de acuerdo con la información recopilada esta manifiesta que hay sectores que se dedican a esta actividad. De tal manera la investigación abarca el diseño y construcción de un prototipo para la obtención de láminas de cera estampadas, por medio de un proceso semiautomático a condiciones de operatividad en un rango de 10 a 15 RPM; a su vez esta presenta la característica de portabilidad mediante uniones pernadas. La fabricación del equipo conlleva un proceso por etapas, en las cuales se aplicaron diferentes metodologías en la parte de diseño, la primera se basó en la búsqueda de parámetros de diseño mecánico, en la cual se establecen las condiciones geométricas, la segunda etapa se basa en la búsqueda de materiales para los componentes del equipo, por ello, la tercera en interacción directa con los softwares de modelado 3D, elaboración de planos por medio del software SolidWorks, a su vez, ANSYS que es un software que se caracteriza para realizar análisis de elementos finitos, el cual es muy intuitivo al ejecutar simulaciones mecánicas y dinámicas. La última se basó en realizar cálculos teóricos, simulaciones, construcción y ejecución de un protocolo de pruebas, los resultados de la máquina fueron adecuados, en lo cual se comprobó que esta es capaz de producir $1 \frac{\text{láminas}}{10 \text{ segundos}}$, esto se corrobora con los cálculos teóricos.

Palabras Clave: Apicultura, Láminas, Cera de abeja, Alvéolos, Mecanizado, Construcción

ABSTRACT

This project has a direct approach to beekeeping, so this study was carried out in the province of Bolivar, in the city of Guaranda, according to the information collected, it shows that there are sectors that are engaged in this activity. Thus, the research includes the design and construction of a prototype to obtain stamped wax sheets, by means of a semi-automatic process at operating conditions in a range of 10 to 15 RPM; at the same time, it presents the characteristic of portability by means of bolted joints. The manufacturing of the equipment involves a process by stages, in which different methodologies were applied in the design part, the first one was based on the search of mechanical design parameters, in which the geometrical conditions are established, the second stage is based on the search of materials for the equipment components, The third stage was based on direct interaction with 3D modeling software, drawing up plans using SolidWorks software and ANSYS, a software that is characterized for finite element analysis, which is very intuitive when performing mechanical and dynamic simulations. The last one was based on theoretical calculations, simulations, construction and execution of a test protocol, the results of the machine were adequate, in which it was proved that it is capable of producing 1 sheet/(10 seconds), this is corroborated with the theoretical calculations.

Keywords: Apiculture, Sheets, Beeswax, Honeycomb, Alveoli, Machining, Construction.

TABLA DE CONTENIDO

DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS	ii
CERTIFICACIÓN DE CULMINACIÓN DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN.....	iii
CERTIFICADO DEL REPORTE DE LA HERRAMIENTA DE PREVENCIÓN DE COINCIDENCIA Y/O PLAGIO ACADÉMICO	iv
PROYECTO DE INVESTIGACIÓN.....	v
AGRADECIMIENTO	vi
DEDICATORIA	viii
RESUMEN EJECUTIVO	ix
ABSTRACT	x
TABLA DE CONTENIDO	xi
CÓDIGO DUBLIN	xxvi
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I - CONTEXTUALIZACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN.....	2
1.1. Problema de la investigación	3
1.1.1. Planteamiento del problema	3
1.1.2. Formulación del problema.....	4
1.1.3. Sistematización del problema.....	4
1.2. Objetivos.....	5
1.2.1. Objetivo General.....	5
1.2.2. Objetivos Específicos	5
1.3. Justificación	6
CAPÍTULO II - FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LA INVESTIGACIÓN	7
2.1. Marco conceptual.....	8
2.1.2. Generalidades	8

2.2.	Marco referencial	10
2.2.1.	Generalidades de la cera de abeja.....	10
2.2.2.	Generalidades de las láminas de cera de abeja	11
2.2.3.	Geometría de las láminas de cera de abeja	12
2.2.4.	Producción de láminas estampadas	16
2.2.5.	Proceso de función de la cera de abeja para obtención de las láminas.....	17
2.2.6.	Equipos de fundición para obtener las láminas de cera.....	18
2.2.7.	Proceso de alveolización por medio de los rodillos estampadores de cera ...	20
2.2.8.	Componentes de la máquina de rodillos estampadores de cera.....	21
2.2.9.	Fuerza del rodillo.....	33
2.2.10.	Dimensionamiento de los componentes de la máquina estampadora de cera	34
2.2.11.	Esfuerzos combinados en ejes	40
2.2.12.	Selección de tornillos de unión.....	43
2.2.13.	Máquina de ejes estampadores de cera de abeja mediante el software SolidWorks.....	45
2.2.14.	Simulación de la máquina de ejes estampadores de cera de abeja, utilizando el software SolidWorks y ANSYS.....	45
2.2.15.	Fabricación de la máquina de rodillos estampador	45
2.2.16.	Montaje de máquina	46
2.2.17.	Análisis de costos generados por parte de la máquina de rodillos	46
CAPÍTULO III - METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN.....		48
3.1.	Localización.....	49
3.2.	Tipo de investigación.....	49
3.2.1.	Investigación descriptiva	49
3.2.2.	Investigación aplicada	49
3.2.3.	Investigación Linkográfica	49
3.2.4.	Investigación de campo y bibliográfica.....	50
3.3.	Métodos de investigación	50

3.3.1.	Método científico.....	50
3.3.2.	Método bibliográfico	50
3.3.3.	Método analítico	50
3.4.	Fuentes de recopilación de información	50
3.4.1.	Fuentes primarias.....	50
3.4.2.	Fuentes secundarias	51
3.4.3.	Información virtual	51
3.5.	Diseño de la investigación	51
3.6.	Instrumento de investigación	51
3.7.	Tratamiento de los datos	51
3.8.	Recursos humanos y materiales	52
3.9.1.	Recursos humanos	52
3.9.2.	Recursos materiales	52
CAPÍTULO IV - RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....		54
4.1.	Diseño de la máquina de rodillos estampadores de cera de abeja	55
4.1.1.	Producción de laminado	56
4.1.2.	Proceso de laminación	58
4.1.3.	Selección de motorreductor lineal	60
4.1.4.	Selección del tipo de bandas y polea tipo A.....	61
4.1.5.	Selección de engranajes.....	62
4.1.6.	Diseño del rodillo de la máquina estampadora de cera	66
4.1.7.	Selección del rodamiento para el rodillo de la máquina.....	78
4.1.8.	Cuñas para el eje.....	79
4.1.9.	Radio del chaflán para el mecanizado de los ejes	81
4.1.10.	Vida útil de bandas	84
4.1.11.	Esfuerzos y factor de seguridad en el rodillo	90
4.1.12.	Selección del material y tiempo de durabilidad de los engranajes	98

4.1.13. Selección de pernos y tuercas	104
4.1.14. Análisis de los elementos de la máquina estampadora de cera de abeja mediante el software SolidWorks y ANSYS	105
4.1.15. Construcción y montaje de la máquina estampadora de cera	123
4.1.16. Análisis de pruebas realizadas	130
4.1.17. Análisis de costos generados por parte de la máquina estampadora	137
CAPÍTULO V - CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	141
5.1. Conclusiones	142
5.2. Recomendaciones	144
CAPÍTULO VI - BIBLIOGRAFÍA.....	145
Bibliografía.....	146
CAPÍTULO VII - ANEXOS	150

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Láminas de cera de abeja [7].....	12
Figura 2. Espesores de las láminas de cera de abeja [11].....	12
Figura 3. Tipos de hexagonales para el estampado de cera de abeja [13].....	13
Figura 4. Parámetros de hexagonales para el estampado de cera [13].	13
Figura 5. Altura de los alvéolos.....	14
Figura 6. Separación del hexágono.	14
Figura 7. Tamaños de las celdillas o alvéolos.	15
Figura 8. Condiciones geométricas: altura, ángulo y diámetro de un alvéolo.	15
Figura 9. Cera de abeja.....	16
Figura 10. Método de arpillera sumergida.	17
Figura 11. Fundición de la cera de abeja [18].	18
Figura 12. Cocina industrial.	18
Figura 13. Barril horizontal.	19
Figura 14. Cubierto.....	19
Figura 15. Recipiente de agua [19].....	19
Figura 16. Tabla de madera [19].	20
Figura 17. Espátula [19].	20
Figura 18. Partes de la máquina estampadora.	22
Figura 19. Ángulo en L.	23
Figura 20. Partes del rodamiento [22].	25
Figura 21. Rodillos estampadores de cera [14].	26
Figura 22. Engranaje recto [24].....	29
Figura 23. Motorreductor Lineal Single/3-phase foot-mount.	32
Figura 24. Fuerza perpendicular del rodillo [29].....	33
Figura 25. Eje de esfuerzos combinados [30].	34
Figura 26. Torque aplicado en el eje [30].....	34
Figura 27. Fuerzas sobre los dientes de un engranaje [24].....	37
Figura 28. Fuerza sobre las poleas.	38
Figura 29. Tipos de cuñeros [22].....	39
Figura 30. Chaflanes en escalones [22].....	39

Figura 31. Tipos de esfuerzos en el eje [30].....	40
Figura 32. Esfuerzos principales [30].....	41
Figura 33. Partes del tornillo de unión [33].....	43
Figura 34. Cabezas de diferentes grados SAE [22].....	44
Figura 35. Cabezas de diferentes clases [22].....	44
Figura 36. Designación por el código UNC y UNF para roscas en pulgadas [22].	44
Figura 37. Designación por el código ISO para rosca métrica.....	45
Figura 38. Fresa tipo V-bit 45° [37].	46
Figura 39. Ubicación geográfica de la ciudad de Guaranda.....	49
Figura 40. Dimensiones estándar de Langstroth para la lámina de cera de abeja.....	56
Figura 41. Dimensiones de la lámina de cera de abeja.....	56
Figura 42. Fuerza de laminado [29].	58
Figura 43. Polea de aluminio tipo A de 3 in.....	61
Figura 44. Separación del rodillo para seleccionar el diámetro del engranaje.....	62
Figura 45. Separación entre alvéolos.	63
Figura 46. Selección de engranajes en GearTrax-2021.....	64
Figura 47. Separación entre dientes de los engranajes.....	65
Figura 48. Componentes del rodillo.	66
Figura 49. Sistema de transmisión por polea y banda.....	67
Figura 50. Representación de la fuerza impulsadora neta o tangencial.	68
Figura 51. Fuerzas que actúan en la polea.....	68
Figura 52. Fuerzas que actúan en la superficie de paso en el engranaje.	69
Figura 53. Fuerzas que actúan en el engranaje recto.....	70
Figura 54. Diagrama de cuerpo libre del rodillo.	71
Figura 55. Diagrama de cuerpo libre con fuerzas distribuidas en el eje Z.	72
Figura 56. Diagrama de cuerpo libre en el eje Y.....	73
Figura 57. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores.	75
Figura 58. Dimensiones del rodamiento.....	78
Figura 59. Dimensiones del cuñero.	80
Figura 60. Fuerzas que actúan en el cuñero.	80
Figura 61. Distancia entre centros.	84
Figura 62. Punto de contacto de la correa.	85
Figura 63. Fuerzas en la correa.....	87
Figura 64. Dureza en la superficial en los aceros [24].	101

Figura 65. Dureza Brinell, HB [24].	101
Figura 66. Especificaciones para pernos métricos de acero [22].	105
Figura 67. Esfuerzo de Von Mises en el rodillo estampador mediante el uso del software SolidWorks.	106
Figura 68. Esfuerzo de Von Mises en el rodillo estampador mediante el uso del software ANSYS.	107
Figura 69. Factor de seguridad por la teoría de Von Mises en el rodillo estampador mediante el uso del software SolidWorks.	107
Figura 70. Factor de seguridad por la teoría de Von Mises en el rodillo estampador mediante el uso del software ANSYS.	108
Figura 71. Factor de seguridad por la teoría de esfuerzo cortante máximo del rodillo estampador mediante el uso del software SolidWorks.	108
Figura 72. Factor de seguridad por la teoría de esfuerzo cortante máximo del rodillo estampador mediante el uso del software ANSYS.	109
Figura 73. Esfuerzo de Von Mises del engranaje recto mediante el uso del software SolidWorks.	110
Figura 74. Esfuerzo de Von Mises del engranaje recto mediante el uso del software ANSYS.	111
Figura 75. Factor de seguridad de Von Mises del engranaje recto mediante el uso del software SolidWorks.	111
Figura 76. Factor de seguridad de Von Mises del engranaje recto mediante el uso del software ANSYS.	112
Figura 77. Factor de seguridad por esfuerzo cortante máximo del engranaje recto mediante el uso del software SolidWorks.	112
Figura 78. Factor de seguridad por esfuerzo cortante máximo del engranaje recto mediante el uso del software ANSYS.	113
Figura 79. Esfuerzo de Von Mises de la base del rodillo mediante el uso del software SolidWorks.	114
Figura 80. Esfuerzo de Von Mises de la base del rodillo mediante el uso del software ANSYS.	114
Figura 81. Factor de seguridad de Von Mises de la base del rodillo mediante el uso del software SolidWorks.	115
Figura 82. Factor de seguridad de Von Mises de la base del rodillo mediante el uso del software ANSYS.	115

Figura 83. Factor de seguridad por esfuerzo cortante máximo la base del rodillo, mediante el uso del software SolidWorks.	116
Figura 84. Factor de seguridad por esfuerzo cortante máximo de la base del rodillo mediante el uso del software ANSYS.	116
Figura 85. Estructura de la máquina estampadora de cera de abeja.	117
Figura 86. Fuerza tangencial aplicada en la estructura.	118
Figura 87. Esfuerzo de Von Mises de la estructura de la máquina mediante el uso del software SolidWorks.	119
Figura 88. Esfuerzo de Von Mises de la estructura de la máquina, mediante el uso del software ANSYS.	120
Figura 89. Factor de seguridad de Von Mises de la estructura de la máquina mediante el uso del software SolidWorks.	120
Figura 90. Factor de seguridad de Von Mises de la estructura de la máquina mediante el uso del software ANSYS.	121
Figura 91. Factor de seguridad por esfuerzo cortante máximo la estructura de la máquina mediante el uso del software SolidWorks.	121
Figura 92. Factor de seguridad por esfuerzo cortante máximo de la estructura de la máquina mediante el uso del software ANSYS.	122
Figura 93. Elementos mecánicos para la construcción de la máquina estampadora de cera de abeja: (a) rodamiento 61810, (b) polea de aluminio de 3 in, (c) prisioneros, (d) banda dentada, (e) eje sólido de aluminio 6061 de 3 in de diámetro, (f) placas de duraluminio, (g) ángulos en L, (h) motorreductor de 10 rpm, (i) engranaje recto de acero AISI 4140.	124
Figura 94. Mecanizado de los rodillos en la fresadora CNC.	125
Figura 95. Mecanizado de la base de los rodillos en la fresadora.	125
Figura 96. Estructura de la máquina estampadora de cera de abeja.	126
Figura 97. Ensamble de la base de los rodillos y rodamientos.	127
Figura 98. Ensamble de los rodillos.	127
Figura 99. Ensamble de los engranajes rectos.	128
Figura 100. Ensamble general de la máquina estampadora.	128
Figura 101. Sistema eléctrico para el motorreductor.	129
Figura 102. Conexión eléctrica del motorreductor.	129
Figura 103. Diagrama de fuerza y control.	130
Figura 104. Bloques de cera de abeja.	130
Figura 105. Bloques de cera en el recipiente de barril.	131

Figura 106. Remover la cera de abeja.	131
Figura 107. Filtrado de cera de abeja.	131
Figura 108. Sumergido de la tabla de madera en la cera líquida.....	132
Figura 109. Enfriamiento de cera de abeja.	132
Figura 110. Se corta los bordes de la lámina de cera de abeja.	132
Figura 111. Obtención de la lámina de cera de abeja.	133
Figura 112. Agua enjabonada en los rodillos.	133
Figura 113. Lámina estampada en los rodillos.	134
Figura 114. Primera estampada en los rodillos.	135
Figura 115. Segunda estampada en los rodillos.	135
Figura 116. Tercera estampada en los rodillos.	136
Figura 117. Cuarto estampado en los rodillos.	136
Figura 118. Ajuste de la base superior del rodillo para el estampado.	137
Figura 119. Láminas estampadas.	137

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Tamaños comerciales de los alvéolos o celdas según diversos lugares.	15
Tabla 2. Propiedades mecánicas del acero A-36.	23
Tabla 3. Propiedades mecánicas del duraluminio.....	24
Tabla 4. Tipos de rodamientos.	25
Tabla 5. Lista de modelos de la máquina estampadora de cera de abeja.....	26
Tabla 6. Propiedades de los materiales.....	27
Tabla 7. Propiedades de los aluminios.	28
Tabla 8. Poleas de tipo A.....	30
Tabla 9. Tipos de bandas.	31
Tabla 10. Valores de kf para chaveteros o cuñeros.	39
Tabla 11. Características del motorreductor lineal.	60
Tabla 12. Especificaciones de la polea.	62
Tabla 13. Especificaciones del engranaje recto.....	65
Tabla 14. Dimensiones del rodillo.....	66
Tabla 15. Diámetros calculados.....	78
Tabla 16. Dimensiones del rodamiento.	79
Tabla 17. Dimensiones de la cuña.	79
Tabla 18. Diámetros del eje.....	81
Tabla 19. Radios de chaflán.....	82
Tabla 20. Dimensiones del rodillo.....	83
Tabla 21. Tabla de parámetros para encontrar el esfuerzo de contacto.....	100
Tabla 22. Factor de seguridad del desgaste.	102
Tabla 23. Descripción de los pernos y tuercas seleccionadas.	104
Tabla 24. Tabla comparativa de resultados del rodillo estampador.	109
Tabla 25. Tabla comparativa de resultados del engranaje recto.	113
Tabla 26. Tabla comparativa de resultados de la base de los rodillos.....	117
Tabla 27. Tabla comparativa de resultados de la estructura de la máquina estampadora de cera.....	122
Tabla 28. Comparación de pruebas realizadas de estampado de cera de abeja.....	135
Tabla 29. Materiales mecánicos.	138
Tabla 30. Materiales eléctricos.....	139

Tabla 31. Costo de mecanizado.....	139
Tabla 32. Costo de diseño.....	140
Tabla 33. Costos directos totales.....	140

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ec. 1. Número de bandas.....	31
Ec. 2. Potencia del motor.	32
Ec. 3. Fuerza perpendicular.	33
Ec. 4. Longitud de contacto.....	33
Ec. 5. Potencia de laminado.	33
Ec. 6. Velocidad de giro.	36
Ec. 7. Torque se produce en la polea.....	36
Ec. 8. Fuerza tangencial.	36
Ec. 9. Fuerza radial.....	37
Ec. 10. Fuerza tangencial o impulsadora.....	37
Ec. 11. Fuerza de flexión.....	38
Ec. 12. Diámetro del eje.	38
Ec. 13. Esfuerzo normal por flexión.	41
Ec. 14. Esfuerzo cortante.....	41
Ec. 15. Esfuerzo máximo.	42
Ec. 16. Esfuerzo mínimo.	42
Ec. 17. Esfuerzo cortante máximo.	42
Ec. 18. Factor de seguridad de Von Mises.	42
Ec. 19. FS - Energía máxima por distorsión.	43
Ec. 20. Velocidad lineal del rodillo.....	56
Ec. 21. Tiempo de laminado.....	57
Ec. 22. Tiempo total de laminado.....	57
Ec. 23. Pase de laminación.....	58
Ec. 24. Separación entre rodillos.....	63
Ec. 25. Diámetro externo del engranaje recto.	64
Ec. 26. Diámetro de paso.....	65
Ec. 27. Peso del rodillo.....	72
Ec. 28. Fuerza distribuida de laminado.	72
Ec. 29. Fuerza distribuida del peso del rodillo.	72
Ec. 30. Momento de flexión máxima.	76
Ec. 31. Altura del cuñero.....	80

Ec. 32. Fuerza en la superficie del eje.....	81
Ec. 33. Radios del chaflán.....	82
Ec. 34. Longitud de bandas.....	85
Ec. 35. Velocidad de la banda.....	86
Ec. 36. Fuerza centrífuga.....	87
Ec. 37. Variación de fuerza ΔF	88
Ec. 38. Fuerza F_1	88
Ec. 39. Fuerza F_2	88
Ec. 40. Esfuerzo de Von Mises.....	92
Ec. 41. Relación de velocidad.....	98
Ec. 42. Velocidad de la línea de paso.....	98
Ec. 43. Número de ciclos.....	98
Ec. 44. Esfuerzo de contacto.....	99
Ec. 45. Factor de distribución de carga.....	99
Ec. 46. Factor de seguridad del desgaste.....	102
Ec. 47. Límite de durabilidad.....	102
Ec. 48. Esfuerzo de flexión de engranes.....	103
Ec. 49. Relación del engranaje.....	103
Ec. 50. Esfuerzos en los dientes de engranes.....	103
Ec. 51. Factor de seguridad en flexión.....	104
Ec. 52. Límite de durabilidad en flexión de engranes.....	104

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Dimensiones de la lámina de cera de abeja y área de un alvéolo.....	151
Anexo 2. Propiedades mecánicas de la cera de abeja [39].....	151
Anexo 3. Características del motorreductor.	151
Anexo 4. Selección de diámetros de la polea [42].	152
Anexo 5. Selección del engranaje recto.	152
Anexo 6. Módulo normalizado [24].	153
Anexo 7. Propiedades del Aluminio 6061.....	153
Anexo 8. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del rodillo en el software SAP2000 V22.	155
Anexo 9. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del rodillo en el software Ftool.	156
Anexo 10. Diagrama momento flector y fuerza cortante del rodillo en el software MDSolids.	158
Anexo 11. Rodamientos rígidos de una hilera de bolas [43].	159
Anexo 12. La vida nominal SKF [43].	160
Anexo 13. Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje [22].....	161
Anexo 14. Factores de servicio típicos [41].	161
Anexo 15. Ángulo de contacto y factor de corrección [41].	162
Anexo 16. Potencias nominales de bandas en V [22].	162
Anexo 17. Factor de corrección de longitud de banda [22].	162
Anexo 18. Detalles de la correa A-35.	163
Anexo 19. Propiedades de algunos materiales de las bandas planas y redondas [22].	163
Anexo 20. Factores de servicio sugeridos K_s para transmisiones de banda en V [22].	163
Anexo 21. Algunos parámetros de bandas en V ($K_b = \text{lbf} \cdot \text{in}$) [22].	164
Anexo 22. Parámetros de durabilidad para secciones de banda en V ($K = \text{lbf}$) [22].	164
Anexo 23. Vida de diseño recomendada [24].	164
Anexo 24. Coeficiente elástico [24].	165
Anexo 25. Factores de sobrecarga sugeridos y Factores de tamaño sugeridos [24].	165
Anexo 26. Factor dinámico [24].....	165
Anexo 27. Factor de geometría I para piñones rectos externos y distancias entre centros estándar [24].	166

Anexo 28. Propiedades del acero AISI 4140 [22].	167
Anexo 29. Resistencia de contacto repetidamente aplicada [22].	167
Anexo 30. Factor de ciclos de esfuerzo [24].	168
Anexo 31. Factor por relación de durezas $CH = ZW$ [24].	168
Anexo 32. Factores de confiabilidad [22].	168
Anexo 33. Factor J de geometría [24].	169
Anexo 34. Factor de espesor de borde [24].	169
Anexo 35. Factor de ciclos de esfuerzo [24].	170
Anexo 36. Catálogo de ángulos en L.	170
Anexo 37. Masa del rodillo estampador de cera.	171
Anexo 38. Masa del engranaje recto.	171
Anexo 39. Masa de la polea tipo A.	172
Anexo 40. Masa del rodamiento de una hilera.	172
Anexo 41. Masa del resorte.	172
Anexo 42. Masa de la base de los rodillos	173
Anexo 43. Masa del motorreductor lineal.	173
Anexo 44. Cortar los perfiles para la estructura de la máquina estampadora de cera.	173
Anexo 45. Construcción de la estructura de la máquina estampadora de cera.	174
Anexo 46. Mecanizada de la base de los rodillos en una fresadora convencional.	174
Anexo 47. Perforación de la base de los rodillos.	174
Anexo 48. Mecanizado del cuñero en una fresadora convencional.	175
Anexo 49. Mecanizado de la base superior para los rodamientos en una fresadora CNC.	175
Anexo 50. Mecanizado de la base inferior para las entradas del rodamiento en una fresadora convencional.	175
Anexo 51. Ensamble de la máquina estampadora de cera de abeja.	176
Anexo 52. Funcionamiento del motorreductor.	176
Anexo 53. Ensamble de la estructura y la máquina estampadora de cera de abeja.	176
Anexo 54. Conexión del motorreductor con el panel de control.	177
Anexo 55. Funcionamiento de la máquina de rodillo estampador de cera de abeja.	177
Anexo 56. Componentes para el proceso de fundición de cera de abeja.	177
Anexo 57. Remover la cera de abeja.	178
Anexo 58. Láminas estampadas en la máquina.	178

CÓDIGO DUBLIN

Título:	Diseño y construcción de un prototipo de una máquina de rodillos estampadores de cera de abeja.			
Autor:	Castillo Laban Lider Yoel, Yacchirema López Mario Javier			
Palabras claves:	Diseño de máquinas	Apicultura	Mecanizado	Construcción
Fecha de publicación:				
Editorial:	Quevedo: UTEQ, 2021-2022			
Resumen:	<p>Resumen. - Este proyecto presenta un enfoque directo con la apicultura, por lo cual este estudio se llevó a cabo en la provincia de Bolívar, ciudad de Guaranda, de acuerdo con la información recopilada esta manifiesta que hay sectores que se dedican a esta actividad. De tal manera la investigación abarca el diseño y construcción de un prototipo para la obtención de láminas de cera estampadas, por medio de un proceso semiautomático a condiciones de operatividad en un rango de 10 a 15 RPM; a su vez esta presenta la característica de portabilidad mediante uniones pernadas. La fabricación del equipo conlleva un proceso por etapas, en las cuales se aplicaron diferentes metodologías en la parte de diseño, la primera se basó en la búsqueda de parámetros de diseño mecánico, en la cual se establecen las condiciones geométricas, la segunda etapa se basa en la búsqueda de materiales para los componentes del equipo, por ello, la tercera en interacción directa con los softwares de modelado 3D, elaboración de planos por medio del software SolidWorks, a su vez, ANSYS que es un software que se caracteriza para realizar análisis de elementos finitos, el cual es muy intuitivo al ejecutar simulaciones mecánicas y dinámicas. La última se basó en realizar cálculos teóricos, simulaciones, construcción y ejecución de un protocolo de pruebas, los resultados de la máquina fueron adecuados, en lo cual se comprobó que esta es capaz de producir $1 \frac{\text{láminas}}{10 \text{ segundos}}$, esto se corrobora con los cálculos teóricos.</p> <p>Abstract. - This project has a direct approach to beekeeping, so this study was carried out in the province of Bolivar, in the city of Guaranda, according to the information collected, it shows that there are sectors that are engaged in this activity. Thus, the research includes the design and construction of a prototype to obtain stamped wax sheets, by means of a semi-automatic process at operating conditions in a range of 10 to 15 RPM; at the same time, it presents the characteristic of portability by means of bolted joints. The manufacturing of the equipment involves a process by stages, in which different methodologies were applied in the design part, the first one was based on the search of mechanical design parameters, in which the geometrical conditions are established, the second stage is based on the search of materials for the equipment components, The third stage was based on direct interaction with 3D modeling software, drawing up plans using SolidWorks software and ANSYS, a software that is characterized for finite element analysis, which is very intuitive when performing mechanical and dynamic simulations. The last one was based on theoretical calculations, simulations, construction and execution of a test protocol, the results of the machine were adequate, in which it was proved that it is capable of producing 1 sheet/(10 seconds), this is corroborated with the theoretical calculations.</p>			
Descripción	226 hojas: Dimensiones 29x21 cm + CD-ROM 6162			
URI				

GLOSARIO DE SIGLAS

TÉRMINO	DESCRIPCIÓN
ASTM	American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana de Pruebas y Materiales)
AISI	American Institute of Steel Construction (Instituto Americano de Construcción en Acero)
ASME	American Society of Mechanical Engineers (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos)
ANSI	American National Standards Institute (Instituto Nacional Estadounidense de Normas)
AGMA	American Gears Manufacturers Association (Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes)
CAE	Computer-aided engineering (Ingeniería asistida por computadora)
CAD	Computer-aided design (Diseño asistido por computadora)
DIN	Deutsches Institut für Normung (Instituto Alemán de Normalización)
Hp	Horsepower (Caballos de potencia)
ISO	International Organization for Standardization (Organización Internacional de Normalización)
MPa	Megapascals (Megapascuales)
rpm	Revolutions per minute (Revoluciones por minuto)
SAE	Society of Automotive Engineers (Sociedad de Ingenieros Automotrices)

GLOSARIO DE TÉRMINO

Símbolo	Descripción	Unidad
θ_c :	Arco de contacto	grados($^\circ$), rad
S_c :	Altura del cuñero desde el eje	mm
W_c :	Altura de la cuña	mm
H_c :	Ancho de la cuña	mm
w :	Ancho de lámina	mm
b :	Ancho de la cara del engranaje	mm
Z_E :	Coefficiente elástico	$\sqrt{\text{MPa}}$
F_{fy}, F_{fz} :	Componentes de fuerzas de flexión	N
$d_1 = d_7$:	Diámetro de las poleas y engranes	mm
$d_2 = d_6$:	Diámetro del rodamiento	mm
$d_3 = d_5$:	Diámetros libres en el rodillo	mm
d_4 :	Diámetro del rodillo	mm
$D_p = d_{w1}$:	Diámetro de paso	m
D_1 :	Diámetro externo de la polea motriz	mm
D_2 :	Diámetro externo de la polea del eje del rodillo	mm

D_e :	Diámetro externo de los engranes	mm
$e_{\text{máx}}$:	Diferencia de espesor máximo	mm
C_r :	Distancia entre rodillos	mm
d_{A-B} :	Distancia entre engrane al rodamiento	mm
d_{B-C} :	Distancia entre rodamiento al centro del rodillo	mm
d_{C-D} :	Distancia del centro del rodillo al rodamiento	mm
d_{D-E} :	Distancia entre rodamiento y la polea	mm
C_{rec} :	Distancia entre centros recomendada en poleas	m
$C_{\text{mín}}$:	Distancia entre centros mínima en poleas	m
$C_{\text{máx}}$:	Distancia entre centros máxima en poleas	m
b_0 :	Espesor inicial de lámina	m
b_f :	Espesor final de lámina	m
t_R :	Espesor del aro del diente	mm
\bar{Y}_f :	Esfuerzo de fluencia promedio	MPa
$\sigma_B, \sigma_C, \sigma_D, \sigma_X$:	Esfuerzo normal por flexión	MPa
$\tau_B, \tau_C, \tau_D, \tau_{yz}$:	Esfuerzo cortante por torsión	MPa
$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1$:	Esfuerzo máximo	MPa
$\sigma_{\text{min}} = \sigma_2$:	Esfuerzo mínimo	MPa

τ_{\max} :	Esfuerzo cortante máximo	MPa
σ_v, σ' :	Esfuerzo de Von Mises	MPa
S_c :	Esfuerzos de contacto permisible	MPa
σ_c :	Esfuerzo de contacto	MPa
$\sigma_{c,perm}$:	Esfuerzo de contacto permisible	MPa
σ_d :	Esfuerzo en los dientes en el engrane	MPa
σ_F :	Esfuerzo de flexión en engranes	MPa
S_t :	Esfuerzo de flexión permisible de engranes	MPa
N_s :	Factor de diseño	--
FS :	Factores de servicio	--
K_B :	Factor de espesor de borde	--
K_H :	Factor de distribución de la carga	--
C_{m_a} :	Factor por alineamiento de engranado	--
C_{p_f} :	Factor de proporción de engrane	--
K_o :	Factor de sobrecarga	--
K_s :	Factor de tamaño	--
$K_{s,bandas}$:	Factores de servicio sugeridos para bandas	--
K_v :	Factor dinámico en función de velocidad	--

K_1 :	Factor de corrección	--
K_2 :	Factor de corrección de longitud de banda	--
S_F :	Factor de seguridad por flexión	--
S_H :	Factor de seguridad AGMA	--
Y_J :	Factor geométrico de resistencia a la flexión	--
Y_Z :	Factores de confiabilidad	--
Y_0 :	Factor de temperatura	--
Z_I :	Factor de geometría para engranajes rectos	--
Z_n :	Factor de vida de ciclos de esfuerzo	--
Z_R :	Factor de condición superficial	--
Z_W :	Factor de dureza y resistencia a la picadura	--
n_e :	Factor de seguridad por energía de distorsión	--
n_{fs} :	Factor de seguridad de la banda	--
n_v :	Factor de seguridad de Von Mises	--
F_{DI} :	Fuerza distribuida de laminado	N/mm
F_L :	Fuerza de laminado	N
F_c :	Fuerza centrífuga	N
F_f :	Fuerza de flexión	N

F_n :	Fuerza impulsadora	N
F_{rL} :	Fuerza real de laminado	N
F_{rZ} :	Fuerza radial en el engrane	N
F_s :	Fuerza en la superficie del eje	N
F_{ty}, W_t :	Fuerza tangencial en el engrane	N
F_1, F_2 :	Fuerzas en bandas	N
m_B :	Función de relación en engranes	— —
S'_e :	Límite de resistencia de fatiga del material	MPa
σ_{pem} :	Límite de durabilidad en flexión de engranes	MPa
L_C :	Longitud de contacto	mm
L_l :	Longitud de lámina	mm
L_p :	Longitud de la correa	m
$M_B, M_y, M_z, M_E, M_D, M_A$:	Momentos flectores	N · mm
m_t :	Módulo de engrane	mm
ρ :	Masa en función de longitud	kg/m
q :	Número de aplicaciones de carga por revolución	— —
I :	Momento de inercia	m ⁴
J :	Momento polar de inercia	m ⁴

$M_D, M_E, M_A:$	Momento de flexión máxima	$N \cdot mm$
$M_y, M_z:$	Momentos en las coordenadas y, z	$N \cdot mm$
$N_b:$	Número de bandas	— —
$N_c:$	Número de ciclos de los engranajes	ciclos
$N_d:$	Número de dientes de engrane	— —
$N_{g-p}:$	Número de giro o pasadas	giros
$M_B, M_{C'}, M_D:$	Par flector del momento	$N \cdot m$
$K_b, K_c :$	Parámetros de bandas por sección de banda	$N \cdot mm$
$K, b:$	Parámetros de durabilidad de banda	$N, — —$
$P_d:$	Paso diametral	dientes/m
$P_r:$	Peso del rodillo	N
$P_{Dr}:$	Peso distribuido del rodillo	N/mm
$P_L:$	Potencia de laminado	Hp
$P_a:$	Potencia permitida por banda	Hp
$P_d:$	Potencia de diseño	Hp
$P_{tab}:$	Potencia tabulada	Hp
$P:$	Potencia del motorreductor	Hp
$x_p:$	Producción de láminas	láminas/h

f:	Propiedades de algunos materiales de las bandas	--
h_t:	Profundidad total	mm
c:	Radio de giro	mm
r_{ro}:	Radio del rodillo	mm
r₁ = r₂ = r₃:	Radios del chaflán	mm
i_e:	Relación de engrane	--
R_{Bz}, R_{Dz}, R_{By}, R_{Dy}:	Reacciones en los rodamientos	N
S_y:	Resistencia a la fluencia del material	MPa
S:	Separación entre rodillo	mm
T_a, T_b:	Tensiones en bandas	N
t_l = t₁:	Tiempo de laminado	s
t_{vb}:	Tiempo de vida de bandas	h
t₂:	Tiempo de reemplazo de laminado	s
T_L:	Torque de laminado	N · m
T_r = T:	Torque real del motorreductor	N · m
T_{tL}:	Torque total de laminado	N · m
T₁:	Torque de entrada al eje del rodillo	N · m
k_t:	Valores de k _t para chaflanes en escalones	--

$N_1, \omega_2:$	Velocidad angular de la polea al eje del rodillo	rpm
$V_d:$	Vida de diseño de los engranajes	h
$v_b:$	Velocidad de banda	m/s
$v_l:$	Velocidad de la línea de paso	m/s
$v_r:$	Velocidad tangencial del rodillo	m/s
$\Delta F:$	Variación de fuerzas en bandas	N
$N, \omega_1:$	Velocidad angular del motorreductor	rpm

INTRODUCCIÓN

Actualmente en el Ecuador, la apicultura se desarrolla de forma artesanal, se conoce que la mayoría de apicultores carecen de máquinas para producir láminas estampadas y por consiguiente no producen miel de calidad, lo cual conlleva a que su venta sea muy baja en los mercados, debido al problema que se menciona, este trabajo de investigación tiene como misión fabricar un mecanismo de rodillos estampadores de láminas que cubran los requerimientos necesarios (producir una gran cantidad de láminas y por ende obtener miel en menor tiempo) y que sea fácil de operar.

Otro punto para considerar es que, al no contar con láminas de cera estampada, las abejas no cuentan con colmenas, por ello, no tienen donde depositar la miel, eso genera que las abejas consuman su alimento para producir sus nidos, transformando su miel en cera, en el peor de los escenarios suelen ocurrir fugas por parte de las abejas reinas, debido a que no cuentan con colmenas para colocar las nuevas crías y por consecuencia la producción de miel disminuye.

Al desarrollar este tipo de mecanismo, se producirán láminas en gran volumen, esto permitirá que después de la cosecha de miel se puedan cambiar a tiempo los nidos de las colmenas, logrando mejorar la condición de hábitat y vida de las abejas. A medida que la producción de miel incrementa, los productores tendrán mayores ingresos económicos.

El desarrollo de este prototipo se subdivide a través de etapas, la primera se basa en la recopilación de información de las zonas que se dedican a la producción de miel, así como también de la descripción de las propiedades y parámetros de las láminas de cera. La etapa dos describe los componentes, materiales, condiciones de diseño mecánico, la etapa tres describe los tipos de metodologías y los instrumentos utilizados en la investigación, la etapa cuatro analiza los cálculos teóricos de los elementos más importantes y así como también de la validación de estos mediante simulaciones en el software SolidWorks y ANSYS, la última da mención a las conclusiones que se obtuvieron de todo el proceso.

CAPÍTULO I
CONTEXTUALIZACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Problema de la investigación

1.1.1. Planteamiento del problema

Los apicultores son los encargados de proveer y de comercializar la miel de abeja y la cera al mercado nacional, a un valor de 5,500 y 6,500 \$/m³. Siendo las provincias: Pichincha, Imbabura, Loja, Manabí, Bolívar y Chimborazo las que producen mayor cantidad de miel de abeja [1].

En Ecuador no se suelen fabricar máquinas de rodillos estampadores de cera de abeja, sino que son importadas de otros países, lo que retrasa la producción de miel, ya que, sin estas láminas, las abejas deben hacer un panal completo desde la etapa inicial si el panal es reemplazado por láminas de cera, la producción de miel aumentará.

El problema inicia en que la mayoría de los apicultores carecen de la tecnología de fabricación de láminas de cera para la producción de miel. En este proyecto se va a fabricar una máquina de rodillos estampadores de cera de abeja para elaborar estas láminas con la cantidad de cera requerida por los apicultores, por lo que se requiere una máquina de operación sencilla, de bajo costo y a la vez de fácil mantenimiento.

1.1.1.1. Diagnóstico

A causa de que este mecanismo no ha sido diseñado ni fabricado en el Ecuador debido al alto factor económico y difícil adquisición de las partes mecánicas, se pretende construir un prototipo económico y funcional para reducir el tiempo de formación de los panales para abejas mediante el proceso de estampado de láminas, el cual permitirá incrementar la producción de miel y por ende aumentará los beneficios económicos de los apicultores.

1.1.1.2. Pronóstico

Al diseñar y fabricar este tipo de máquina de rodillos estampadores de cera de abejas, se estima reducir el tiempo de producción, mejorando el proceso de estampado de láminas de cera y se generen mayores ganancias para los apicultores al reducir la mano de obra directa.

1.1.2. Formulación del problema

¿Cuánto será el costo de una máquina de rodillos estampadora de cera de abeja hecha en Ecuador vs. una máquina importada de otros países?

1.1.3. Sistematización del problema

En el proceso de investigación se estudiará el diseño, simulación y la selección de materiales para la construcción de la máquina de rodillos estampadores de cera de abeja.

¿Cómo intervendrá el proceso de obtención de cera de abeja en la extracción de las láminas para mejorar la calidad como producto final?

¿Cuál será el proceso de fabricación de cada componente de la máquina de ejes estampadores de cera de abeja?

¿Cuál sería el costo de construcción de la máquina de ejes estampadores de cera de abeja?

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

Construir un prototipo de una máquina de rodillos estampadores de cera de abeja para una línea de procesamiento.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Describir el proceso de tratamiento para la obtención de láminas alvéolos a partir de la cera de abeja.
- Analizar los parámetros de operación y materiales de la máquina de rodillos estampadores de cera de abeja.
- Diseñar la máquina de rodillos estampadores de cera de abeja mediante un software de ingeniería.
- Realizar la simulación de la máquina de rodillos estampadores de cera de abeja, utilizando los softwares de ingeniería.
- Determinar el análisis de costos generados por parte de la máquina de rodillos estampadores de cera de abeja.

1.3. Justificación

En el Ecuador la producción de miel se desarrolla de forma artesanal, los apicultores van a los valles o campos en búsqueda de panales de abeja para luego establecerlas en cajas de madera que colocaran en su área de cultivo buscando que estas se adapten al nuevo medio y sean capaces de proliferarse produciendo una miel de buena calidad, realizado la recolección de los panales se realiza un proceso de adaptabilidad el cual conlleva varios meses debido a que las abejas deben identificar el hábitat y ser capaces de recolectar lo que necesiten para alimentarse y producir ceras en las cuales almacenaran sus crías y miel, este proceso retrasa la producción melífera lo que genera un desfase en la economía del apicultor, es por tal causa que se busco diseñar y elaborar una máquina que sea capaz de estampar cera con la firma forma y fondo de las que elaboran las propias abejas dentro del panal, con este instrumento se reducirá el tiempo en que las abejas producirán la miel ya que se dedicaran solo a la elaboración de la misma olvidándose de crear cera ya que esta será proporcionada en el panal de cajas que se ha establecido para que se desarrollen.

El enfoque de la presente investigación es el de estudiar la funcionalidad de la máquina desarrollada y su mecanismo de funcionamiento, se tomará análisis de diferentes puntos claves tales como: selección de materiales, diseño mecánico, estimación de costos, simulación de operación, así también el de optimizar los rodillos y demás componentes presentes en las diferentes partes de la máquina.

CAPÍTULO II
FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LA INVESTIGACIÓN

2.1. Marco conceptual

2.1.2. Generalidades

2.1.2.1. Historia de la apicultura

La historia de la apicultura describe la relación entre las abejas y las personas, trata de entender el comportamiento de las abejas, por lo que algunas abejas hacen colmenas sobre troncos de árboles o rocas para producir sus panales. Esto lo hacen a base de paja o tierra, que son el medio perfecto. En los años 1500 a.C., la gente comenzó a escribir artículos sobre esta práctica, lo que muestra claramente que las abejas han desempeñado durante mucho tiempo un papel importante en la vida humana [2].

2.1.2.2. Importancia de la apicultura

La apicultura es de gran importancia socioeconómica, ya que es considerada una de las principales actividades apícolas generadoras de divisas por lo que es fundamental el desarrollo económico. Generalmente, esta actividad se asocia a la producción de miel, polen, jalea real, sin embargo, las abejas son esenciales para el equilibrio ambiental porque, al obtener alimento de las flores, promueven la capacidad de las plantas para autofertilizarse [3].

2.1.2.3. Sector de producción de miel de abeja

La apicultura es una actividad importante en las provincias andinas del Ecuador o país, porque forma parte del desarrollo que beneficia a las comunidades. Según estudios, mencionan que en la sierra existe la mayor cantidad de apicultores y principalmente en la ciudad de Guaranda, en la provincia de Bolívar, como uno de los productores de miel [4].

2.1.2.4. Proceso de extracción de miel de abeja

Para extraer la miel se debe contar con un mecanismo para comprimir el panal, este debe ser de acero inoxidable para no contaminar la miel, luego de comprimir el panal, se prosigue a eliminar las impurezas, para ello se debe utilizar un filtro, y luego se procede a envasar la

miel en un recipiente con el fin de conservar sus propiedades físicas [2].

2.1.2.5. Tipos de colmenas que se utilizan

Colmena significa hábitat natural y hay dos tipos: la colmena rústica y la colmena racional.

- Una colmena racional: Es construida o arreglada por humanos para que sirva como refugio para una colonia de abejas.
- Colmena rústica: Donde las abejas construyen sus nidos en grietas de piedra, huecos de árboles, etc [5].

2.1.2.6. Cera de abeja

La cera es un material graso sólido producido por las abejas y utilizado para construir panales. Es uno de los elementos más importantes de la colmena que incide en el proceso de producción y optimización de la miel [6].

2.1.2.7. Láminas de cera de abeja

Las láminas están hechas de cera de abeja con celdas troqueladas, es decir, tienen un patrón típico de panal de abeja y cada lámina pesa entre 7 y 7,5 g, por lo que también se les llama láminas de cera lisa y existen dos tipos de láminas: artificiales y naturales.

- Las láminas artificiales: Son hechas o fabricadas por el ser humano y no por la naturaleza.
- Las láminas naturales: Son donde las abejas generan su propia cera para construir y crear sus propias láminas dentro de la colmena, donde su nido o colmena recolecta la miel [7].

2.1.2.8. Mecanismo de producción

Para producir láminas de cera de abeja de buena calidad, se utilizan diferentes mecanismos, entre ellos se encuentran, la imprimación plana y la imprimación por rodillos [7].

2.1.2.9. Diseño de mecanismo asistido por software

El diseño de mecanismos asistido por computadora permite evaluar posiciones críticas del elemento ya sea en 2D o 3D de un sistema mecánico.

Diseño asistido por computadora (CAD)

El diseño asistido por computadora involucra usar un software que permite crear, modificar y analizar representaciones gráficas de un elemento ya sea en dos o tres dimensiones.

También hay que mencionar que el software CAD se usa ampliamente en efectos especiales de medios y animación por computadora, así como en diseño industrial [8].

Ingeniería asistida por computadora (CAE)

La ingeniería asistida por computador permite encontrar diferentes herramientas y estas ayudan a realizar múltiples análisis como: estático, dinámico, fluido, térmico, etc.

Esos estudios realizados brindan beneficios como reducción del tiempo de preparación de proyectos, mejora productividad y sobre todo detectar fallas para así dar soluciones [9].

2.2. Marco referencial

2.2.1. Generalidades de la cera de abeja

La cera de abejas se conoce como cera blanca o cera amarilla y a continuación se describe su composición, así como las propiedades físicas.

2.2.1.1. Composición de la cera de abeja

Las composiciones de la cera de abeja son:

- Monoésteres 35%
- Hidrocarbonato 14%
- Ácidos libres 12%

- Diésteres 14%
- Hidroxi poliésteres 8%
- Hidroxi monoésteres 4%
- Triésteres 4%
- Ácidos poliésteres 2%
- Ácidos monoésteres 1%
- Material no identificado 7%

2.2.1.2. Propiedades físicas

Las propiedades físicas principales de la cera de abejas son las siguientes:

- Sólido cuyo color varía de blanco, amarillo a pardo grisáceo.
- Peso específico que oscila entre 0,96 y 0,97 g/cm³.
- La densidad se considera liviana y varía entre 0,94 a 0,99 g/ml.
- Pese a que es liviano, produce un esfuerzo relativamente importante en comparación con su propio peso.
- Se ablanda a 38 °C.
- El punto de fusión de la cera de abeja varía de 62 a 65 °C y el punto de solidificación de 61 a 63 °C, se evapora a los 250 °C.
- Tiene un agradable olor a miel y un característico sabor suave.
- Buen aislante térmico pero inflamable [10].

2.2.2. Generalidades de las láminas de cera de abeja

2.2.2.1. Arquitectura de las láminas de cera de abeja

Las láminas son simplemente hojas planas de cera de abejas que tienen como base las celdas de las colmenas hechas mediante laminación. Su finalidad es proporcionar a las abejas una base donde construir su panal, como se muestra en la figura 1.

Las láminas de cera de abeja que utilizan los apicultores aproximadamente miden entre 19,5 a 35 cm de ancho y 20 a 45 cm de largo [7].



Figura 1. Láminas de cera de abeja [7].

2.2.3. Geometría de las láminas de cera de abeja

2.2.3.1. Espesores de las láminas de cera estampada

Los espesores de la cera de abeja varían de 1 o 2 mm. Para tener los espesores exactos en las láminas se debe utilizar una máquina de rodillos estampadores, calibrada con la separación exacta, de tal forma que cumpla con el requerimiento de largo, ancho y profundidad [10], como se muestra en la figura 2.



Figura 2. Espesores de las láminas de cera de abeja [11].

2.2.3.2. Hexagonal para la lámina de cera estampada

Las abejas utilizan hexágonos de cera debido a que estructuralmente son más resistentes y sobre todo porque estos se adaptan a su cuerpo.

Las abejas construyen y viven en uno de los diseños matemáticamente más eficientes de la arquitectura natural [12]. La colmena en la parte interior del panal está construida con hexágonos perfectos como se muestra en la figura 3.



Figura 3. Tipos de hexagonales para el estampado de cera de abeja [13].

2.2.3.3. Ángulos hexagonales

La geometría de las celdas del panal es interesante, pero hace siglos había una discusión sobre la configuración de los ángulos que estos forman.

Por el año 1700, se hicieron cálculos para medir el ángulo de los alvéolos en la base de la pirámide de la celda del panal. Los alvéolos tienen forma de pirámide, con tres bases y puntas hexagonales, lo cual es una forma compleja, como se muestra en la figura 4.

Los alvéolos están formados por 3 rombos angulados, los más utilizados son: 30° , 45° y 60° , los lados del hexágono y los otros dos se comparten con otro rombo. Cabe señalar que todos los lados de los alvéolos deben tener el mismo ángulo de inclinación [14].

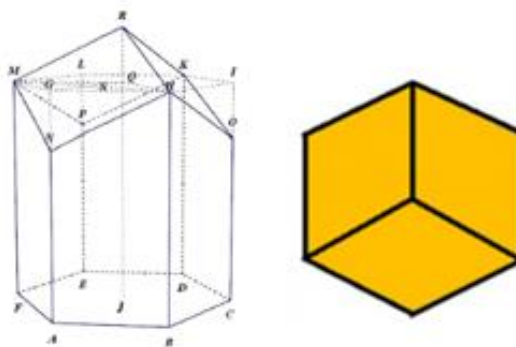


Figura 4. Parámetros de hexagonales para el estampado de cera [13].

2.2.3.4. Altura de los hexagonales

Los alvéolos tienen diferentes alturas, pero la forma es casi la misma, estos deben cumplir con sus huellas impresas en las láminas de cera, como se muestra en la figura 5, lo más

similar posible a las huellas formadas naturalmente por las abejas de los alvéolos depende del ángulo y de su altura, que es aproximadamente 1 a 3 mm [12].

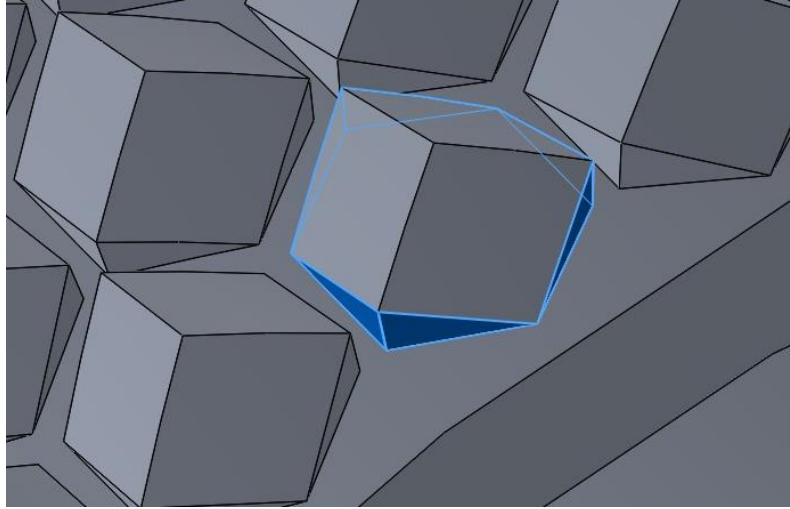


Figura 5. Altura de los alvéolos.

2.2.3.5. Separación o distancia entre los hexagonales

Para las láminas artificiales la separación o distancia de los hexágonos están en un intervalo de 0 a 1 mm [14], como se muestra en la figura 6.

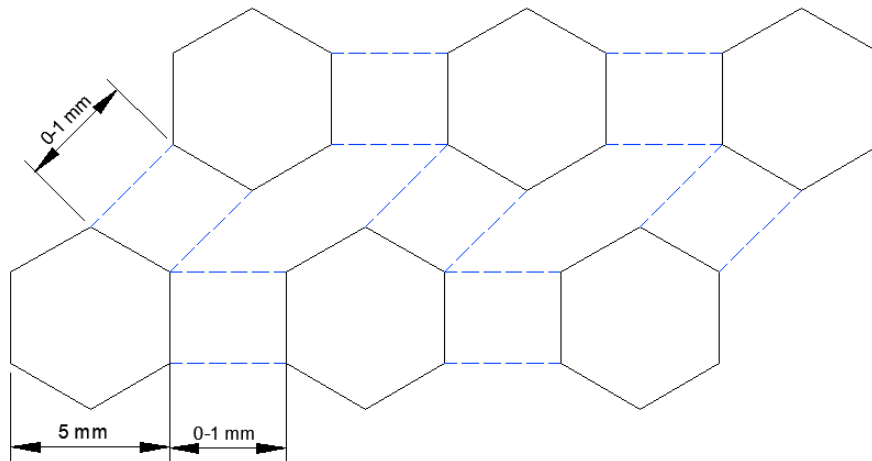


Figura 6. Separación del hexágono.

2.2.3.6. Tamaño de la celdilla o alvéolos de los panales

En las colmenas naturales, el tamaño de las celdas y la distancia entre panales varían según la especie de abeja [15]. Los alvéolos suelen ser de 5 mm y según *Apis mellifera scutellata* [16], las celdas o alvéolos varían entre 4,5 a 5,4 mm, como se muestra en la figura 7.

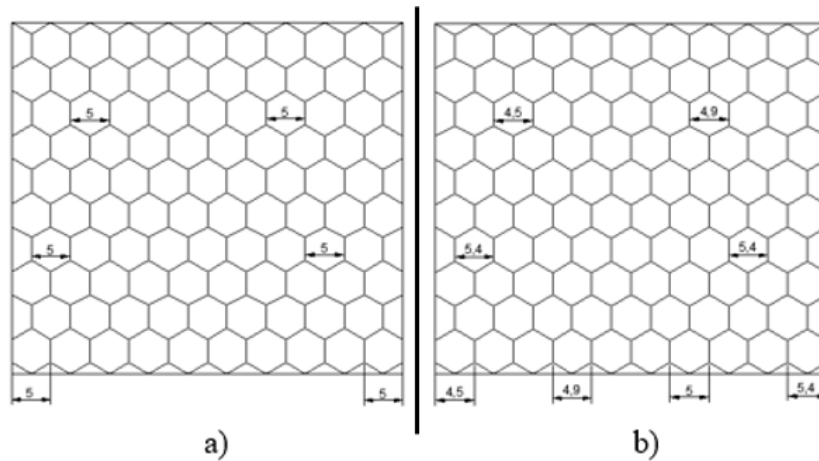


Figura 7. Tamaños de las celdillas o alvéolos.

Los tamaños de los alvéolos varían según la región o el país. En la tabla 1 se muestran algunas de las medidas de los alvéolos que existen en el mundo [17].

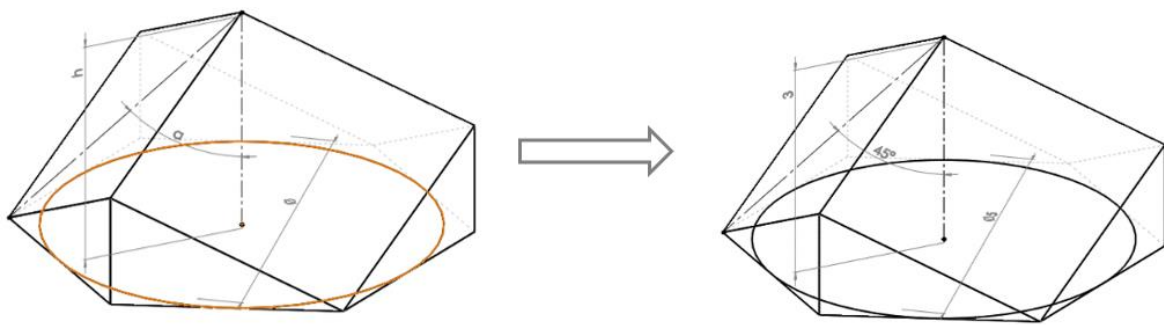


Figura 8. Condiciones geométricas: altura, ángulo y diámetro de un alvéolo.

Según la figura 8, y de acuerdo con la tabla 1 se muestra los diámetros, altura y ángulo de inclinación de los alvéolos según la región o país, el diámetro común es 5 mm, considerándose estándar en Latinoamérica.

Tabla 1. Tamaños comerciales de los alvéolos o celdas según diversos lugares.

Tipo	Lugar o sitio	Diámetro de los alvéolos	Altura	Ángulo
Láminas de cera	África	4,76 mm	1-3 mm	30°, 45°, 60°
Láminas de cera	Latinoamérica	5,00 mm	1-3 mm	30°, 45°, 60°
Láminas de cera	A.I. Root	5,05 mm	1-3 mm	30°, 45°, 60°

Láminas de cera	Estados Unidos	5,10 mm	1-3 mm	30°, 45°, 60°
Láminas de cera	L.A. Honey	5,12 mm	1-3 mm	30°, 45°, 60°
Láminas de cera	Miller	5,15 mm	1-3 mm	30°, 45°, 60°
Láminas de cera	México	5,18 mm	1-3 mm	30°, 45°, 60°
Láminas de cera	Glorybee, OR	5,19 mm	1-3 mm	30°, 45°, 60°
Láminas de cera	Tom Industries, CA	5,19 mm	1-3 mm	30°, 45°, 60°
Láminas de cera	Honey Acres, WI	5,19 mm	1-3 mm	30°, 45°, 60°
Láminas de cera	Africana	5,40 mm	1-3 mm	30°, 45°, 60°

2.2.4. Producción de láminas estampadas

La apicultura es una actividad importante en la economía apícola. Para producir láminas estampadas se deben realizar actividades de recolección [10], procesamiento de cera como se muestra en la figura 9.



Figura 9. Cera de abeja.

2.2.4.1. Método de producción de láminas de cera de abeja

Existen varios métodos para producir cera, entre los más comunes se encuentran: método de colado simple, método de bolsa arpillera sumergida, método de cámara de cría sumergida, método de extracción solar, método de prensado para cera caliente y método de centrifuga calentada. Para el desarrollo de esta investigación se hará uso del método de bolsa arpillera sumergida como se muestra en la figura 10.

Método de bolsa arpillera sumergida

Este es un método simple que consiste en colocar bloques de cera cortados en un recipiente, sumergiéndolos en un tanque de agua que hierve lentamente de forma controlada. Se debe agitar el barril con un utensilio para que la cera flote [17].



Figura 10. Método de arpillera sumergida.

2.2.5. Proceso de función de la cera de abeja para obtención de las láminas

La temperatura de fusión de la cera de abejas es de 62-65 °C, no debe exceder los 75-90 °C de temperatura pues se decolorará y perderá el aroma.

Tiempo de fundición

Una vez vertido los trozos de cera en un recipiente, aproximadamente después de 2 a 3 minutos se empezará a notar que la cera empieza a fundirse, para que se derrita completamente se debe esperar un lapso de 10 a 30 minutos, en ese tiempo la temperatura de fundición variará entre los 60 y 70 grados Celsius.

Se debe revolver los pedazos de cera, el líquido derretido se solidifica rápidamente al contacto con un utensilio más frío [18]. Nunca se debe dejar la cera de abeja sin supervisión mientras se está fundiendo, como se muestra en la figura 11.



Figura 11. Fundición de la cera de abeja [18].

2.2.6. Equipos de fundición para obtener las láminas de cera

El apicultor necesita equipos para realizar el proceso de fundido de la cera de abeja, los que más se utilizan son los siguientes:

Cocina industrial

La cocina es un mecanismo que se utiliza para generar calor y soportar trabajos intensos y por este medio se fundirá la cera de abeja, como se muestra en la figura 12.



Figura 12. Cocina industrial.

Recipiente de barril horizontal

El recipiente de barril horizontal se utilizará para fundir la cera de abeja y posteriormente la elaboración de las láminas de cera, como se muestra en la figura 13.



Figura 13. Barril horizontal.

Cubierto

El cubierto ayudará a remover la cera de abeja para que no se asiente en el barril horizontal, como se muestra en la figura 14.



Figura 14. Cubierto.

Recipiente de agua

El agua del recipiente debe estar a temperatura ambiente y esto ayudará a enfriar la cera de abeja, como se muestra en la figura 15.



Figura 15. Recipiente de agua [19].

Tabla de madera para las láminas de cera de abeja

Se utilizará una tabla de madera con las dimensiones de 20 × 35 cm, como se muestra en la figura 16.

Esta debe sumergirse por 2 segundos en el agua, para que la cera vertida sobre ella pueda endurecer.



Figura 16. Tabla de madera [19].

Espátula

La espátula tiene la función de quitar los residuos que quedan en la tabla, como se muestra en la figura 17.



Figura 17. Espátula [19].

2.2.7. Proceso de alveolización por medio de los rodillos estampadores de cera

El proceso de alveolización de cera se debe seguir algunos pasos, los cuales se detallan a continuación:

1. Los bloques de cera se funden en el recipiente de barril, donde la temperatura de fusión se mantiene constante, es decir se debe espesar entre 10 minutos a una hora hasta que se derrita por completo.
2. Se sumerge 2 segundos en el molde en cera líquida, hasta cubrirlo con una capa de cera.
3. Posteriormente se enfría la cera depositada sobre tabla.
4. Con una espátula se cortan los bordes de la lámina de cera.
5. La tabla se pone a secar.
6. Para que los rodillos no se peguen se utiliza agua enjabonada.
7. Las láminas lisas de cera pasan por los rodillos y mediante ello, se obtienen las láminas estampadas.
8. Cuando las láminas están estampadas, se procederá a cortar con las dimensiones del molde de 19×40 cm, son medidas estándar que se encuentran en el mercado.
- 9) Las láminas estampadas se deben almacenar en un lugar fresco con buena circulación de aire [19].

2.2.8. Componentes de la máquina de rodillos estampadores de cera

La figura 18 se muestra la máquina de rodillo de cera de abeja consta de los siguientes componentes:

- | | | |
|---------------------------|---------------------|-----------------------|
| 1. Estructura | 6. Polea motriz | 11. Extensión |
| 2. Base de regulación | 7. Rodillos | 12. Cuñas |
| 3. Motorreductor de 200 W | 8. Panel de control | 13. Bandas |
| 4. Engranajes rectos | 9. Resorte | 14. Tornillos de base |

5. Polea_rodillo

10. Enchufe

15. Tornillos de estructura

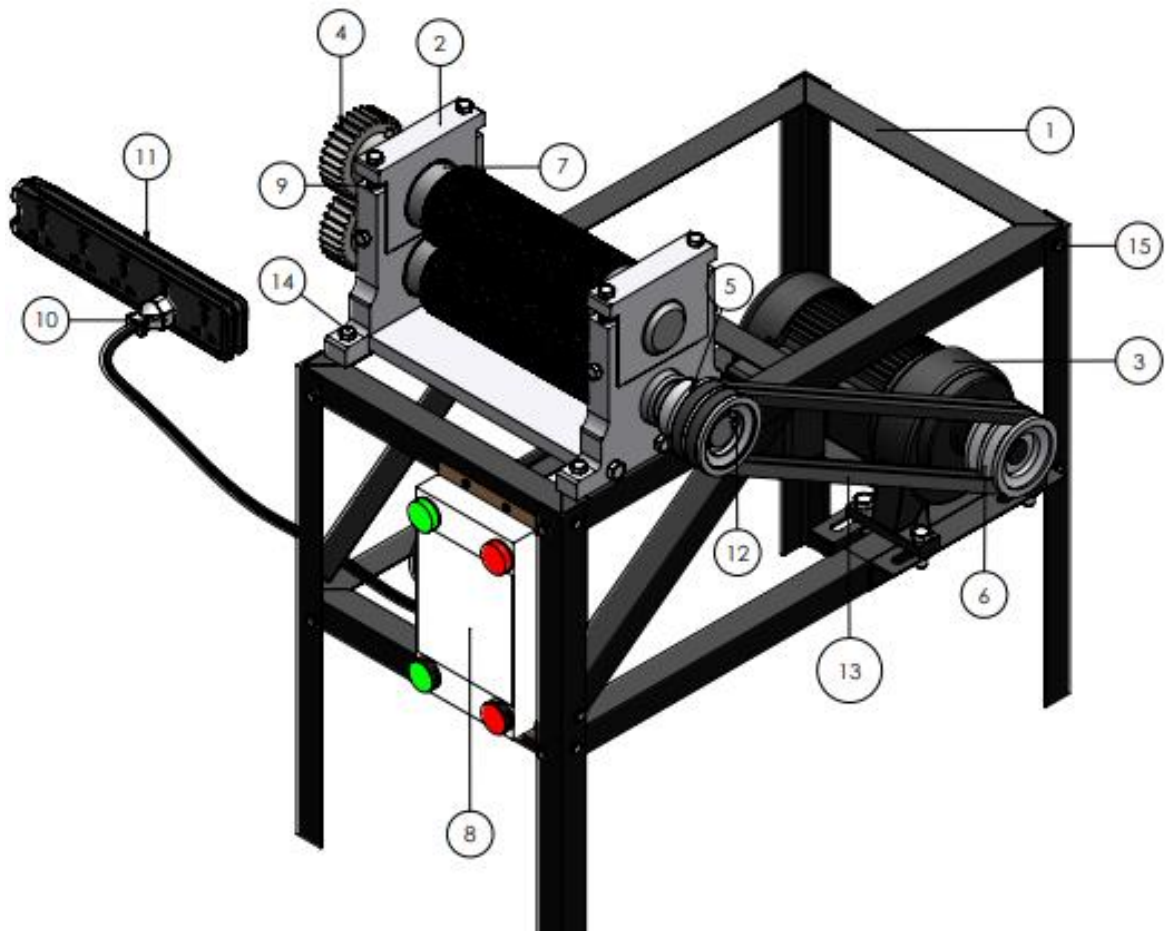


Figura 18. Partes de la máquina estampadora.

2.2.8.1. Base estructural

La estructura generalmente se compone de perfiles estructurales, tiene como objetivo soportar las diferentes cargas en su funcionamiento estático y dinámico.

La estructura de la máquina se construirá a través de perfiles de acero inoxidable (AISI-304) soldados, como se muestra en la figura 19.

El perfil que se va a usar es tipo L, su tamaño se da por las cotas B x D x t.

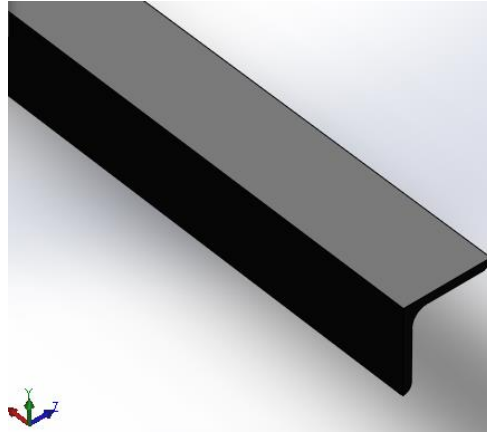


Figura 19. Ángulo en L.

El acero A-36 es resistente a la corrosión, vapor, agua y ácidos, así como a las soluciones alcalinas.

En la tabla 2 muestra las propiedades mecánicas del ASTM-A36 [20].

Tabla 2. Propiedades mecánicas del acero A-36.

Propiedades mecánicas (ASTM-A36)	
Dureza Brinell, HB	119-162
Límite elástico (Esfuerzo de fluencia)	250 MPa
Resistencia a la tracción	400 MPa
Elongación	20%
Módulo de elasticidad	200-215 GPa
Densidad	7850 kg/m ³
Coefficiente de Poisson	0,29
Punto de fusión	1425-1538 °C

2.2.8.2. Base de los rodillos

La base que va a soportar los rodillos estampadores de cera de abeja será de duraluminio. En la tabla 3 se muestran las propiedades mecánicas del duraluminio [21].

Tabla 3. Propiedades mecánicas del duraluminio.

Propiedades mecánicas (duraluminio)	
Dureza Brinell, HB	120
Límite elástico (Esfuerzo de fluencia)	300 MPa
Resistencia a la tracción	450 MPa
Elongación	8%
Módulo de elasticidad	76 GPa
Densidad	2780 kg/m ³
Coefficiente de Poisson	0,33
Punto de fusión	570 °C

2.2.8.3. Selección de rodamientos

Para seleccionar los rodamientos, se debe considerar criterios de equipo y costos, también es importante conocer la resistencia porque mediante ello se puede determinar con mayor exactitud si es que estos fallan o no [22], como se muestra en la figura 20.

Durante este proceso, los rodamientos son examinados detenidamente desde diferentes puntos de vista, como las condiciones de velocidad y de funcionamiento.

Las especificaciones de los rodamientos son:

- El lubricante y el método de suministro
- Ajustes del eje y el soporte
- Material del rodamiento
- Estabilidad
- Montaje
- Fácil mantenimiento

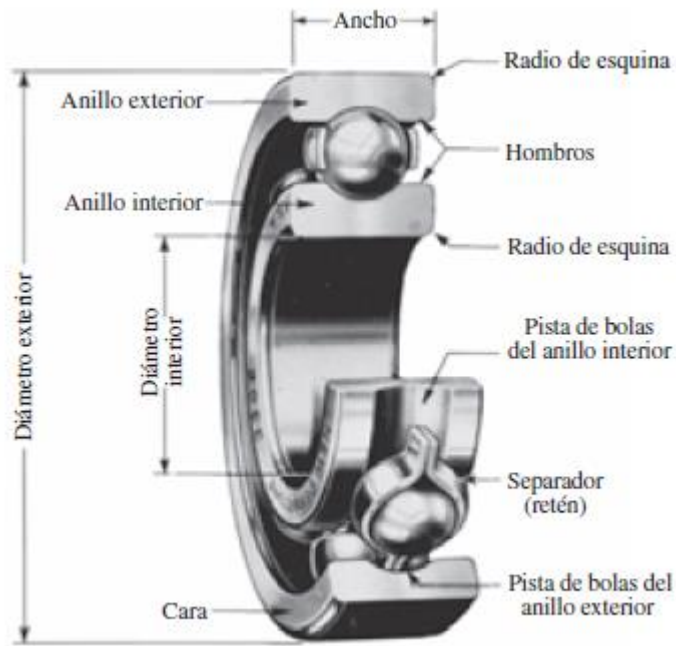


Figura 20. Partes del rodamiento [22].

El eje también se puede ajustar axialmente a través de otros componentes, en la tabla 4 muestra los tipos de rodamientos más comunes son:

Tabla 4. Tipos de rodamientos.

Preferencia primer dígito	Tipos de rodamientos	Ejemplo de dominación
1	Rodamientos de bolas a rótula.	1205
2	Rodamientos de rodillos a rótula.	24013
3	Rodamientos de rodillos cónicos.	32206
4	Rodamientos rígidos de dos hileras de bolas.	4208
5	Rodamientos axiales de bolas.	51328
6	Rodamientos rígidos de una hilera de bolas.	6205

Para el desarrollo de este proyecto se seleccionará un rodamiento rígido de una hilera de bolas, debido a este tipo de rodamientos es adecuado para cargas radiales y axiales, están diseñadas para operar a bajas velocidades y son rígidos.

Norma de selección de rodamientos

Los mecanismos de rodamientos de desgaste están basados en la norma ISO 15243:2004 [22].

2.2.8.4. Selección de rodillos estampadores de cera de abeja

Esta máquina constará con dos rodillos que pueden formar los alvéolos en ambos lados de una lámina, como se muestra en la figura 21. La máquina estampadora de cera cumplirá un papel importante en la producción de láminas, por esta razón, el interés de realizar la fabricación de los rodillos a partir de tamaños estándar [14].



Figura 21. Rodillos estampadores de cera [14].

En el mercado existen tres categorías de rodillos, las dimensiones más utilizadas son las siguientes, tal como se muestra en la tabla 5.

Tabla 5. Lista de modelos de la máquina estampadora de cera de abeja.

Tamaños de los rodillos de la estampadora comerciales			
N°	Diámetro (mm)	Longitud (mm)	Tamaño de la celda
I	86	195	4,9 o 5,4 mm
		250	
		310	
II	76	195	4,9 o 5,4 mm
		250	
		310	

		195	
III	74	250	4,9 o 5,4 mm
		310	

Para este proyecto se seleccionará la segunda categoría que es una barra sólida redonda con un diámetro de 76 mm y una longitud de 19,5 cm.

Para la selección de material de los rodillos estampadores de cera de abeja, se hará acorde con los estándares específicos requeridos: alta resistencia, menor peso y un bajo costo para el desarrollo del proyecto.

Se realizó la selección del material para los rodillos, el cual se basó en la comparación con otros tipos de materiales, en las que analizó la dureza, densidad, precio y facilidad de maquinado [21].

A continuación, se presenta la tabla 6 donde se muestran las comparaciones de diferentes materiales.

Tabla 6. Propiedades de los materiales.

Material	Escala de Dureza Brinell, HB	Densidad $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Precio $\frac{\text{USD}}{\text{kg}}$	Maquinado 1 (malo) – 5 (excelente)
Acero ASTM-A36	119-162	7850	4-4,5	2-3
Aluminio	60-150	2700	2-3	4-5
Hierro fundido gris	130-180	7150	1-1,5	4

Se eligió el aluminio 6061, este material es económico, tiene una buena resistencia a la corrosión y es el más usado para mecanizar.

Propiedades de los aluminios para mecanizados CNC

En la tabla 7 se muestra las propiedades de los aluminios en la cual servirá para su selección

de mecanizado.

Tabla 7. Propiedades de los aluminios.

Propiedades mecánicas de los aluminios				
Descripción	5052 H32	5083 H112	6061	6082
Densidad [g/cm ³]	2,7	2,7	2,7	2,7
Aleante principal	Mg	Mg	Mg y Si	Mg y Si
Limite elástico 0,2% [MPa]	180	130	275	270
Tensión de rotura [MPa]	230	300	320	330
Alargamiento a la rotura [%]	12	13	11	10
Resistencia a la fatiga [MPa]	120	110	95	95
Dureza Brinell [HB]	60	75	95	90
Resistividad eléctrica [$\Omega \cdot m$]	0,05	0,05	0,04	0,04
Conductividad eléctrica [W/m · k]	140	120	170	160
Máxima temperatura del sólido [°C]	610	120	170	160
Resistencia a la corrosión	Excelente	Excelente	Buena	Buena
Soldabilidad	Excelente	Excelente	Buena	Buena

2.2.8.5. Selección de engranaje

Para este proyecto se utilizarán engranajes rectos, los cuales se utilizan principalmente para transmitir el movimiento de rotación y viceversa.

Deben cumplir algunas de las características o criterios que se detallan a continuación:

Características de operación:

- Potencia
- Velocidad angular de entrada y salida
- Torque máximo a la salida

- Relación de reducción

Características del trabajo a realizar:

- Tipo de accionamiento (motor eléctrico, motor de combustión interna, hidráulico)
- Tipo de acoplamiento entre el motor y el reductor de la máquina
- Tipo de carga: uniforme, con shock, continuo, discontinuo, entre otros
- Duración de servicio horas/día
- Arranques por hora, inversión de marcha

Disposición del equipo:

- Ejes a 180° o 90°
- Eje de salida horizontal y vertical, etc [23].

Selección de materiales para los engranajes rectos

El material de los engranajes, como se muestra en la figura 22, debe cumplir con los siguientes criterios: alto nivel de durabilidad y buen comportamiento a la fatiga, ya que debe soportar cargas tanto estáticas como dinámicas [24].



Figura 22. Engranaje recto [24].

Algunos de los materiales que cumplen con estos requisitos son:

- Aceros al carbono. (AISI 1020, AISI 3140, AISI 4340, AISI 1040, AISI 4140, AISI 6150, AISI 1050, AISI 4150, AISI 8650).
- Fundición de hierro: Fundición gris (ASTM A48), fundición nodular (ASTM A536), fundición maleable (ASTM A 220).

El material seleccionado debe cumplir con los requisitos de la función de la pieza o componente. Este aspecto está estrechamente relacionado con sus propiedades físicas como: densidad, propiedades ópticas, térmicas, eléctricas y propiedades mecánicas (resistencia mecánica, rigidez, propiedades de deslizamiento) [25].

Normas de selección de engranajes

Estas normas se utilizarán para seleccionar engranajes rectos, estas normas son: AGMA, ISO y DIN. Luego se establece un procedimiento para seleccionar o diseñar de forma preliminar la geometría de las ruedas dentadas. A continuación, la geometría se verifica calculando la resistencia a la fatiga superficial y la resistencia intermitente en la base del diente, según ANSI / AGMA 2001-D04 [26].

2.2.8.6. Polea

La polea es considerada como una rueda y consta de una ranura en su parte tangencial, gira alrededor de un propio eje, generalmente se usa con bandas [27]. En la siguiente tabla se muestran las poleas de tipo A que se comercializan en Ecuador.

Tabla 8. Poleas de tipo A.

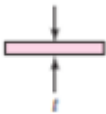


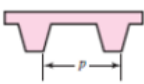
Tipo	Medida	Material
Tipo A	1	Aluminio
Tipo A	1 ½"	Aluminio
Tipo A	2"	Aluminio
Tipo A	2 ½"	Aluminio
Tipo A	3"	Aluminio
Tipo A	3 ½"	Aluminio

Tipo A	4"	Aluminio
Tipo A	4 ½"	Aluminio
Tipo A	5"	Aluminio
Tipo A	5 ½"	Aluminio

2.2.8.7. Determinación del número de bandas

Las bandas también llamadas correas son elementos utilizados para transmitir un movimiento de un lugar a otro para dos ejes paralelos [22], en la tabla 9 se muestran los tipos de bandas.

Tabla 9. Tipos de bandas.

Tipos de bandas	Figura	Unión	Intervalo de tamaños	Distancia entre centro
Plana		Si	$t = \begin{cases} 0,003 \text{ a } 0,20 \text{ in} \\ 0,75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No hay un límite superior
Redonda		Si	$d = \frac{1}{8} \text{ a } \frac{2}{4} \text{ in}$	No hay un límite superior
Tipo V		Ninguna	$b = \begin{cases} 0,31 \text{ a } 0,91 \text{ in} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limitado
sincronización		Ninguna	$p = 2 \text{ mm y mayor}$	Limitada

A continuación, para realizar el cálculo para determinar el número de bandas, se utilizará la Ecuación 1.

$$N_b = \frac{P_d}{P_a}$$

Ec. 1.

2.2.8.8. Selección del motorreductor

Tipos de motorreductor

Los tipos de motorreductores más utilizados en la industria son: ortogonal y lineal.

Ortogonal: Son utilizados para los reductores de corona sinfín, el cual no puede dar el factor de servicio deseado, ejemplo, en cintas transportadoras donde las cargas a transportar requieren un mayor esfuerzo, industria eléctrica, construcción.

Lineal: Tienen un alto rendimiento, trabajan a bajas rpm, sencillo en la instalación y mantenimiento [28].

Motores asíncronos AC: El motor funciona de forma continua con poca variación de velocidad, estos por lo general son monofásicos.

Se seleccionará un motorreductor lineal, debido a su posición ya que esta debe estar alineada con la máquina, como se muestra en la figura 23.



Figura 23. Motorreductor Lineal Single/3-phase foot-mount.

Con la Ecuación 2, se determinará la potencia de diseño del motorreductor que servirá para el funcionamiento de la máquina estampadora cera de abeja.

$$P_d = P * FS$$

Ec. 2.

2.2.9. Fuerza del rodillo

Los rodillos ejercen presión sobre la lámina de cera de abeja para reducir el espesor, para lo cual se requiere una fuerza normal al arco de contacto o perpendicular al plano de la lámina, ya que el arco es muy pequeño en comparación con el tamaño del rodillo [29], como se muestra en la figura 24.

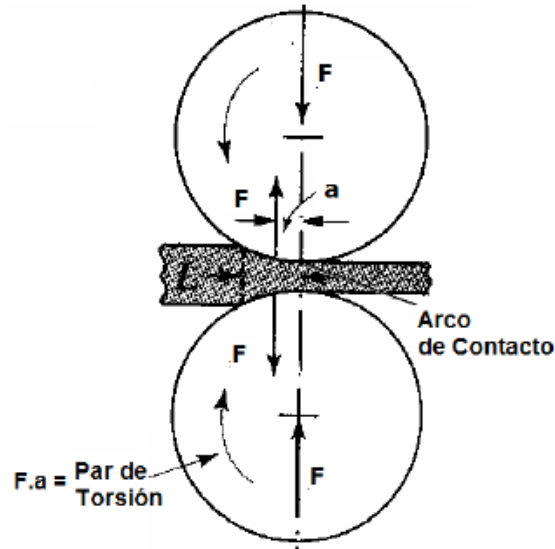


Figura 24. Fuerza perpendicular del rodillo [29].

La fuerza que debe generar el rodillo estampador de cera de abeja en el laminado plano es dada por la Ecuación 3:

$$F_L = \bar{Y}_f * w * L_C \quad \text{Ec. 3.}$$

La Ecuación 4 se toma en cuenta la longitud de contacto entre el rodillo estampador y la lámina de cera.

$$L_C = \sqrt{r_{ro} * (b_o - b_f)} \quad \text{Ec. 4.}$$

Para los dos rodillos, o sea el tren de laminación completo, se puede determinar con la siguiente Ecuación 5:

$$P_L = F_{rL} * N * L_C \quad \text{Ec. 5.}$$

2.2.10. Dimensionamiento de los componentes de la máquina estampadora de cera

2.2.10.1. Diseño de ejes

El cálculo de ejes implica el enfoque de esfuerzos combinados y se sugiere el método de la teoría de la falla por distorsión de la energía. Se basa en el análisis habitual sobre dimensionamiento, ya que estos suelen ser ejes, como se muestra en la figura 25. Tienen la función de transmitir movimiento y es en ese proceso que se generan esfuerzos de torsión y esfuerzos de flexión variables [30].

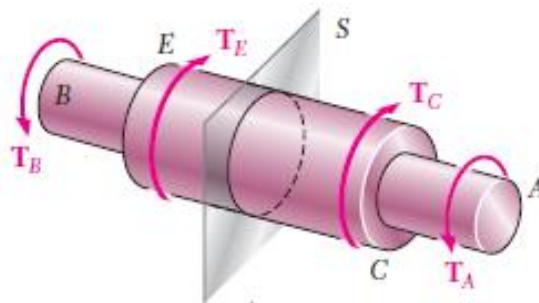


Figura 25. Eje de esfuerzos combinados [30].

De la figura anterior se puede obtener el valor de T , que es conocido como torque o par de torsión, se obtiene dibujando un diagrama de cuerpo libre en una porción del eje, se debe localizar un lado de corte y continuar describir la suma de los pares aplicados en la porción, cabe mencionar que se deben incluir todos los torques que se presentan [30], como se muestra en la figura 26.

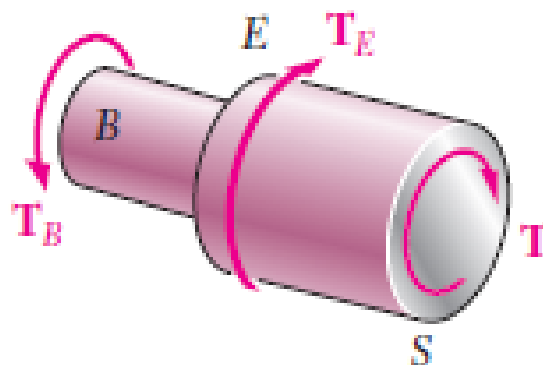


Figura 26. Torque aplicado en el eje [30].

2.2.10.2. Factor de diseño N

Es la seguridad relativa de un componente bajo carga. En la mayoría de los casos, la resistencia del material del componente fabricado se divide por el factor de diseño para determinar el esfuerzo de diseño.

Todas estas consideraciones afectan en la decisión sobre qué valor del factor de diseño es apropiado.

Materiales dúctiles

- 1. $N = 1,25$ a $2,0$.** El diseño de estructuras bajo cargas estáticas.
- 2. $N = 2,0$ a $2,5$.** Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas.
- 3. $N = 2,5$ a $4,0$.** Diseño de estructuras estáticas o cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas.
- 4. $N = 4,0$ o más.** Diseño de estructuras estáticas o cargas dinámicas con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas.

Materiales frágiles

- 5. $N = 3,0$ a $4,0$.** Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.
- 6. $N = 4,0$ a $8,0$.** Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre acerca de cargas.

El factor de diseño es un parámetro adimensional, pero en la actualidad según por códigos establecidos por organizaciones de normalización como: ASME y AGMA, etc.

Se recomienda que dicho valor de $N = 2,0$, pero este valor será válido sólo para ejes, porque brinda una confianza promedio en los datos de resistencia del material y de las cargas. Para otros diseños se deben manejar valores mayores como por ejemplo para cargas de choque e

impacto, y donde haya incertidumbre en los datos [31].

2.2.10.3. Velocidad de giro del eje.

La velocidad de giro de un eje se puede determinar de varias formas, pero una de ellas es a partir de la selección de motor, este le permitirá impulsarse generando movimiento en todos los elementos que está acoplado como los son los engranajes y poleas.

Para determinar la velocidad de giro del rodillo estampador de cera de abeja se debe utilizar la siguiente Ecuación 6.

$$N_1 = \frac{N * D_1}{D_2} \quad \text{Ec. 6.}$$

La potencia o el torque que va a transmitir el rodillo

La potencia o torque requerido para hacer girar los rodillos estampadores de cera de abeja se determina utilizando la Ecuación 7.

$$T_1 = \left(\frac{T_r * (D_2/2)}{(D_1/2)} \right) \quad \text{Ec. 7.}$$

Por otro lado, la potencia del motor será la potencia total que consume el eje y sus componentes.

2.2.10.4. Fuerzas que ejercen los elementos en un mecanismo

Engranajes Rectos

La fuerza que se generan en los engranajes normalmente es tangencial F_t se determinan a partir del torque producido se utiliza la Ecuación 8.

$$F_{ty} = \frac{T_1}{D_p/2} \quad \text{Ec. 8.}$$

La figura 27 se muestra el ángulo entre la fuerza normal y el componente tangencial es igual al ángulo de presión ϕ de la forma de los dientes, por lo tanto, la fuerza radial (F_r) [24].

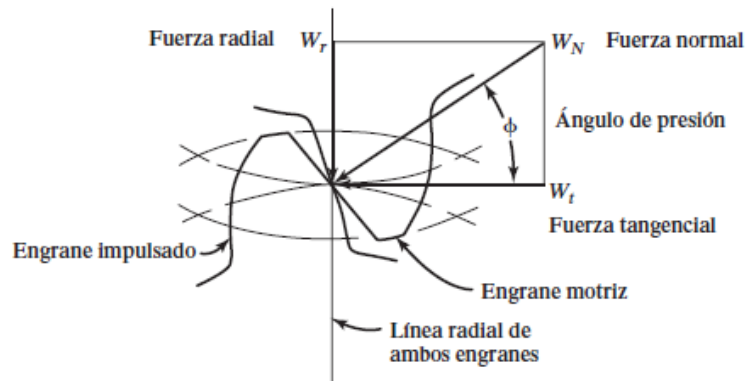


Figura 27. Fuerzas sobre los dientes de un engranaje [24].

La fuerza radial puede calcularse directamente con la siguiente Ecuación 9.

$$F_{rz} = F_{ty} * \text{tang} (\phi) \quad \text{Ec. 9.}$$

Para el diseño de engranajes rectos no es necesario calcular la fuerza total porque para estos existen los ángulos de presión que generalmente son de 20° o 25° [32].

2.2.10.5. Poleas

En el diseño de poleas se debe tener en cuenta los tipos de fuerzas, y estas pueden ser F_1 y F_2 , sin embargo, la fuerza de flexión denota F_f que se presenta el eje dependerá de la suma F_1 y $F_2 = F_f$ [32].

La fuerza tangencial o impulsadora puede calcularse directamente con la siguiente Ecuación 10.

$$F_n = \frac{T_1}{(D_2/2)} \quad \text{Ec. 10.}$$

La figura 28 se muestra cómo determinar la fuerza de flexión (F_f) es conveniente saber la relación de ésta con respecto a la fuerza tangencial (F_t).

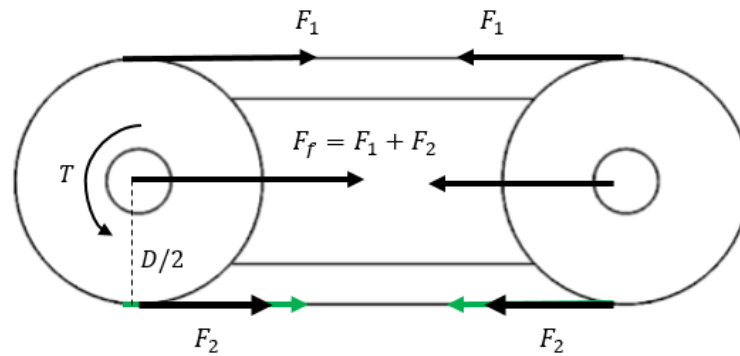


Figura 28. Fuerza sobre las poleas.

Donde C es una constante y depende de las fuerzas F_1 y F_2 . Para Correas Trapezoidales $C = 1,5$ y para correas planas $C = 2$.

La fuerza de flexión puede calcularse directamente con la siguiente Ecuación 11.

$$F_f = C \cdot F_n \quad \text{Ec. 11.}$$

2.2.10.6. Cálculo de los diámetros del eje

Para dimensionar el diámetro de un eje se debe basar en alguna norma, para este caso se cita la ANSI B 106.IM-1985 [23], donde se proporciona la siguiente Ecuación 12. Esta también se puede utilizar para el diseño de flexión y torsión.

$$d = \left[\left(\frac{32 \cdot N_s}{\pi} \right) * \sqrt{ \left(\frac{k_f * M_E}{S'_e} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 } \right]^{1/3} \quad \text{Ec. 12.}$$

2.2.10.7. Valores de k_f para chaveteros o cuñeros

Los chaveteros son una ranura longitudinal que se corta en un eje, acoplar un chavetero permitirá la transferencia de par torsional en el eje de un elemento transmisor de potencia [32], como se muestra en la figura 29.

Existen dos tipos de chaveteros que se usan con frecuencia: Cuñero de perfil y trineo.

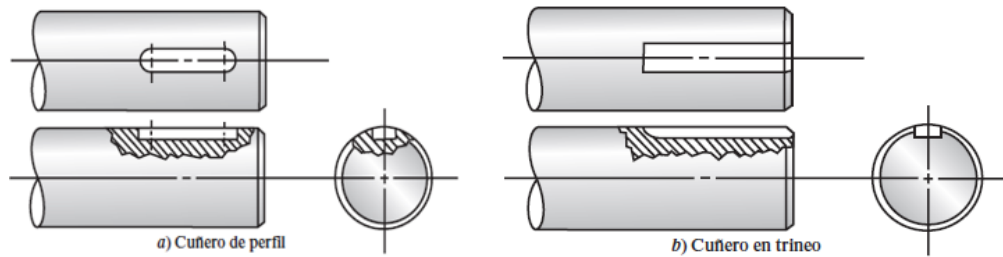


Figura 29. Tipos de cuñeros [22].

Los chaveteros presentan valores de k_f , dependen de su configuración, es por eso por lo que el cuñero de trineo ofrece un menor esfuerzo de concentración en comparación del de perfil.

En la siguiente tabla se muestra los valores que mayormente se usan.

Tabla 10. Valores de k_f para chaveteros o cuñeros.

Tipo de chaveteros	k_f Flexión	k_t Torsión
Perfil	1,6	1,3
Patín	1,3	1,3

2.2.10.8. Chaflanes en escalones

Cuando un eje presenta un cambio de diámetro, forma un escalón, generando una concentración de esfuerzos que dependerá de la relación entre los dos diámetros y del radio del chaflán [32], como se muestra en la figura 30.

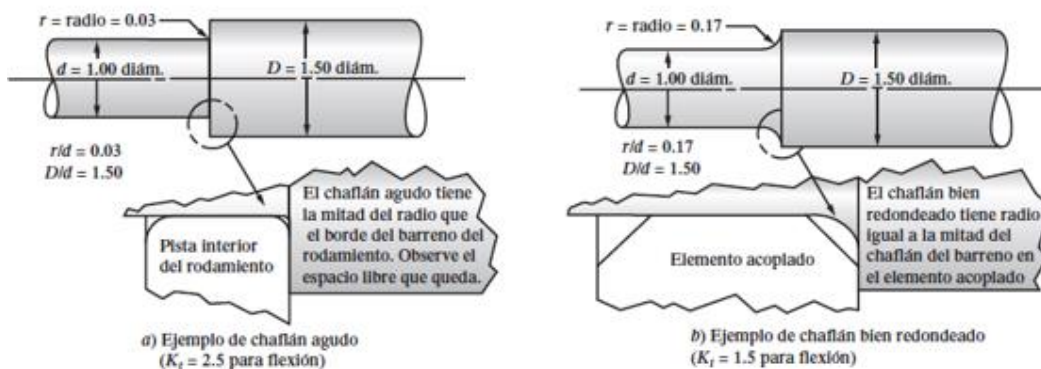


Figura 30. Chaflanes en escalones [22].

Para el diseño de chaflanes también se deben considerar los valores de k_f , pero se debe considerar la configuración. A continuación, se enlistan los valores más utilizados [33].

- Chaflán con bordes redondos $k_f = 1,5$
- Chaflán con bordes cortante $k_f = 2,5$
- Para ranuras de anillos de retención $k_f = 3$

Estos valores hay que compararlos con los de las gráficas correspondientes según sean las dimensiones de los diámetros del eje.

2.2.11. Esfuerzos combinados en ejes

Las cargas que soportan los elementos generan fuerzas internas dentro de una estructura, lo que hace que estos tienden a deformarse o romperse. A esta presión deformante generada por las cargas, es a lo que se le llama esfuerzos combinados, como se muestra en la figura 31. Existen cinco tipos de esfuerzos: Tracción, Compresión, Flexión, Torsión y Cortante.

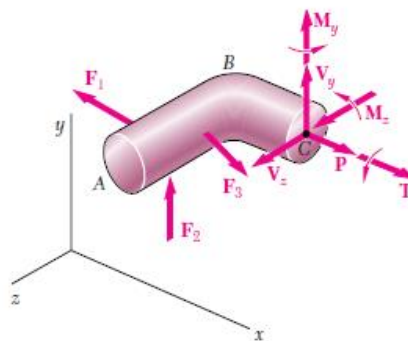


Figura 31. Tipos de esfuerzos en el eje [30].

2.2.11.1. Esfuerzo combinado

El esfuerzo combinado de un elemento está integrado por el esfuerzo normal y el esfuerzo del momento flector. El esfuerzo normal es el resultado de las tensiones internas, que normalmente se conocen como tensión y compresión mientras que el esfuerzo del momento flector es generado por el par torsional que se encuentran perpendiculares al punto de análisis [30].

Esfuerzo normal por flexión

Para determinar la fuerza normal por flexión en el eje, se puede calcular directamente con la Ecuación 13:

$$\sigma_B = \frac{M_B * c}{I} \quad \text{Ec. 13.}$$

Esfuerzo cortante por torsión

Para determinar el esfuerzo por torsión en el eje de la máquina, se puede calcular directamente con la Ecuación 14:

$$\tau_B = \frac{T_1 * (d_2/2)}{\frac{\pi}{2} * (d_2/2)^4} \quad \text{Ec. 14.}$$

2.2.11.2. Esfuerzos principales

Los esfuerzos principales están presentes en los elementos que están sometidos a cargas, para analizarlos se debe seleccionar un punto específico, para determinarlos existen secciones específicas o también se puede hacer uso del círculo de Mohr [30], como se muestra en la figura 32.

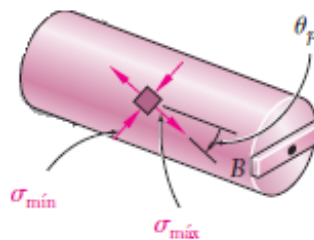


Figura 32. Esfuerzos principales [30].

Esfuerzo máximo

Es el valor máximo que puede soportar un elemento, para determinarlos se utiliza la siguiente Ecuación 15.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad \text{Ec. 15.}$$

Esfuerzo mínimo

El esfuerzo mínimo que puede soportar un elemento, para determinarlo se utiliza la siguiente Ecuación 16.

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad \text{Ec. 16.}$$

Esfuerzo cortante máximo

La teoría del esfuerzo cortante máximo establece que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo, para encontrar dicho valor se utiliza la Ecuación 17.

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad \text{Ec. 17.}$$

El factor de seguridad de Von Mises

Para determinar el factor de seguridad de un elemento, se puede calcular con la siguiente Ecuación 18:

$$n_v = \frac{S_y}{\sigma_v} \quad \text{Ec. 18.}$$

Factor de seguridad mediante de energía máxima de distorsión

Para determinar el factor de seguridad de energía máxima por distorsión [30], se puede calcular con la Ecuación 19:

$$n_e = \frac{S_y}{2 * \tau_{\text{máx}}}$$

Ec. 19.

2.2.12. Selección de tornillos de unión

Los métodos de unión por tornillos sirven para que las piezas queden unidas de una forma estable, de tal forma que su desmontaje sea fácil.

La unión por tornillos sirve para asegurar dos o más partes estructurales o de una maquinaria, entre estos se pueden nombrar a los tornillos, pernos, espárragos y prisioneros [22], como se muestra en la figura 33.

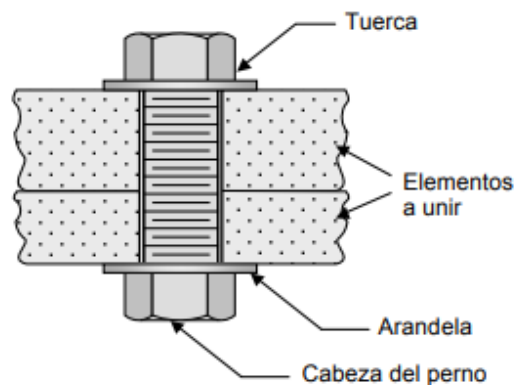


Figura 33. Partes del tornillo de unión [33].

2.2.12.1. Características de las roscas estándar para tornillos de unión

Ajustes

Existen diferentes ajustes con distintas aplicaciones según las normas UNC e ISO, contemplan diferentes tolerancias para las roscas.

Ajustes para las roscas UNS

1A, 1B: Los ajustes clase 1 se obtienen cuando las tolerancias son grandes. Se utilizan para reducir los costos en aplicaciones “domésticas”, donde no se requiera precisión. Permiten un

montaje y desmontaje rápido y fácil.

2A, 2B: Las tolerancias de estos ajustes son más pequeñas, lo que permite obtener una mejor precisión. Son las más utilizadas para maquinaria.

3A, 3B: El ajuste clase 3 es fino de juego nulo. Se utilizan sólo para cumplir requisitos de exactitud. Según la clase de los pernos se pueden aplicar los criterios anteriores, como se muestra en las figuras 34 y 35 los diferentes pernos [22].



Figura 34. Cabezas de diferentes grados SAE [22].

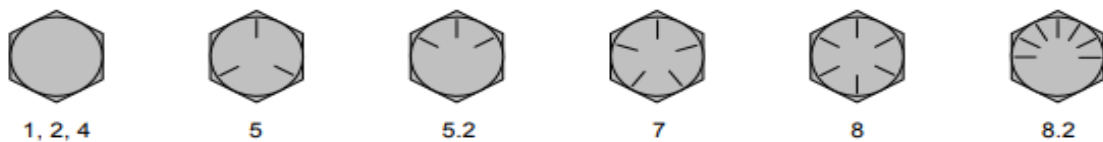


Figura 35. Cabezas de diferentes clases [22].

2.2.12.2. Designación

Las roscas se designan mediante códigos o normas, como lo son UNC, UNF y ISO y también dependen del sentido de giro, la siguiente figura muestra cómo se establecen.

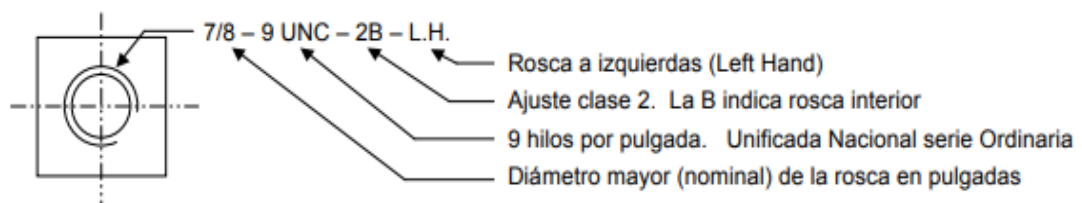


Figura 36. Designación por el código UNC y UNF para roscas en pulgadas [22].

Si se trata de un perno de dimensiones métricas, las medidas de diámetro, paso y longitud son en milímetros y siguen a la letra M [22], la figura 37 muestra cómo se establecen.

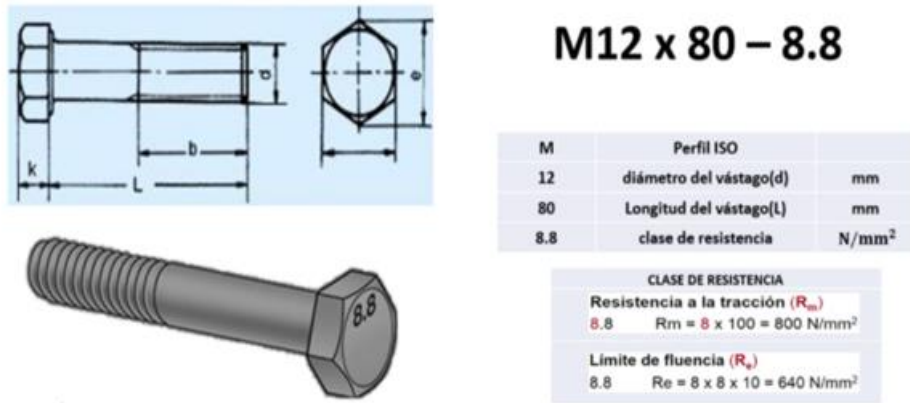


Figura 37. Designación por el código ISO para rosca métrica.

2.2.13. Máquina de ejes estampadores de cera de abeja mediante el software SolidWorks

El diseño de la máquina de estampado de cera de abeja se realizará en el software SolidWorks, que es un software de diseño CAD 3D (Diseño asistido por computadora).

2.2.14. Simulación de la máquina de ejes estampadores de cera de abeja, utilizando el software SolidWorks y ANSYS.

Se simulará la máquina de rodillos estampadores y la estructura del equipo para obtener los resultados de los esfuerzos, los desplazamientos y deformación, utilizando el software SolidWorks [34].

ANSYS realiza un análisis de piezas o conjuntos utilizados en el diseño mecánico que están sometidos a uno o varios fenómenos físicos individual o simultáneamente [35].

2.2.15. Fabricación de la máquina de rodillos estampador

Para construir los rodillos estampadores de cera de abeja, se usará el método de mecanizado de la fresadora CNC.

2.2.15.1. Máquina para mecanizar los rodillos (fresadora CNC)

El mecanizado de los rodillos se realiza mediante una fresadora CNC y se mecanizan

mediante una fresa de metal duro tipo V-bit de 45°, ajustable a 360 grados, lo que le permitirá realizar un correcto trabajo y un buen acabado superficial.

2.2.15.2. Software utilizado para el mecanizado en la CNC

El software que se utilizará es LinuxCNC, una aplicación altamente personalizable para el control de fresadoras y tornos de control numérico mediante una computadora (CNC) [36].

2.2.15.3. Herramientas de corte para el mecanizado

El tipo de herramienta que se utilizará es de tipo V-bit 45°, (ver la figura 38), es una herramienta de corte muy diversa según el tipo de fresado que quiera realizar [37].



Figura 38. Fresa tipo V-bit 45° [37].

2.2.16. Montaje de máquina

El ensamblaje de la máquina estampadora de rodillos de cera de abeja será un proceso consecutivo donde se colocará cada pieza del equipo o componente en su respectiva posición.

2.2.17. Análisis de costos generados por parte de la máquina de rodillos

Se describirán todos los costos de diseño y construcción de la máquina de rodillos.

Se consideran los siguientes costos para el análisis:

- Costo de materiales mecánicos
- Costo de materiales eléctricos
- Costo de mecanizado
- Costo de diseño

CAPÍTULO III
METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

3.1. Localización

El presente trabajo se desarrollará en la provincia Bolívar, ciudad de Guaranda, en el km 28 vía al sector de Salinas; como se muestra en la figura 39.

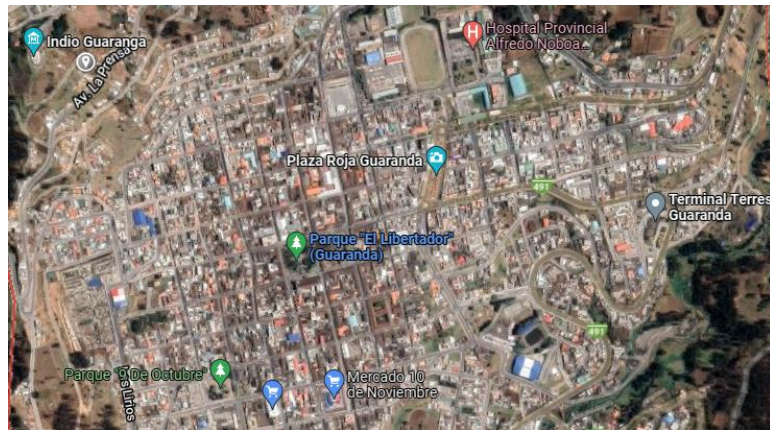


Figura 39. Ubicación geográfica de la ciudad de Guaranda.

3.2. Tipo de investigación

3.2.1. Investigación descriptiva

Esta investigación es la clave para poder dar respuesta a las interrogantes, objetivos planteados y poder profundizar en los temas expuestos en este proyecto de investigación basado en la realidad.

3.2.2. Investigación aplicada

Esta investigación está basada en la aplicación de las mencionadas anteriormente para la solución a requerimientos de mejora o corrección, durante el desarrollo del tema investigación se utilizan técnicas para la resolución de los problemas, dirigidos a conseguir innovaciones, mejora de procesos o productos.

3.2.3. Investigación Linkográfica

Se realizó la búsqueda de información en bases de datos que permitió elaborar el sustento de información para el proyecto de investigación.

3.2.4. Investigación de campo y bibliográfica

En la presente investigación se inició con la búsqueda de información sobre los estampadores de cera de abeja, lo cual, permitió el análisis sistemático de la teoría pertinente para lograr los ensayos, resultados y técnicas de aplicación respectiva.

3.3. Métodos de investigación

3.3.1. Método científico

Este método contribuyó al desarrollo de la investigación, en la que se puedan plantear las interrogantes o problemas y los principales objetivos del desarrollo temático, lo cual, permite el procesamiento y análisis de los resultados obtenidos.

3.3.2. Método bibliográfico

El método bibliográfico se utilizó para consultas libros, artículos científicos y documentos de sitios web, en estos documentos ayudará a obtener información necesaria para el desarrollo del tema de investigación que complementa estos diferentes tipos de ejes estampadores y el proceso de la cera de abeja.

3.3.3. Método analítico

El método analítico consiste en verificar y analizar los diferentes datos existentes en base a la información recolectada, y análisis si las variables que se llevarán a cabo durante el diseño y simulación de los rodillos estampadores de cera de abeja cumplen con las especificaciones requeridas por el diseño.

3.4. Fuentes de recopilación de información

3.4.1. Fuentes primarias

- Investigación propia

3.4.2. Fuentes secundarias

- Bibliográficas
- Libros

3.4.3. Información virtual

- Ensayos
- Monografías
- Tesis
- Proyectos de grado
- Libros electrónicos

3.5. Diseño de la investigación

El desarrollo de este proyecto de investigación corresponde al tipo experimental, y se adoptó este método porque se enfoca en el proceso de diseño. El software SolidWorks se utilizó para verificar la resistencia a través de simulaciones computacionales, luego construir y analizar en función del comportamiento.

3.6. Instrumento de investigación

El propósito de este estudio es construir un prototipo de una máquina de rodillos estampadores de cera de abeja para una línea de procesamiento, pues se basó en la investigación y diversos tipos de herramientas que ayuden a lograr los objetivos del tema de investigación, las herramientas son la observación y uso de artículos científicos.

3.7. Tratamiento de los datos

Programa de datos e información

- Microsoft Excel

- Microsoft Word
- Microsoft PowerPoint

Programas de diseño y simulación

- SolidWorks 2020 versión estudiante
- ANSYS versión estudiantes
- SAP2000 V22
- Ftool
- PTC. Mathcad

3.8. Recursos humanos y materiales

3.9.1. Recursos humanos

Autores

- Castillo Laban Lider Yoel
- Yacchirema López Mario Javier

Director de tesis

- Ing. Ruano Herrería Ernesto Javier, M.Sc.

3.9.2. Recursos materiales

- Laptop
- Celulares
- Pendrive USB
- Impresora
- Hojas
- Esferos

- Cuadernos
- Calculadora
- Marcadores

CAPÍTULO IV
RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Diseño de la máquina de rodillos estampadores de cera de abeja

Un diseño adecuado debe cumplir con los requisitos funcionales, es decir, una laminadora de gofrado continuo de cera de abejas debe cumplir la función para la que fue diseñada.

Los requisitos funcionales clave incluyen las siguientes acciones:

- Laminado y estampado continuamente la cera de abeja
- Operación de la máquina por una sola persona
- Facilidad de operación en el proceso de laminado mediante impresión continua

Parámetros de diseño de la máquina estampadora de cera de abeja

En los parámetros de diseño, se debe considerar algunos puntos que son parte esencial del diseño y construcción de la máquina estampadora de cera de abeja, tales como:

- El tamaño de la lámina a estampar será de 198 x 422 mm
- La temperatura de la cera líquida varía entre 62-65 °C
- El espesor inicial de la lámina de cera de abeja es de 2 mm

Factores principales que influyen en la máquina estampadora de cera de abeja

Los principales factores que influyen en la máquina estampadora son:

- Facilidad de montaje y desmontaje
- Aspecto económico
- Facilidad de construcción
- Facilidad de operación
- Mantenimiento
- Versatilidad

Dimensionamiento de la lámina de cera de abeja

Para el dimensionamiento adecuado de la lámina de cera de abeja, se empleó las dimensiones estándar del panel de abeja Langstroth disponible en el país [38], considerando que debe tener las siguientes dimensiones, como se muestra en la figura 40.

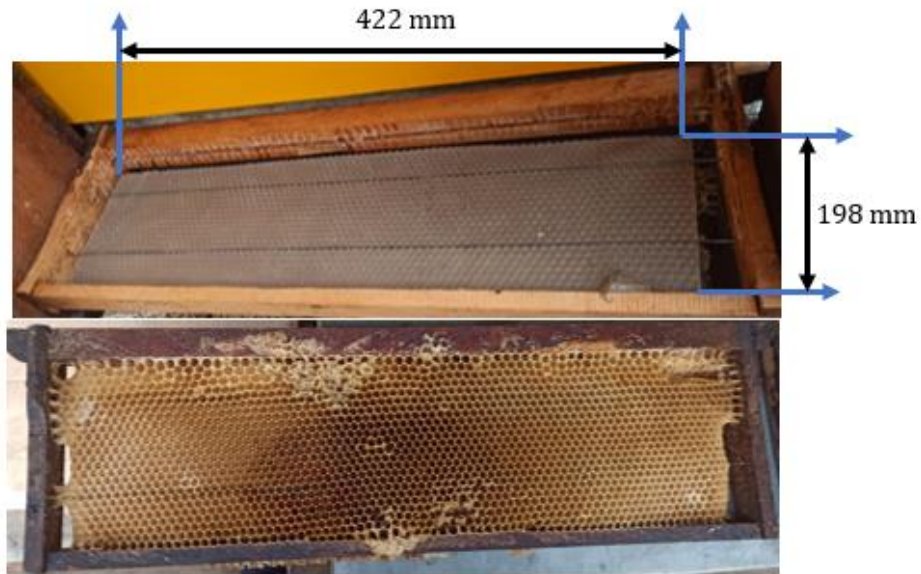


Figura 40. Dimensiones estándar de Langstroth para la lámina de cera de abeja.

4.1.1. Producción de laminado

Se estableció como dimensiones a emplearse en la lámina 198 x 422 mm con 2 mm de espesor, esto se ilustra en la figura 41.

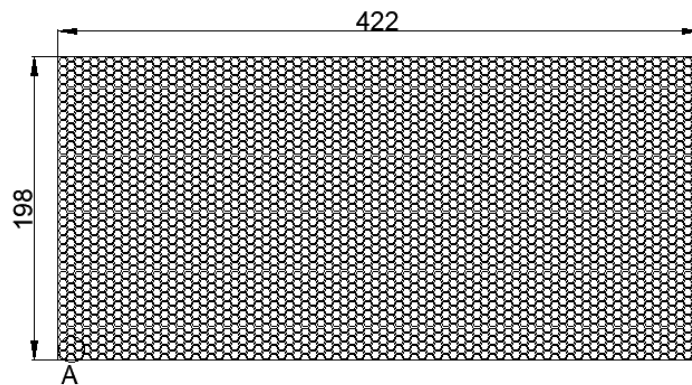


Figura 41. Dimensiones de la lámina de cera de abeja.

Velocidad lineal del rodillo

Para este tipo de trabajo la velocidad de laminado debe ser de 10 rpm.

$$v_r = N * r_{ro}$$

Ec. 20.

Datos:

Según el motor seleccionado:

$$N = 10 \text{ rpm} = 1,05 \text{ rad/s}$$

$$r_{ro} = 0,03765 \text{ m}$$

$$v_r = 1,05 \text{ rad/s} * 0,03765 \text{ m}$$

$$v_r = \mathbf{0,039 \text{ m/s}}$$

Tiempo de laminado

$$t_l = \frac{L_l}{v_r} \quad \text{Ec. 21.}$$

Datos:

$$L_l = 422 \text{ mm} = 0,422 \text{ m}$$

$$t_l = \frac{0,422 \text{ m}}{0,039 \text{ m/s}} = 10,82 \text{ s} \cong \mathbf{11 \text{ s}}$$

En el proceso de laminado se consideró dos tiempos

- Tiempo en que tarda una pasar una lámina: 11 segundos
- Tiempo en hacer cambio de la nueva lámina: 15 segundos

Tiempo total de laminado

$$t_1 + t_2 = \mathbf{26 \text{ s}} \quad \text{Ec. 22.}$$

Producción por hora

Mediante reglas de proporcionalidad se estableció que la producción por hora corresponde a:

1 lámina → 26 segundo

x_p láminas \rightarrow 1 hora

$$x_p = \frac{3600 * 1}{26} = 138,46 \frac{\text{láminas}}{\text{h}} \cong \mathbf{138 \text{ láminas/h}}$$

4.1.2. Proceso de laminación

La laminación es un proceso de deformación en que reduce el espesor inicial de la lámina de cera de abeja, mediante las fuerzas que ejercen los rodillos sobre la lámina [29], como se muestra en la figura 42.

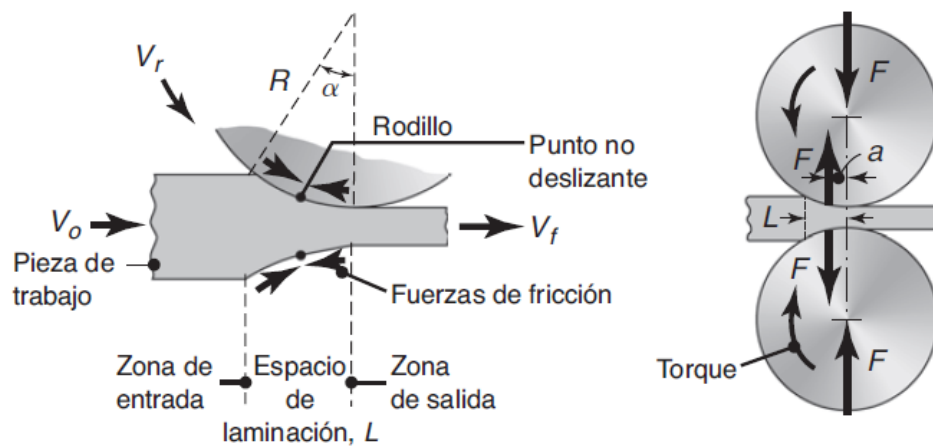


Figura 42. Fuerza de laminado [29].

Dimensiones de la lámina

El tamaño de la lámina a estampar es de 198 x 422 mm (**Anexo 1**).

Pase de laminación

$$e_{\text{máx}} = b_o - b_f \quad \text{Ec. 23.}$$

Datos:

$$b_o = 2 \text{ mm} = 0,002 \text{ m}$$

$$b_f = 1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m}$$

$$e_{\text{máx}} = 0,002 \text{ m} - 0,001 \text{ m} = \mathbf{0,001 \text{ m}}$$

Longitud de contacto

Para la determinación de la longitud de contacto entre el rodillo estampador y la lámina de cera, se utilizó la Ecuación 4.

$$\begin{aligned}\therefore L_C &= \sqrt{r_{ro} * e_{m\acute{a}x}} \\ L_C &= \sqrt{0,03765 \text{ m} * 0,001 \text{ m}} \\ L_C &= 6,136 \times 10^{-3} \text{ m} = \mathbf{6,14 \text{ mm}}\end{aligned}$$

Fuerza de laminado

Según estudios realizados, el esfuerzo de fluencia de la cera de abeja es 2,5 MPa, pero normalmente este no supera al esfuerzo de fluencia máxima, por ello se consideró un valor de 3 MPa [39] (**Anexo 2**).

Con la Ecuación 3, se determinó la fuerza que debe generar el rodillo estampador de cera de abeja en el laminado plano.

$$F_L = \bar{Y}_f * w * L_C$$

Datos:

$$w = 198 \text{ mm} = 0,198 \text{ m}$$

$$\bar{Y}_f = 3 \text{ MPa} = 3000000 \text{ Pa}$$

$$F_L = 3000000 \text{ Pa} * 0,198 \text{ m} * 6,14 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$F_L = \mathbf{3644,78 \text{ N}}$$

Según [29] para el caso de los metales se obtiene un adecuado valor de la fuerza real de laminado si se incrementa en un 20%, en nuestro caso por efecto de la propiedad de adhesión se consideró un aumento del 30%, lo cual se muestra en el siguiente cálculo.

$$F_{rL} = F_L * 130\%$$

$$F_{rL} = 3644,784 \text{ N} * 1,3$$

$$F_{rL} = \mathbf{4738,22 \text{ N}}$$

Torque de laminado

$$T_L = 0,5 * F_{rL} * L_C$$

$$T_L = 0,5 * 4738,22 \text{ N} * 6,136 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$T_L = \mathbf{14,52 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Torque total

$$T_{tL} = 2 * T_L$$

$$T_{tL} = 2 * 14,52 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_{tL} = \mathbf{29,04 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Potencia requerida

$$P_L = F_{rL} * N * L_C$$

$$P_L = 4738,219 \text{ N} * 1,05 \text{ rad/s} * 6,136 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$P_L = 30,527 \text{ W} = \mathbf{31 \text{ W}}$$

$$P_L = 31 \text{ W} * \frac{1 \text{ Hp}}{745,7 \text{ W}} = \mathbf{0,041 \text{ Hp}}$$

4.1.3. Selección de motorreductor lineal

Características del motorreductor lineal

Debido a la no existencia del motorreductor lineal de 29,04 N.m, se seleccionó uno de 135 N.m, con una velocidad angular de 10 rpm (**Anexo 3**), tal como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 11. Características del motorreductor lineal.

Características del motorreductor lineal	
Potencia	$P = 1/4 \text{ Hp}$
Torque real	$T_r = 135 \text{ N} \cdot \text{m}$

Torque nominal	$T = 178 \text{ N} \cdot \text{m}$
Frecuencia	$f = 60 \text{ Hz}$
Voltaje	$V = 110 \text{ V}$
Velocidad	$N = 10 \text{ rpm}$ $N = 1,05 \text{ rad/s}$

Según la norma SAE J636 de bandas y poleas [40], las más comunes en el mercado son de tipo A, porque son de mayor flexibilidad y eficiencia; ya que se pueden trabajar poleas con diámetros pequeños [41].

4.1.4. Selección del tipo de bandas y polea tipo A

Para la selección de las poleas, bandas tipo A y se utilizó el catálogo de DUNLOP de correas y poleas de transmisión industrial [42], (**Anexo 4**).

Se seleccionó una polea con un diámetro $D = 3 \text{ in}$, con el fin de mantener la misma velocidad y el material de la polea es de aluminio, (ver la figura 43).



Figura 43. Polea de aluminio tipo A de 3 in.

Velocidad de la polea acoplada al eje del rodillo

Para determinar la velocidad de giro del rodillo estampador de cera de abeja se utiliza la Ecuación 6.

$$N_1 = \frac{N * D_1}{D_2}$$

Datos:

$N = 10 \text{ rpm.}$

$D_1 = 3 \text{ in} = 0,0762 \text{ m.}$

$D_2 = 3 \text{ in} = 0,0762 \text{ m.}$

$$N_1 = \frac{10 \text{ rpm} * 0,0762 \text{ m}}{0,0762 \text{ m}} = \mathbf{10 \text{ rpm}}$$

Tabla de resumen de la selección de polea

La tabla 12 muestra las especificaciones de la polea tipo en V.

Tabla 12. Especificaciones de la polea.

Polea tipo A en V			
Polea motriz	$D_1 = 0,0762 \text{ m}$	Polea del rodillo	$D_2 = 0,0762 \text{ m}$

4.1.5. Selección de engranajes

Los engranajes son elementos que cumplen con la función de transmitir potencia y velocidad.

Por inspección geométrica se seleccionó el diámetro externo de los engranajes rectos, (ver la figura 44).

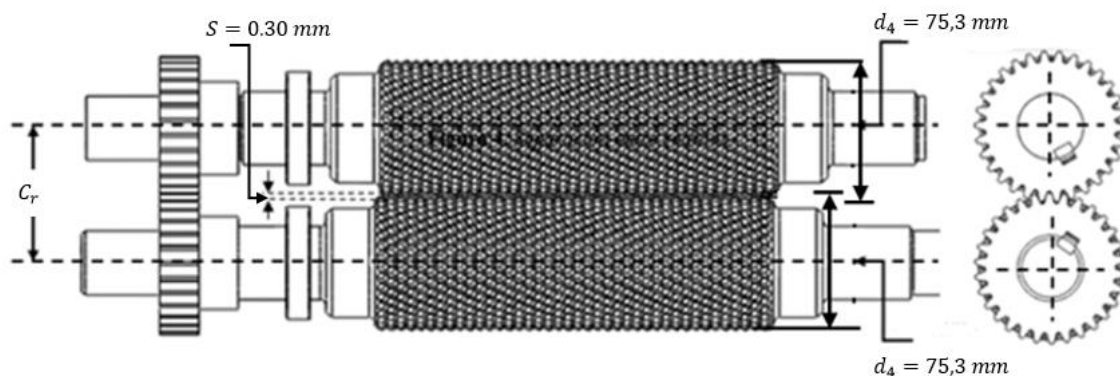


Figura 44. Separación del rodillo para seleccionar el diámetro del engranaje.

Separación entre rodillos

La figura 45 se muestra la separación de los alvéolos con la lámina de cera de abeja.

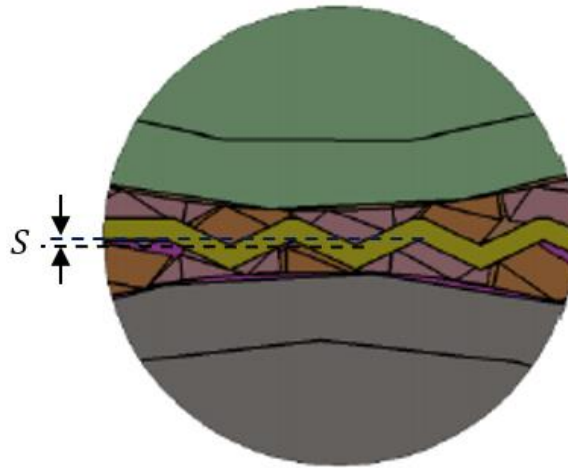


Figura 45. Separación entre alvéolos.

$$C_r = \frac{d_4}{2} + \frac{d_4}{2} - S \quad \text{Ec. 24.}$$

Datos:

S = La separación mínima entre rodillos es de 0-1 mm.

$d_4 = d_4 = 75,3$ mm.

$$C_r = \frac{75,30 \text{ mm}}{2} + \frac{75,30 \text{ mm}}{2} - 0,30 \text{ mm}$$

$$C_r = 75 \text{ mm}$$

Para la selección de los engranajes se utilizó el catálogo de Martin Sprocket & Gear, Inc. en Español y la extensión de SolidWorks GearTrax-2021 (**Anexo 5**).

Una vez determinada la separación entre centro $C_{\text{rodillo}} = 75$ mm. Utilizando GearTrax-2021, se seleccionó los engranajes, en la cual el software determinó que el módulo es 2,5, número de dientes 30 y el ángulo de presión de 20° , (ver la figura 46).

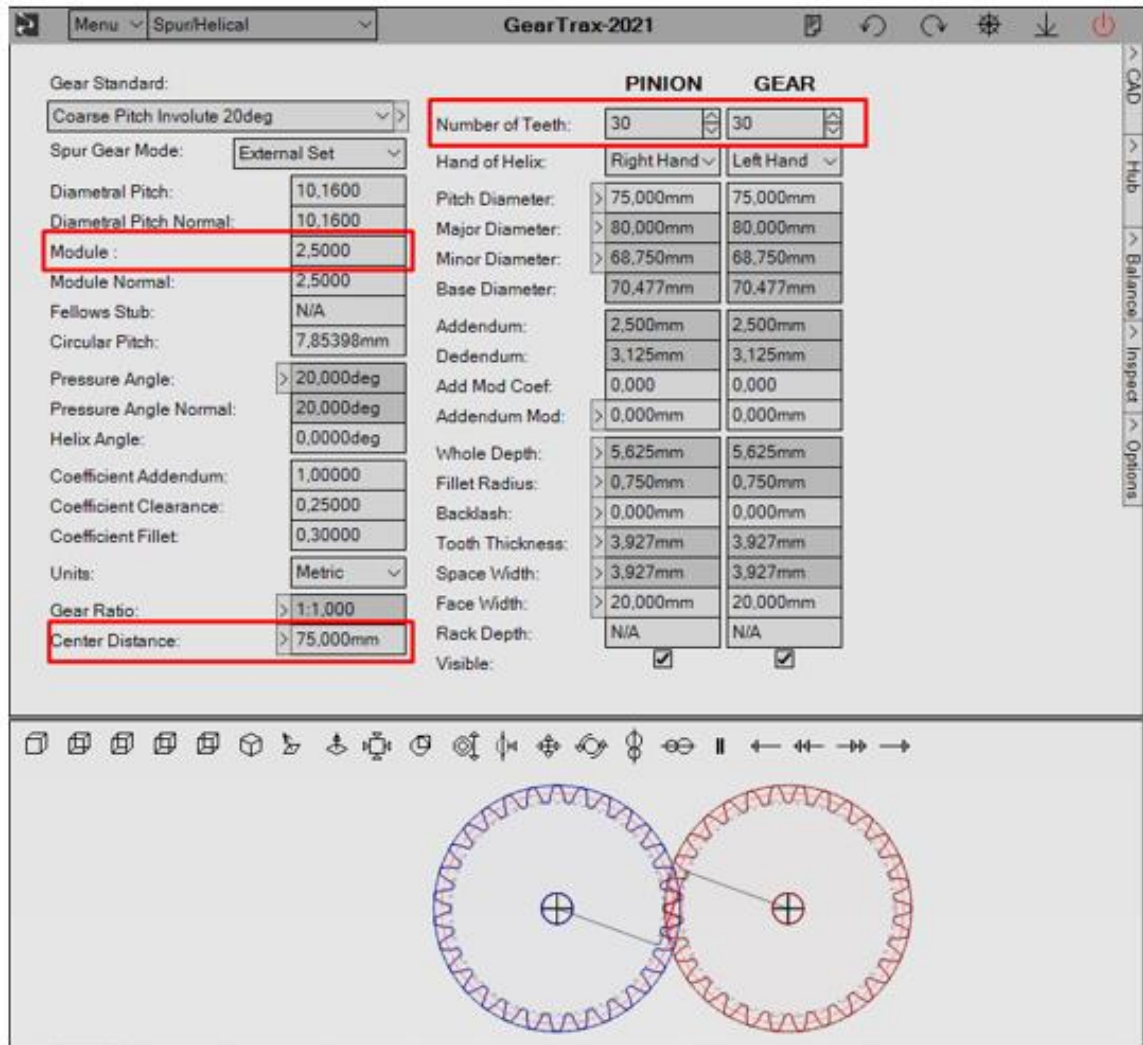


Figura 46. Selección de engranajes en GearTrax-2021.

Diámetro externo del engranaje recto

$$D_e = (N_d + 2) * m_t \quad \text{Ec. 25.}$$

Datos:

$N_d = 30$ dientes.

$m_t = 2,5$.

$$D_e = (30 + 2) * 2,5$$

$$D_e = \mathbf{80 \text{ mm}}$$

Mediante el empleo del software GearTrax-2021, se comprobó que la separación que los dientes de los engranajes no choquen, (ver figura 47).

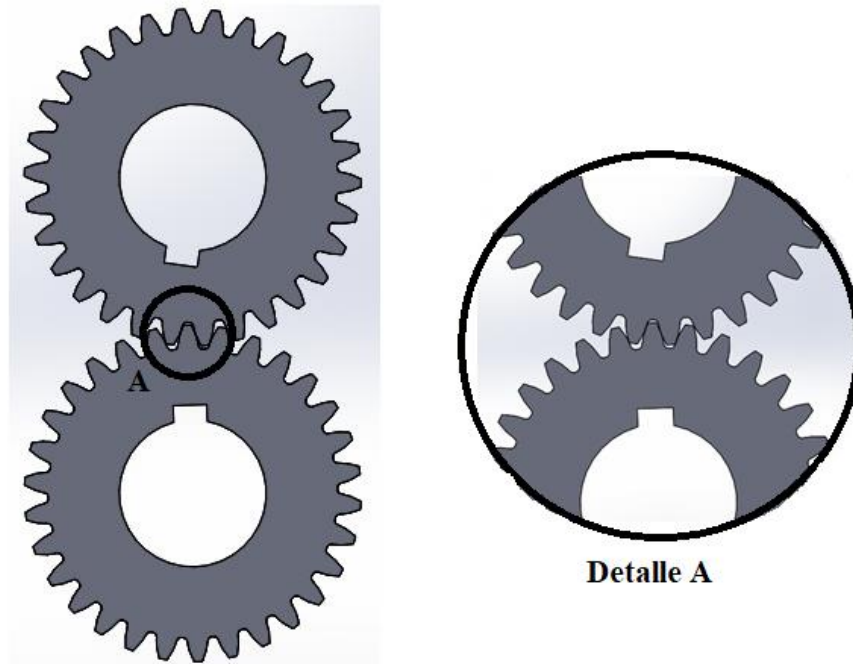


Figura 47. Separación entre dientes de los engranajes.

Como el módulo es de 2,5 en el **Anexo 6**, el paso diametral es de 10 dientes/in.

Diámetro de paso

$$D_p = N_d / P_d \quad \text{Ec. 26.}$$

$$D_p = \frac{30}{10} = 3 \text{ in} = 0,0762 \text{ m}$$

Tabla de resumen de la selección de engranaje

Tabla 13. Especificaciones del engranaje recto.

Engranaje recto			
Número de dientes	30 dientes	Ángulo de presión del perfil del diente	20°

Módulo	2,5	Diámetro externo	80 mm
---------------	-----	-------------------------	-------

4.1.6. Diseño del rodillo de la máquina estampadora de cera

Para el diseño se selecciona un eje de aluminio 6061, por ser fácil de mecanizar y sobre todo por su bajo costo, las propiedades del material se muestran en el **Anexo 7**. A continuación, se representa el rodillo estampador con sus respectivos elementos, esto ayudó para interpretar puntos críticos y determinar diámetros, (ver la figura 48).

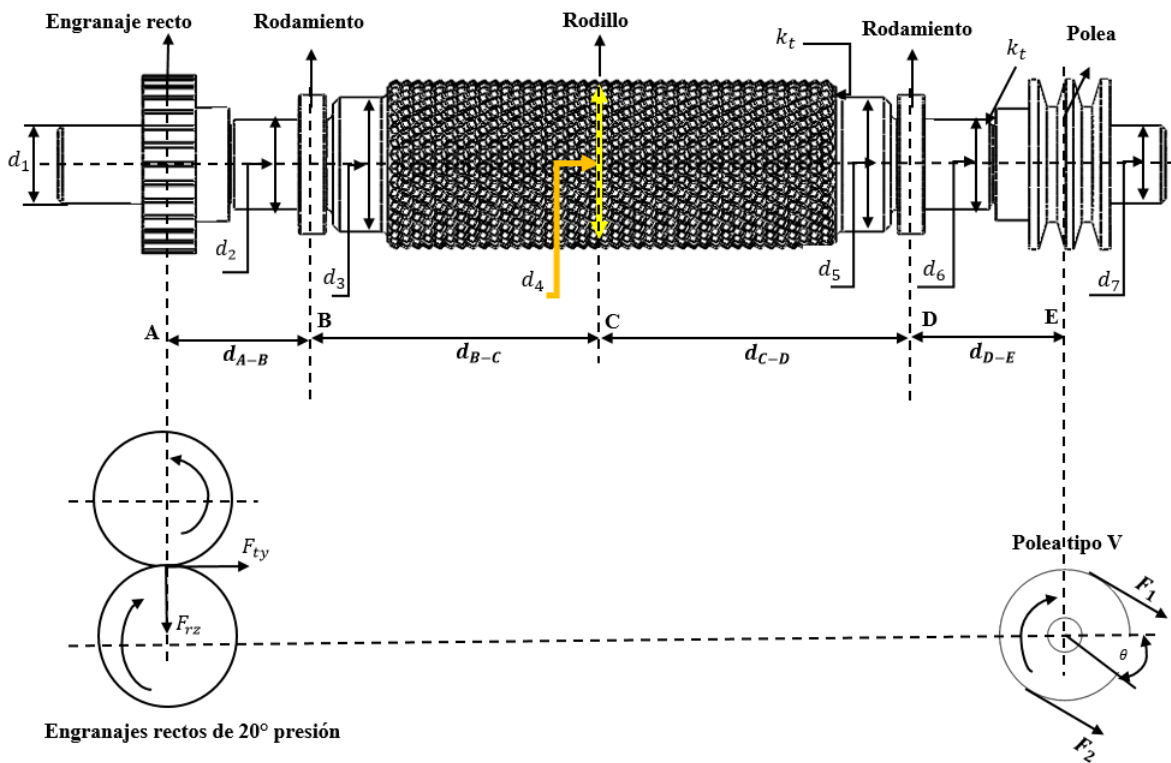


Figura 48. Componentes del rodillo.

La tabla 14 se especifica las dimensiones del rodillo estampador de cera de abeja.

Tabla 14. Dimensiones del rodillo.

Especificación	Descripción	Unidades (mm)
$d_1 = d_7$	Diámetros de rodillo.	--
Distancia del rodillo		

d_{A-B}	Distancia A-B	65
d_{B-C}	Distancia B-C	136,20
d_{C-D}	Distancia C-D	136,20
d_{D-E}	Distancia D-E	72

4.1.6.1. Fuerzas ejercidas sobre la polea

Torque producido en la polea 2

La figura 49 muestra la transmisión de la polea motriz con la polea conductora para el movimiento de la banda o correa, y luego empleando la Ecuación 7 se determinó el torque requerido para hacer girar los rodillos.

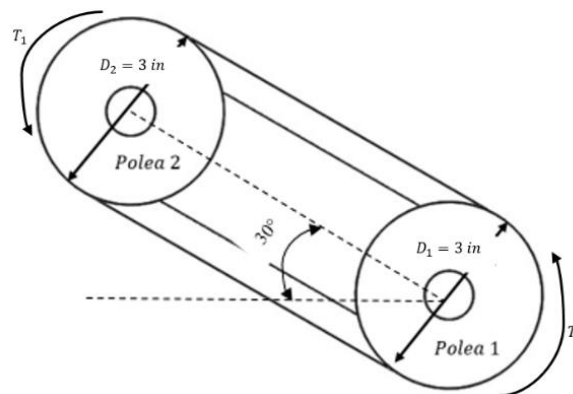


Figura 49. Sistema de transmisión por polea y banda.

$$T_1 = \left(\frac{T_r * (D_2/2)}{(D_1/2)} \right)$$

Datos:

$$T_r = 135 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$D_2 = 3 \text{ in} = 0,0762 \text{ m.}$$

$$D_1 = 3 \text{ in} = 0,0762 \text{ m.}$$

$$T_1 = \left(\frac{135 \text{ N} \cdot \text{m} * (0,0762/2 \text{ m})}{(0,0762/2 \text{ m})} \right) = 135 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Fuerzas en la polea

Para el sistema de bandas en V, los lados de la banda están en tensión, como se muestra en la figura 50. La tensión F_1 en el lado tenso es mayor que la tensión F_2 en el “lado flojo”, por lo tanto hay una fuerza impulsora neta sobre las poleas, que es igual F_n [22].

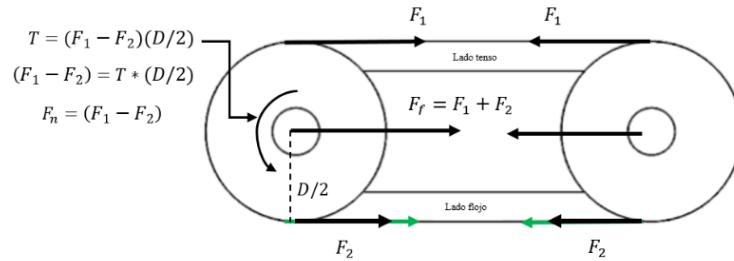


Figura 50. Representación de la fuerza impulsora neta o tangencial.

Fuerza tangencial o impulsadora en la polea

Para determinar la fuerza tangencial o impulsadora se utiliza la Ecuación 10.

$$F_n = \frac{T_1}{(D_2/2)}$$

Datos:

$$T_1 = 135 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$D_2 = 3 \text{ in} = 0,0762 \text{ m.}$$

$$F_n = \frac{135 \text{ N} \cdot \text{m}}{(0,0762 \text{ m}/2)} = \mathbf{3543,31 \text{ N}}$$

Fuerza de flexión, (ver la figura 51).

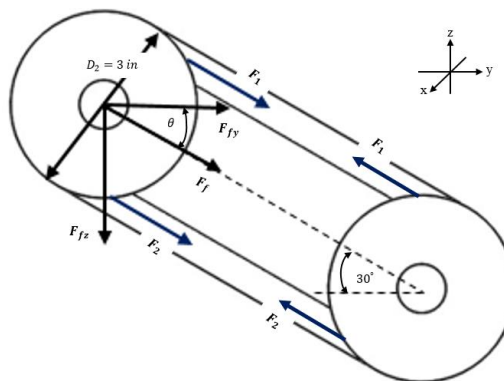
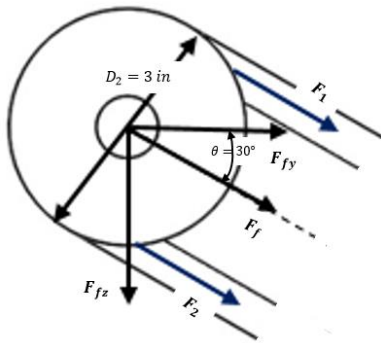


Figura 51. Fuerzas que actúan en la polea.

Se utiliza la Ecuación 11 para determinar la fuerza de flexión que ejerce en la polea del rodillo estampador.

$$F_f = C \cdot F_n$$

Para correas trapezoidales o tipo V, C se tomó el valor de 1,5 [22], eligiéndose un valor de 2.



Fuerza de flexión

$$F_f = 2 \cdot F_n$$

$$F_f = 2 \cdot 3543,31 \text{ N}$$

$$F_f = 7086,61 \text{ N}$$

Componentes de la fuerza de flexión

En el eje Y

$$F_{fy} = F_f \cdot \cos(\theta)$$

Datos:

$$\theta = 30^\circ$$

$$F_{fy} = 7086,61 \text{ N} \cdot \cos(30)$$

$$F_{fy} = 6137,19 \text{ N}$$

En el eje Z

$$F_{fz} = F_f \cdot \sin(\theta)$$

$$F_{fz} = 7086,61 \text{ N} \cdot \sin(30)$$

$$F_{fz} = 3543,31 \text{ N}$$

Fuerzas en los engranajes

La figura 52 muestra las fuerzas del engranaje recto y el ángulo de presión.

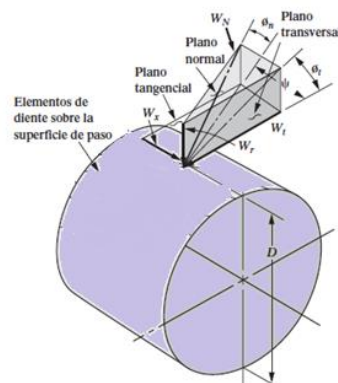


Figura 52. Fuerzas que actúan en la superficie de paso en el engranaje.

La figura 53 muestra las fuerzas radial y tangencial en los engranajes.

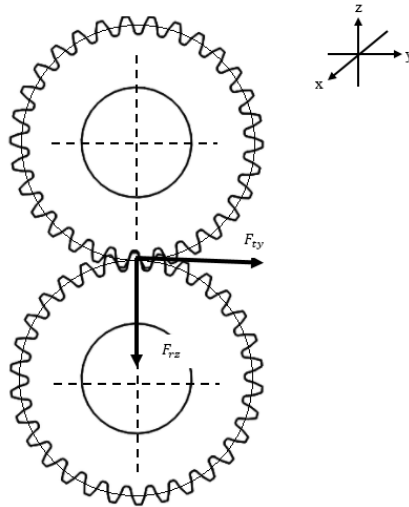


Figura 53. Fuerzas que actúan en el engranaje recto.

Fuerza tangencial

Para determinar la fuerza tangencial en el engranaje recto a partir del torque producido se utiliza la Ecuación 8.

$$F_{ty} = \frac{T_1}{D_p/2}$$

Datos:

$$T_1 = 135 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$D_p/2 = 0,0381 \text{ m.}$$

$$F_{ty} = \frac{135 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,0381 \text{ m}} = 3543,31 \text{ N}$$

Fuerza radial

Una vez hallada la fuerza tangencial, se determina la fuerza radial del engranaje recto a través de la Ecuación 9.

$$F_{rz} = F_{ty} * \text{tang}(\varnothing)$$

Datos:

$\varnothing = \text{Ángulo de presión del perfil del diente [20°]}$.

$$F_{rz} = 3543,31 \text{ N} * \text{tang}(20) = \mathbf{1289,66 \text{ N}}$$

Diagrama de cuerpo libre del rodillo estampador

La figura 54 muestra el diagrama con los componentes del rodillo estampador de cera de abeja.

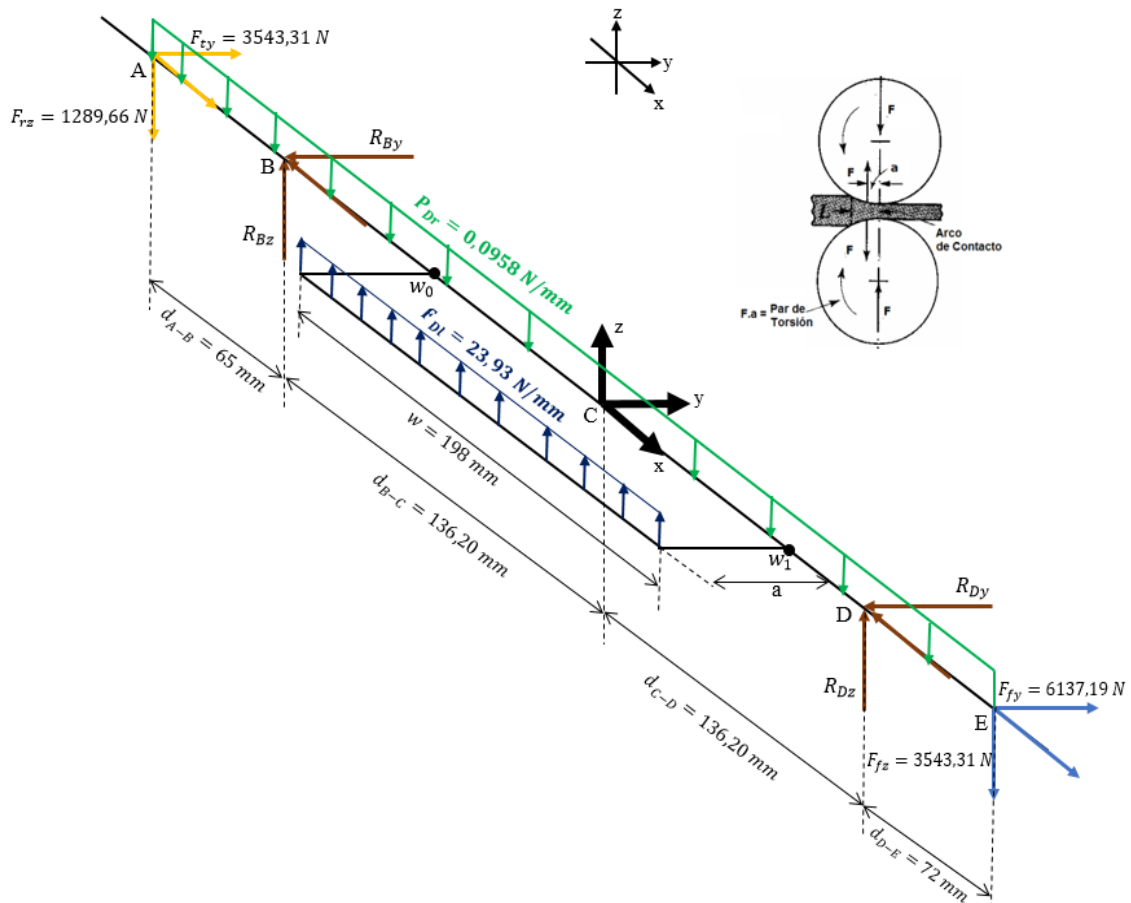


Figura 54. Diagrama de cuerpo libre del rodillo.

Diagrama de cuerpo libre con fuerzas distribuidas en el plano X-Z

La figura 55 muestra las fuerzas distribuidas que ejercen en la polea, engranajes y rodamientos en los planos x-z.

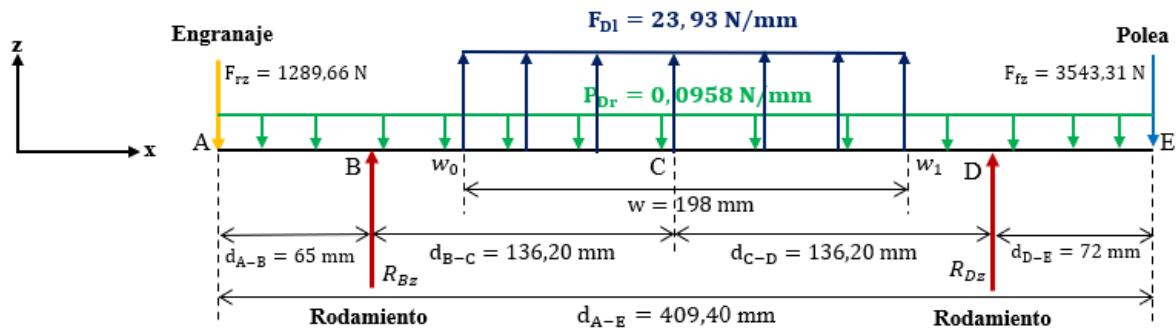


Figura 55. Diagrama de cuerpo libre con fuerzas distribuidas en el eje Z.

Peso del rodillo

$$P_r = m * g \quad \text{Ec. 27.}$$

Datos:

$$m = 4 \text{ kg.}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2.$$

$$P_r = 4 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 39,24 \text{ N}$$

Fuerza distribuida de laminado

$$F_{Dl} = \frac{F_{rL}}{w} \quad \text{Ec. 28.}$$

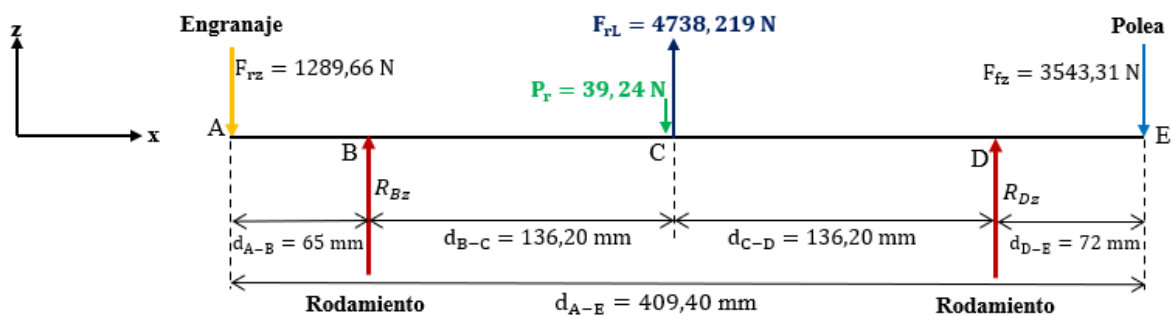
$$F_{Dl} = \frac{4738,219 \text{ N}}{198 \text{ mm}} = 23,93 \text{ N/mm}$$

Fuerza distribuida del peso del rodillo

$$P_{Dr} = \frac{P_r}{d_5} \quad \text{Ec. 29.}$$

$$P_{Dr} = \frac{4 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{409,4 \text{ mm}} = 0,0958 \text{ N/mm}$$

Diagrama de cuerpo libre con fuerzas puntuales en el plano X-Z



Sumatoria de fuerzas en Z

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{rL} + R_{Dz} + R_{Bz} - F_{fz} - F_{rz} - P_r = 0$$

$$\therefore R_{Bz} = F_{fz} + F_{rz} + P_r - F_{rL} - R_{Dz}$$

$$R_{Bz} = 3543,31 \text{ N} + 1289,66 \text{ N} + 39,24 \text{ N} - 4738,219 \text{ N} - R_{Dz}$$

$$R_{Bz} = 133,99 \text{ N} - 1822,64 \text{ N} = -\mathbf{1688,75 \text{ N}}$$

Sumatoria de momentos en M_B

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{rz} * d_{A-B} + R_{Dz} * (d_{C-D} + d_{B-C}) + F_{rL} * d_{B-C} - F_{fz} * (d_{D-E} + d_{C-D} + d_{B-C}) - P_r * d_{B-C} = 0$$

$$\therefore R_{Dz} = \frac{F_{fz} * (d_{D-E} + d_{C-D} + d_{B-C}) + P_r * d_{B-C} - F_{rz} * d_{A-B} - F_{rL} * d_{B-C}}{(d_{C-D} + d_{B-C})}$$

$$R_{Dz} = \frac{3543,31 \text{ N} * (72 \text{ mm} + 136,20 \text{ mm} + 136,20 \text{ mm}) + 39,24 \text{ N} * 136,20 \text{ mm} - 1289,66 \text{ N} * 65 \text{ mm} - 4738,219 \text{ N} * 136,20 \text{ mm}}{(136,20 \text{ mm} + 136,20 \text{ mm})}$$

$$\mathbf{R_{Dz} = 1822,64 \text{ N}}$$

Diagrama de cuerpo libre del plano X-Y

La figura 56 muestra las fuerzas que ejercen en la polea, engranajes y rodamientos en los planos x-y.

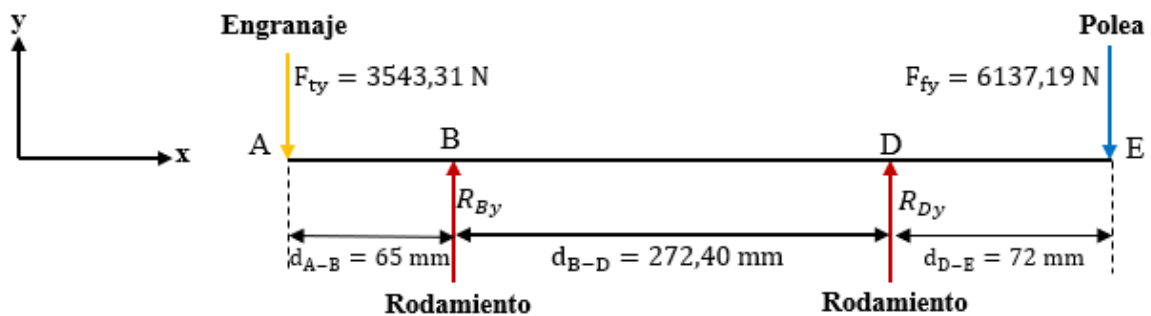


Figura 56. Diagrama de cuerpo libre en el eje Y.

Sumatoria de fuerzas en Y

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{By} + R_{Dy} - F_{ty} - F_{fy} = 0$$

$$\therefore R_{By} = F_{ty} + F_{fy} - R_{Dy}$$

$$R_{By} = 3543,31 \text{ N} + 6137,19 \text{ N} - R_{Dy}$$

$$R_{By} = 9680,5 - 6913,85 \text{ N} = \mathbf{2766,65 \text{ N}}$$

Sumatoria de momentos en M_B

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{ty} * d_{A-B} + R_{Dy} * (d_{B-D}) - F_{fy} * (d_{D-E} + d_{B-D}) = 0$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{fy} * (d_{D-E} + d_{B-D}) - F_{ty} * d_{A-B}}{(d_{B-D})}$$

$$R_{Dy} = \frac{6137,19 \text{ N} * (72 \text{ mm} + 272,4 \text{ mm}) - 3543,31 \text{ N} * 65 \text{ mm}}{272,4 \text{ mm}}$$

$$\mathbf{R_{Dy} = 6913,85 \text{ N}}$$

Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores

La figura 57 muestra las fuerzas cortantes y momentos flectores en el rodillo.

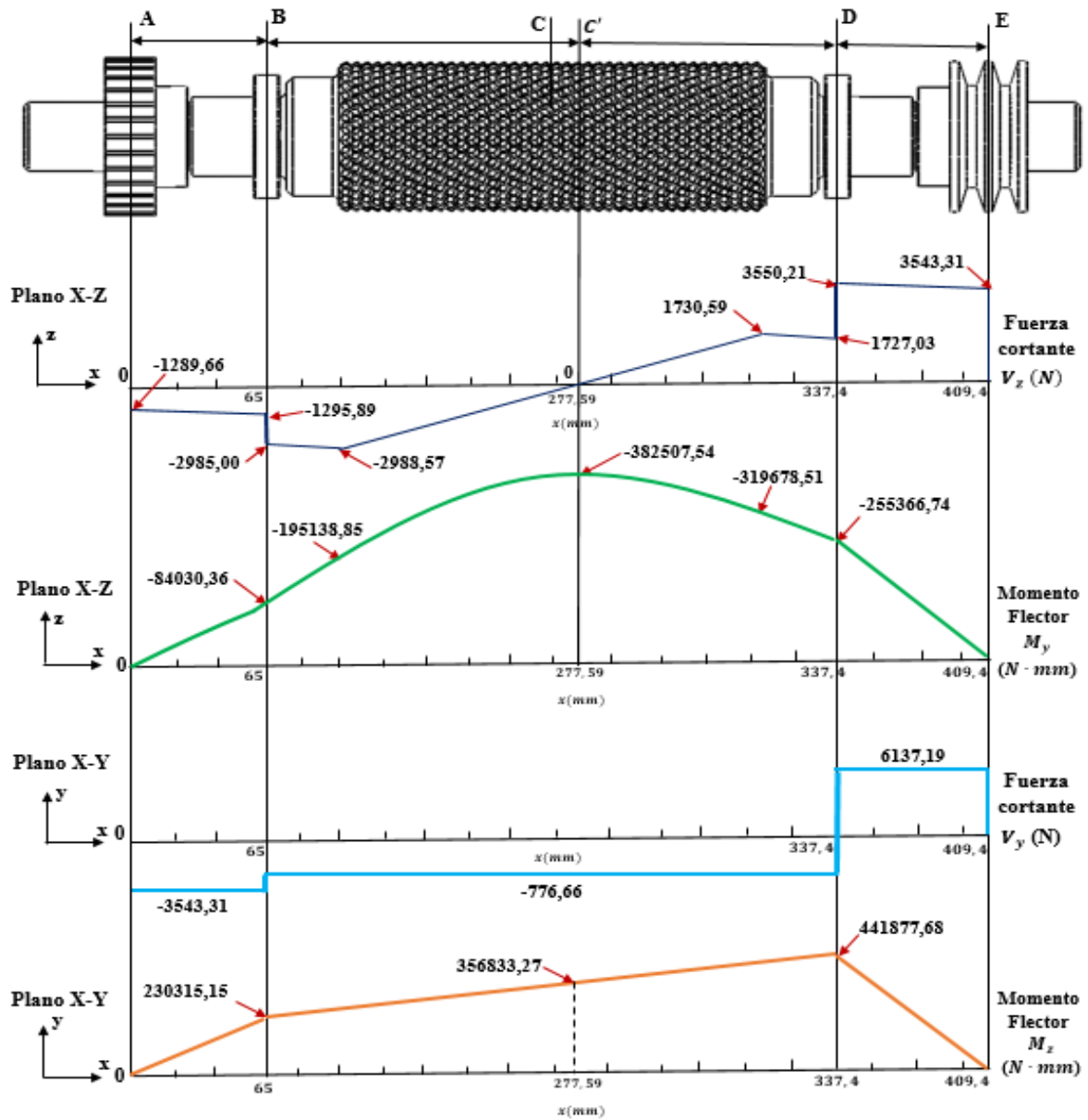


Figura 57. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores.

Nota: Para los planos x-z el momento flector máximo se desfasa del centro a igual que las fuerzas cortantes, (ver la figura 57).

Los diagramas fueron obtenidos en los software SAP2000 V22, Ftool y MDSolids.

De no verse correctamente los gráficos, esto debe realizarse manualmente (ver **Anexos 8-9-10**).

Dimensionamiento de los diámetros de los ejes

Datos:

$$T_1 = 135 \text{ N.m}$$

$$S_y = 275 \text{ MPa} = 275 \times 10^6 \text{ Pa.}$$

$$S'_e = 0,4 * S_{ut} = 0,4 * 310 \text{ MPa} = 124 \text{ MPa.}$$

$$N_s = 2.$$

Diámetro interno de la polea en el punto E

Para dimensionar el diámetro de un eje se utiliza la Ecuación 12, para este caso se utiliza la norma ANSI B 106.IM-1985 [23]. Esta también se puede utilizar para el diseño de flexión y torsión.

$$d_7 = \left[\left(\frac{32 * N_s}{\pi} \right) * \sqrt{\left(\frac{k_f * M_E}{S'_e} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Dato:

M_E = Momento de flexión máxima en la polea en el punto E es igual a cero, porque es un extremo libre del eje, (ver la figura 57).

$$d_7 = \left[\left(\frac{32 * 2}{\pi} \right) * \sqrt{0 + \frac{3}{4} * \left(\frac{135 \text{ N.m}}{275 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$d_7 = 0,02054 \text{ m} = \mathbf{20,54 \text{ mm}}$$

Momento máximo en el punto D

Referido a la figura 57, la flexión en el punto D es la resultante de los momentos en los planos z-y, determinándose por la siguiente ecuación.

$$M_D = \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2} \quad \mathbf{Ec. 30.}$$

Datos:

$$M_y = 255366,74 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

$$M_z = 441877,68 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

$$M_D = \sqrt{(255366,74 \text{ N} \cdot \text{mm})^2 + (441877,68 \text{ N} \cdot \text{mm})^2}$$

$$M_D = 510360,71 \text{ N} \cdot \text{mm} = \mathbf{510,36 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Diámetro interno del rodamiento en el punto D

Se utiliza la Ecuación 12 para determinar el diámetro de un eje en el punto D.

$$d_6 = \left[\left(\frac{32 * N_s}{\pi} \right) * \sqrt{\left(\frac{k_f * M_D}{S'_e} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Dato:

$$k_t = 1,5.$$

$$d_6 = \left[\left(\frac{32 * 2}{\pi} \right) * \sqrt{\left(\frac{1,5 * 510,36 \text{ N} \cdot \text{m}}{124 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{135 \text{ N} \cdot \text{m}}{275 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$d_6 = 0,05014 \text{ m} = \mathbf{50,14 \text{ mm}}$$

Diámetro interno del rodamiento en el punto B

Para este estudio el diámetro de los rodamientos en los puntos B y D serán iguales.

Diámetro interno del engranaje punto A

Para determinar el diámetro del eje en el punto A se utiliza la Ecuación 12.

$$d_1 = \left[\left(\frac{32 * N_s}{\pi} \right) * \sqrt{\left(\frac{k_f * M_A}{S'_e} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

Dato:

M_A = Momento de flexión máxima en el engranaje en el punto A es igual a cero, porque es

un extremo libre del eje, (ver la figura 57).

$$d_1 = \left[\left(\frac{32 * 2}{\pi} \right) * \sqrt{0 + \frac{3}{4} * \left(\frac{135 \text{ N.m}}{275 * 10^6 \text{ Pa}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$d_1 = 0,02054 \text{ m} = \mathbf{20,54 \text{ mm}}$$

Resultados de los diámetros calculados

Tabla 15. Diámetros calculados.

Partes según su ubicación	Diámetros calculados	Diámetros estandarizados
Polea E	20,54 mm	30 mm
Rodamiento D	50,14 mm	50 mm
Rodamiento B	50,14 mm	50 mm
Engranaje A	20,54 mm	30 mm

4.1.7. Selección del rodamiento para el rodillo de la máquina

Después de haber determinado el diámetro del eje se seleccionó el rodamiento rígido de una hilera de bolas, (ver la figura 58).

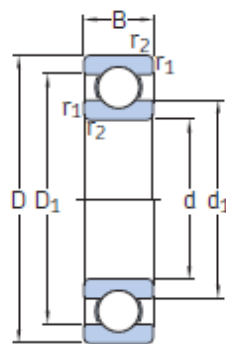


Figura 58. Dimensiones del rodamiento.

Dimensiones principales del rodamiento

En la tabla 16 se muestran las características del rodamiento de una hilera seleccionado (Anexo 11).

Tabla 16. Dimensiones del rodamiento.

Dimensiones principales			Designación
d	D	B	
50 mm	65 mm	7 mm	61810

4.1.7.1. Vida nominal del rodamiento

El rodamiento está relacionado con la lubricación y las condiciones de trabajo, SKF recomienda utilizar la vida nominal.

La vida especificada para una máquina operando 8 horas diarias se puede tener una relación de 20000-30000 horas [43] (**Anexo 12**).

4.1.8. Cuñas para el eje

En el **Anexo 13** se muestra la cuña cuadrada seleccionada, tal como se especifica en la norma ANSI B17.1-1967 (R 2013) [44], y el material seleccionado es de duraluminio.

Tabla 17. Dimensiones de la cuña.

Diámetro del eje		Tamaño nominal de la cuña	
Más de	Hasta (incl.)	Ancho (W)	Cuadrada, Altura (H)
$1\frac{1}{4}$ in	$1\frac{3}{8}$ in	$\frac{5}{16}$ in	$\frac{5}{16}$ in

4.1.8.1. Dimensiones del cuñero

La figura 59 se muestra las dimensiones del cuñero y la para calcular la altura del cuñero se utiliza la siguiente Ecuación:

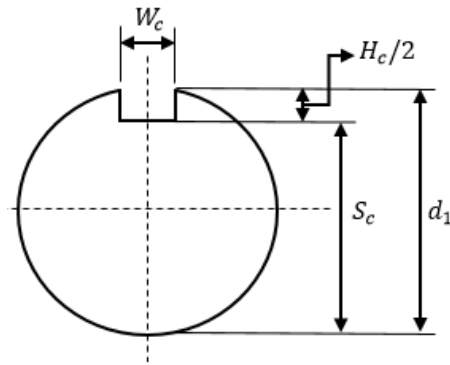


Figura 59. Dimensiones del cuñero.

Altura del cuñero en el eje

$$S_c = \frac{d_1 - H_c + \sqrt{(d_1)^2 - (W_c)^2}}{2} \quad \text{Ec. 31.}$$

Datos:

$$d_1 = 30 \text{ mm}$$

$$H_c = \frac{5}{16} \text{ in} = 7,937 \text{ mm.}$$

$$W_c = \frac{5}{16} \text{ in} = 7,937 \text{ mm.}$$

$$S_c = \frac{30 \text{ mm} - 7,937 \text{ mm} + \sqrt{(30 \text{ mm})^2 - (7,937 \text{ mm})^2}}{2}$$

$$S_c = 26,55 \text{ mm}$$

La figura 60 muestra la fuerza en la superficie del eje, en la polea y en el engranaje recto.

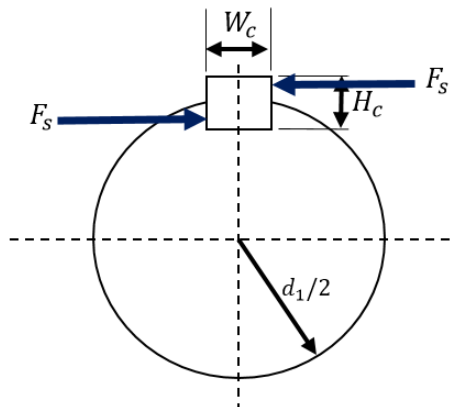


Figura 60. Fuerzas que actúan en el cuñero.

Fuerza en la superficie del eje en la polea

$$F_s = \frac{T_1}{(d_1/2)} \quad \text{Ec. 32.}$$

Datos:

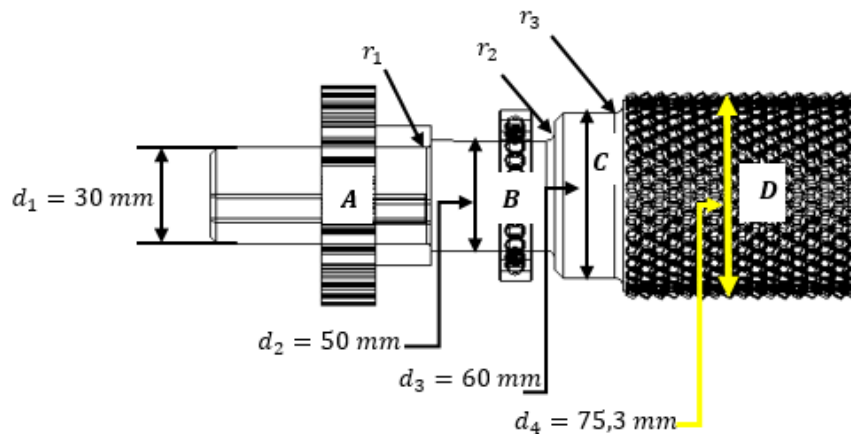
$$T_1 = 135 \text{ N} \cdot \text{m.}$$

$$d_1 = 30 \text{ mm} = 0,03 \text{ m.}$$

$$F_s = \frac{135 \text{ N} \cdot \text{m}}{(0,03 \text{ m}/2)} = \mathbf{9000 \text{ N}}$$

Nota: Fuerza en la superficie del eje se aplica en la polea y en el engranaje.

4.1.9. Radio del chaflán para el mecanizado de los ejes

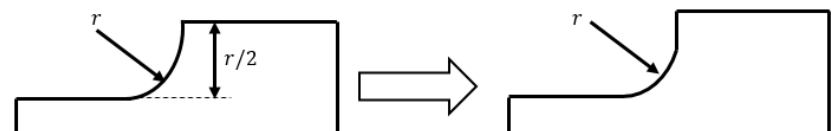


En la siguiente tabla se muestran los diámetros respectivos del eje.

Tabla 18. Diámetros del eje.

$d_1 = 30 \text{ mm}$	$d_3 = 60 \text{ mm}$
$d_2 = 50 \text{ mm}$	$d_4 = 75,3 \text{ mm}$

4.1.9.1. Radios del chaflán



Tramo A-B

$$r_1 = \frac{d_2 - d_1}{2}$$

$$r_1 = \frac{50 \text{ mm} - 30 \text{ mm}}{2} = 10 \text{ mm}$$

$$r_1 = \frac{10 \text{ mm}}{2} = \mathbf{5 \text{ mm}}$$

Tramos B-C

$$r_2 = \frac{d_3 - d_2}{2}$$

$$r_2 = \frac{60 \text{ mm} - 50 \text{ mm}}{2} = 5 \text{ mm}$$

$$r_2 = \frac{5 \text{ mm}}{2} = \mathbf{2,5 \text{ mm}}$$

Ec. 33.

Tramos C-D

$$r_3 = \frac{d_4 - d_3}{2}$$

$$r_3 = \frac{75,3 \text{ mm} - 60 \text{ mm}}{2} = 7,65 \text{ mm}$$

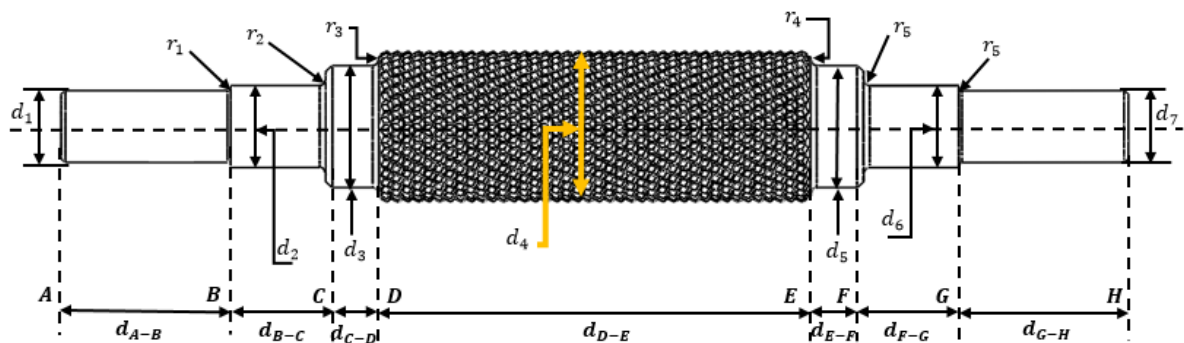
$$r_3 = \frac{7,65 \text{ mm}}{2} = \mathbf{3,82 \text{ mm}}$$

En la siguiente tabla se muestra el resumen de los radios de chaflán en el eje.

Tabla 19. Radios de chaflán.

Tramo A-B	$r_1 = 5 \text{ mm}$
Tramo B-C	$r_2 = 2,5 \text{ mm}$
Tramo C-D	$r_3 = 3,82 \text{ mm}$

Dimensiones finales del eje de la máquina estampadora de cera de abeja



En la siguiente tabla se muestran las dimensiones finales del rodillo.

Tabla 20. Dimensiones del rodillo.

Especificación	Descripción	Unidades (mm)
$d_1 = d_7$	Diámetro de la polea será igual al diámetro del engranaje.	30
$d_2 = d_6$	Diámetro del rodamiento.	50
$d_3 = d_5$	Diámetro libre son libres del rodillo y no requieren diseño.	60
d_4	Diámetro del rodillo.	75,3
Radios de chaflán		
$r_1 = r_6$	Radios de chaflán en la polea y en el engranaje.	5
$r_2 = r_5$	Radios de chaflán en los rodamientos.	2,5
$r_3 = r_4$	Radios de chaflán en el diámetro libre.	3,82
Distancia del rodillo		
d_{A-B}	Distancia A-B	64
$d_{B-C} = d_{F-G}$	Distancia B-C y distancia F-G	45
$d_{C-D} = d_{E-F}$	Distancia C-D y distancia E-F	25
d_{D-E}	Distancia D-F	203,55
d_{G-H}	Distancia G-H	53,49

4.1.10. Vida útil de bandas

Potencia de diseño

Con la Ecuación 2 se determinará la potencia de diseño del motorreductor lineal que servirá para el funcionamiento de la máquina estampadora cera de abeja.

Anteriormente se seleccionó el motorreductor lineal de 1/4 Hp.

$$P_d = P * FS$$

Datos:

FS = 1,2 (Anexo 14).

$$P_d = 0,25 \text{ Hp} * 1,2 = \mathbf{0,3 \text{ Hp}}$$

- **Distancia entre centros de las poleas**

La distancia se podrá ajustar según el requerimiento del montaje, como se muestra en la figura 61.

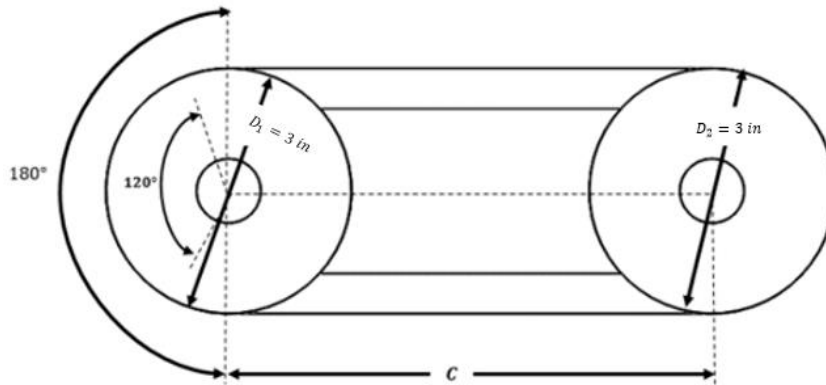


Figura 61. Distancia entre centros.

Según el manual de poleas en V INTERMEC [41], recomienda calcular 3 tipos de distancia.

Datos con los diámetros de las poleas:

$$D_1 = 3 \text{ in} = 0,0762 \text{ m.}$$

$$D_2 = 3 \text{ in} = 0,0762 \text{ m.}$$

Distancia recomendada

$$C_{\text{rec}} = 1,5 * (D_1 + D_2)$$

$$C_{\text{rec}} = 1,5 * (0,0762 \text{ m} + 0,0762 \text{ m})$$

$$C_{\text{rec}} = \mathbf{0,23 \text{ m}}$$

Distancia mínima

$$C_{\text{min}} = 0,7 * (D_1 + D_2)$$

$$C_{\text{min}} = 0,7 * (0,0762 \text{ m} + 0,0762 \text{ m})$$

$$C_{\text{min}} = \mathbf{0,11 \text{ m}}$$

Distancia máxima

$$C_{\text{máx}} = 2 * (D_1 + D_2)$$

$$C_{\text{máx}} = 2 * (0,0762 \text{ m} + 0,0762 \text{ m})$$

$$C_{\text{máx}} = \mathbf{0,30 \text{ m}}$$

Longitud de bandas en V

$$L_p = 2 * C_{\text{máx}} + 1,57 * (D_1 + D_2) + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4 * C_{\text{máx}}} \quad \text{Ec. 34.}$$

$$L_p = 2 * 0,30 \text{ m} + 1,57 * (0,0762 \text{ m} + 0,0762 \text{ m}) + \frac{(0,0762 \text{ m} + 0,0762 \text{ m})^2}{4 * 0,30 \text{ m}}$$

$$L_p = \mathbf{0,86 \text{ m}}$$

Velocidad de la banda

La correa solo está en contacto en los puntos A-B, correspondiente a la mitad de la polea (ver la figura 62).

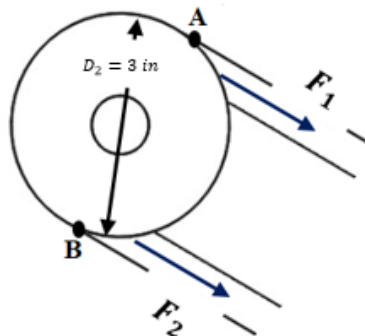


Figura 62. Punto de contacto de la correa.

$$v_b = \frac{2 * \pi * (D_2/2) * N_1}{60} \quad \text{Ec. 35.}$$

Datos:

$$N_1 = 10 \text{ rpm}$$

$$D_2/2 = 0,0381 \text{ m.}$$

$$v_b = \frac{2 * \pi * 0,0381 \text{ m} * 10 \text{ rpm}}{60} = \mathbf{0,0398 \text{ m/s}}$$

Factores de corrección por arco de contacto de la polea motriz

$$\frac{(D_1 - D_2)}{c}$$

$$\frac{(0,0762 \text{ m} - 0,0762 \text{ m})}{0,30 \text{ m}} = 0,00$$

A partir del **Anexo 15**, se seleccionó el arco de contacto y el factor de corrección dado por:

$$\theta_c = 180^\circ = 3,14 \text{ rad}$$

$$K_1 = 1,00$$

Potencia permitida por banda

$$P_a = K_1 * K_2 * P_{\text{tab}}$$

Datos:

$$P_{\text{tab}} = 0,66 \text{ Hp (Anexo 16).}$$

$$K_2 = 0,85 \text{ (Anexo 17).}$$

$$P_a = 1,00 * 0,85 * 0,66 \text{ Hp} = \mathbf{0,561 \text{ Hp}}$$

Número de bandas

Empleando la Ecuación 1, se determinó el número de bandas.

$$N_b = \frac{P_d}{P_a}$$

Dato:

$$P_d = 0,3 \text{ Hp.}$$

$$N_b = \frac{0,3 \text{ Hp}}{0,561 \text{ Hp}} \cong 1$$

Teóricamente se obtiene que el número de bandas es 1, pero con el fin de asegurar el funcionamiento de la máquina se adoptó por seleccionar una polea de dos carriles, es decir, dos bandas $N_b = 2$.

Fuerza centrífuga

$$F_c = \frac{m}{L_p} * (v_b)^2 \quad \text{Ec. 36.}$$

Datos:

$$m = 0,23 \text{ lb} = 0,10 \text{ kg (Anexo 18).}$$

$$L_p = 0,86 \text{ m}$$

$$v_b = 0,0398 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$F_c = \frac{0,10 \text{ kg}}{0,86 \text{ m}} * \left(0,0398 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 1,84 \times 10^{-4} \text{ N}$$

Variación de fuerza ΔF

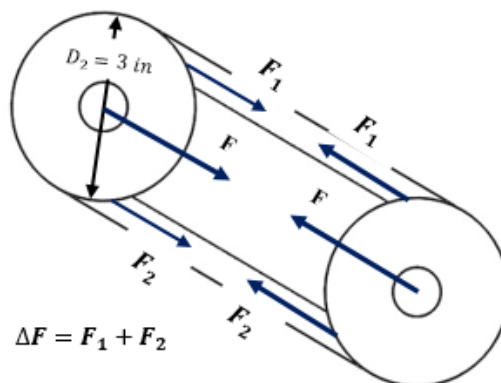


Figura 63. Fuerzas en la correa.

$$\Delta F = \frac{P_d / N_b}{n * (D_2 / 2)} \quad \text{Ec. 37.}$$

Dato:

$$P_d = 0,3 \text{ Hp} = 223,71 \frac{\text{J}}{\text{s}} \left(\frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$\Delta F = \frac{223,71 \frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{s}} / 2}{1,05 \text{ rad/s} * (0,0762 \text{ m} / 2)} = 2796,02 \text{ N}$$

Fuerza F_1 , (ver la figura 63).

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F * e^{(f\theta_c)}}{e^{(f\theta_c)} - 1} \quad \text{Ec. 38.}$$

Datos:

$$f = 0,4 \text{ (Anexo 19).}$$

$$\theta_c = 180^\circ = 3,14 \text{ rad (Anexo 15).}$$

$$F_1 = 1,84 \times 10^{-4} \text{ N} + \frac{2796,02 \text{ N} * e^{(0,4 * 3,14)}}{e^{(0,4 * 3,14)} - 1}$$

$$F_1 = 3908,38 \text{ N}$$

Fuerza F_2 , (ver la figura 63).

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad \text{Ec. 39.}$$

$$F_2 = 3908,38 \text{ N} - 2796,02 \text{ N} = 1112,36 \text{ N}$$

Factor de seguridad

$$n_{fs} = \frac{P_a * N_b}{P * K_{s,bandas}}$$

Dato:

$$K_{s,bandas} = 1,3 \text{ (Anexo 20).}$$

$$n_{fs} = \frac{0,561 \text{ Hp} * 2}{0,25 \text{ Hp} * 1,3} = 3,45$$

Tensiones en las bandas

Tensión T_a

$$T_a = F_1 + \frac{K_b}{D_2}$$

Datos:

$K_b = 220 \text{ lbf} \cdot \text{in} = 24,86 \text{ N} \cdot \text{m}$ (**Anexo 21**).

$$T_a = 3908,38 \text{ N} + \frac{24,86 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,0762 \text{ m}} = \mathbf{4234,63 \text{ N}}$$

Tensión T_b

$$T_b = F_1 + \frac{K_b}{D_1}$$

$$T_b = 3908,38 \text{ N} + \frac{24,86 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,0762 \text{ m}} = \mathbf{4234,63 \text{ N}}$$

Número de giros o pasadas de la banda

$$N_{g.p} = \left[\left(\frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1}$$

Datos:

$K = 674 \text{ lbf} = 2998,10 \text{ N}$ (**Anexo 22**).

$b = 11,089$ (**Anexo 22**).

$$N_{g.p} = \left[\left(\frac{2998,10 \text{ N}}{4234,63 \text{ N}} \right)^{-11,089} + \left(\frac{2998,10 \text{ N}}{4234,63 \text{ N}} \right)^{-11,089} \right]^{-1}$$

$$N_{g.p} = \mathbf{1 \times 10^{-2} \text{ giros}}$$

Tiempo de vida de la banda

$$t_{vb} = \frac{N_{g.p} * L_p}{v_b}$$

$$t_{vb} = \frac{1 \times 10^{-2} * 0,86 \text{ m}}{0,0398 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0,21608 \text{ s}$$

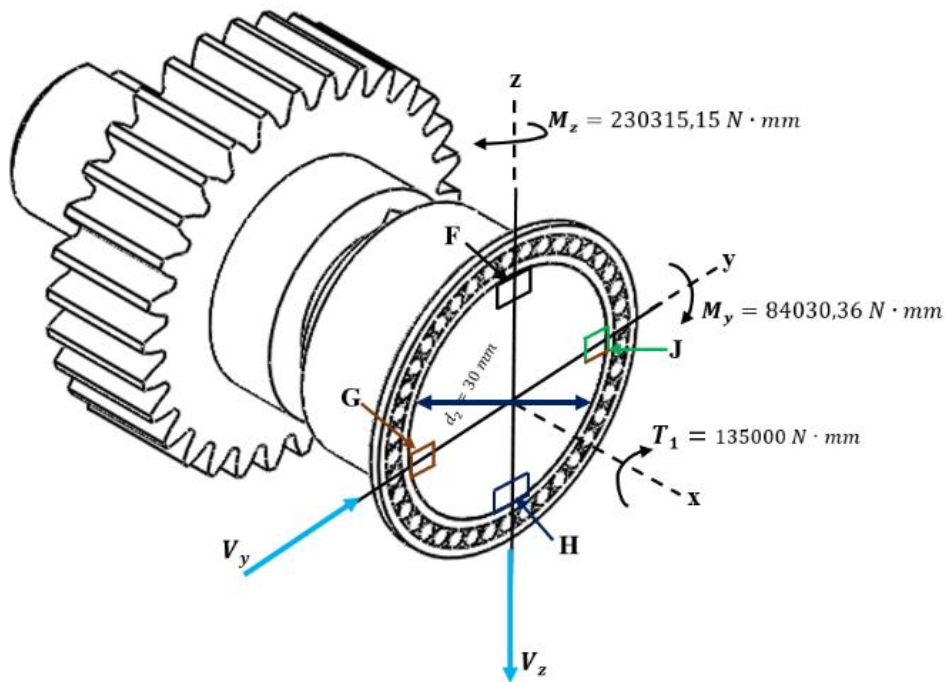
$$t_{vb} = 6 \times 10^{-5} \text{ h}$$

El tiempo de vida de servicio de la banda es 6×10^{-5} h.

Nota: Teóricamente el tiempo de vida de las bandas es demasiado bajo, pero al ser una máquina que va a operar a bajar revoluciones, este criterio se puede omitir.

4.1.11. Esfuerzos y factor de seguridad en el rodillo

Esfuerzo en el punto B



Momento en el punto B

Para determinar los momentos en los puntos B, C', D, se utilizó la Ecuación 30.

$$M_B = \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2}$$

$$M_B = \sqrt{(84030,36 \text{ N} \cdot \text{mm})^2 + (230315,15 \text{ N} \cdot \text{mm})^2}$$

$$M_B = 245165,5965 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Para determinar la fuerza normal por flexión y por torsión en el eje, se calculó a partir de las Ecuaciones 13 y 14.

Esfuerzo normal por flexión en el punto B Esfuerzo cortante solo por torsión en el punto B

$$\sigma_B = \frac{M_B * c}{I} = \frac{M_B * (d_2/2)}{\frac{\pi}{4} * (d_2/2)^4}$$

$$\tau_B = \frac{T_1 * c}{J} = \frac{T_1 * (d_2/2)}{\frac{\pi}{2} * (d_2/2)^4}$$

$$\sigma_B = \frac{245165,5965 \text{ N} \cdot \text{mm} * (30 \text{ mm}/2)}{\frac{\pi}{4} * \left(\frac{30 \text{ mm}}{2}\right)^4}$$

$$\tau_B = \frac{135000 \text{ N} \cdot \text{mm} * (30 \text{ mm}/2)}{\frac{\pi}{2} * \left(\frac{30 \text{ mm}}{2}\right)^4}$$

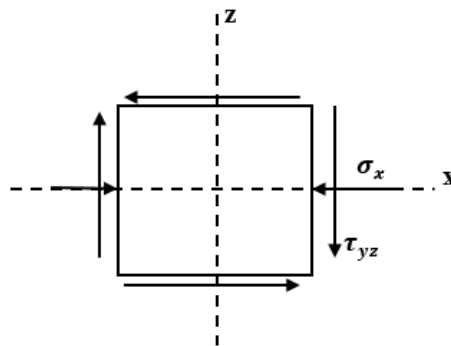
$$\sigma_B = 92,49 \text{ MPa}$$

$$\tau_B = 25,46 \text{ MPa}$$

Plano de esfuerzos

$$\sigma_B = \sigma_x = 92,49 \text{ MPa}$$

$$\tau_B = \tau_{yz} = 25,46 \text{ MPa}$$



Esfuerzo máximo

A partir de la Ecuación 15, se determinó el esfuerzo máximo que puede soportar un elemento.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{yz})^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{92,49 \text{ MPa} + 0}{2} + \sqrt{\left(\frac{92,49 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (25,46 \text{ MPa})^2} = 71,28 \text{ MPa}$$

Esfuerzo mínimo

Mediante la Ecuación 16, se determinó que el esfuerzo mínimo que puede soportar un elemento.

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{yz})^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{92,49 \text{ MPa} + 0}{2} - \sqrt{\left(\frac{92,49 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (25,46 \text{ MPa})^2} = -\mathbf{34,39 \text{ MPa}}$$

Esfuerzo cortante máximo

Para determinar el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento se iguala al esfuerzo cortante máximo, para lo cual se emplea la Ecuación 17.

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{yz})^2} = \sqrt{\left(\frac{92,49 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (25,46 \text{ MPa})^2} = \mathbf{52,79 \text{ MPa}}$$

Esfuerzo de Von Mises

Para determinar el esfuerzo de Von Mises de un elemento, se utiliza la siguiente Ecuación.

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{yz}^2} \quad \text{Ec. 40.}$$

$$\sigma_v = \sqrt{(92,49 \text{ MPa})^2 + 3(25,46 \text{ MPa})^2} = \mathbf{102,46 \text{ MPa}}$$

Factor de seguridad de Von Mises

A partir de la Ecuación 18, se determinó el factor de seguridad del elemento mecánico respectivo.

$$n_v = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{275 \text{ MPa}}{102,46 \text{ MPa}} = \mathbf{2,68}$$

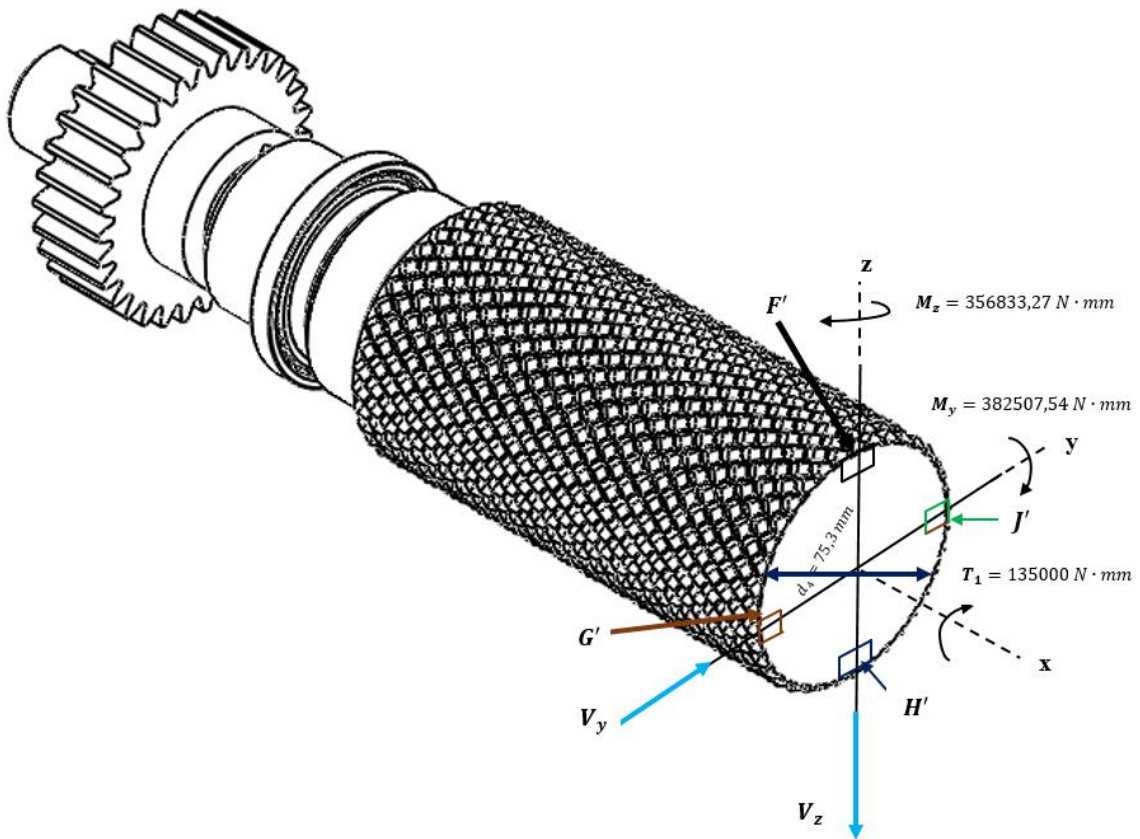
Factor de seguridad mediante la energía máxima de distorsión

A continuación, se determinó el factor de seguridad de energía máxima por distorsión, se puede calcular con la Ecuación 19.

$$n_e = \frac{S_y}{2 * \tau_{\max}} = \frac{275 \text{ MPa}}{2 * 52,79 \text{ MPa}} = 2,60$$

Nota: Las ecuaciones que anteriormente se emplearon, permite realizar los cálculos de los puntos C', D.

Esfuerzo en el punto C'



Se analizó los esfuerzos en el punto C' perteneciente a F', porque la zona va a estar en contacto con el rodillo y la cera de abeja, en esta sección ocurre el momento máximo flexionante generado por la fuerza de laminado.

Momento en el punto C'

$$M_{C'} = \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2}$$

$$M_{C'} = \sqrt{(382507,54 \text{ N} \cdot \text{mm})^2 + (356833,27 \text{ N} \cdot \text{mm})^2}$$

$$M_{C'} = 523108,0201 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Esfuerzo normal por flexión en el punto C'

Esfuerzo cortante solo por torsión en el punto C'

$$\sigma_{C'} = \frac{M_{C'} * c}{I} = \frac{M_y * (d_4/2)}{\frac{\pi}{4} * (d_4/2)^4}$$

$$\tau_{C'} = \frac{T_1 * c}{J} = \frac{T_1 * (d_4/2)}{\frac{\pi}{2} * (d_4/2)^4}$$

$$\sigma_{C'} = \frac{523108,0201 \text{ N} \cdot \text{mm} * (75,3 \text{ mm}/2)}{\frac{\pi}{4} * \left(\frac{75,3 \text{ mm}}{2}\right)^4}$$

$$\sigma_{C'} = \mathbf{12,48 \text{ MPa}}$$

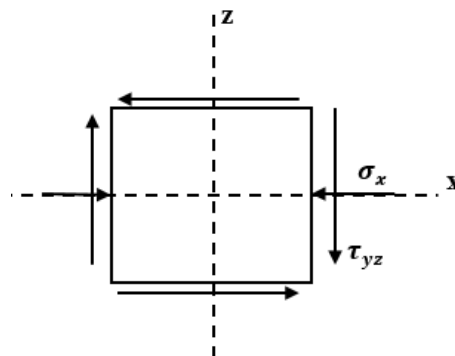
$$\tau_{C'} = \frac{135000 \text{ N} \cdot \text{mm} * (75,3 \text{ mm}/2)}{\frac{\pi}{2} * \left(\frac{75,3 \text{ mm}}{2}\right)^4}$$

$$\tau_{C'} = \mathbf{1,61 \text{ MPa}}$$

Plano de esfuerzos

$$\sigma_{C'} = \sigma_x = 12,48 \text{ MPa}$$

$$\tau_{C'} = \tau_{yz} = 1,61 \text{ MPa}$$



Esfuerzo máximo

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{yz})^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{12,48 \text{ MPa} + 0}{2} + \sqrt{\left(\frac{12,48 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (1,61 \text{ MPa})^2} = \mathbf{12,68 \text{ MPa}}$$

Esfuerzo mínimo

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{yz})^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{12,48 \text{ MPa} + 0}{2} - \sqrt{\left(\frac{12,48 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (1,61 \text{ MPa})^2} = \mathbf{-0,20 \text{ MPa}}$$

Esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{yz})^2} = \sqrt{\left(\frac{12,48 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (1,61 \text{ MPa})^2} = \mathbf{6,44 \text{ MPa}}$$

Esfuerzo de Von Mises

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{zx}^2}$$

$$\sigma_v = \sqrt{(12,48 \text{ MPa})^2 + 3(1,61 \text{ MPa})^2} = \mathbf{12,79 \text{ MPa}}$$

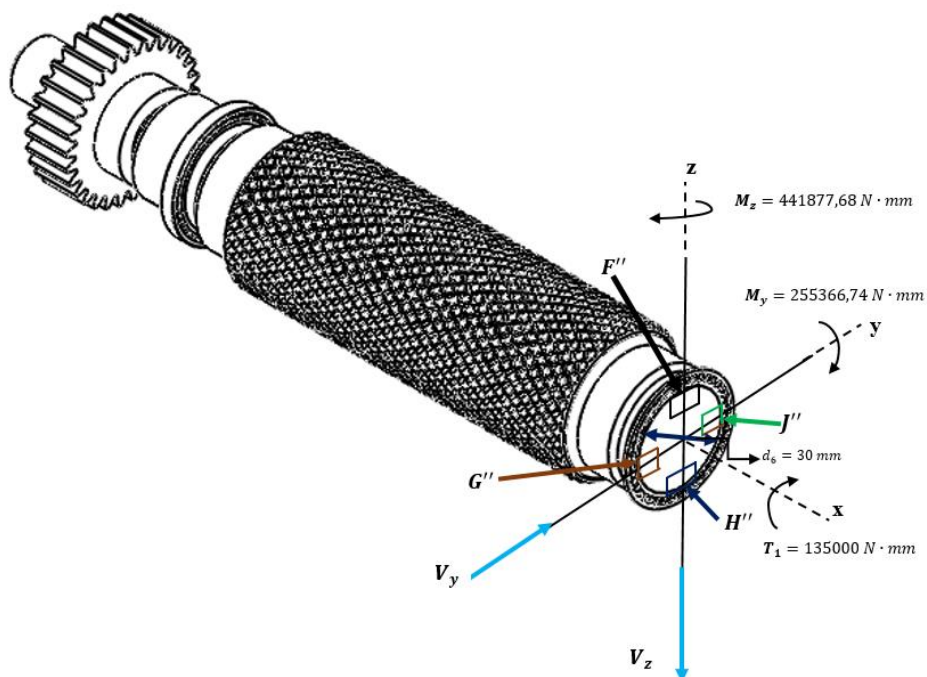
Factor de seguridad de Von Mises

$$n_v = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{275 \text{ MPa}}{12,79 \text{ MPa}} = \mathbf{21,50}$$

Factor de seguridad mediante de energía máxima de distorsión

$$n_e = \frac{S_y}{2 * \tau_{\text{máx}}} = \frac{275 \text{ MPa}}{2 * 6,44 \text{ MPa}} = \mathbf{21,35}$$

Esfuerzo en el punto D



Momento en el punto D

$$M_D = \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2}$$

$$M_D = \sqrt{(441877,68 \text{ N} \cdot \text{mm})^2 + (255366,74 \text{ N} \cdot \text{mm})^2}$$

$$M_D = 510360,7116 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Esfuerzo normal por flexión en el punto D Esfuerzo cortante solo por torsión en el punto D

$$\sigma_D = \frac{M_D * c}{I} = \frac{M_D * (d_6/2)}{\frac{\pi}{4} * (d_6/2)^4}$$

$$\tau_D = \frac{T_1 * c}{J} = \frac{T_1 * (d_6/2)}{\frac{\pi}{2} * (d_6/2)^4}$$

$$\sigma_D = \frac{510360,7116 \text{ N} \cdot \text{mm} * (30 \text{ mm}/2)}{\frac{\pi}{4} * \left(\frac{30 \text{ mm}}{2}\right)^4}$$

$$\sigma_D = 192,54 \text{ MPa}$$

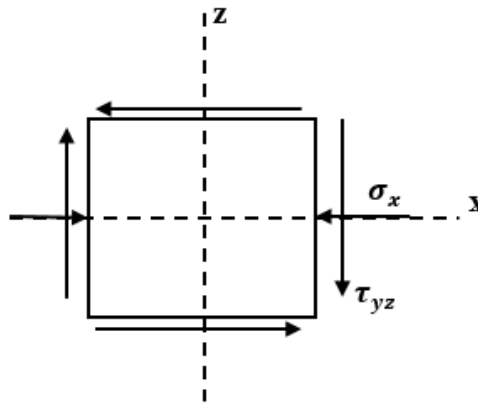
$$\tau_D = \frac{135000 \text{ N} \cdot \text{mm} * (30 \text{ mm}/2)}{\frac{\pi}{2} * \left(\frac{30 \text{ mm}}{2}\right)^4}$$

$$\tau_D = 25,46 \text{ MPa}$$

Plano de esfuerzos

$$\sigma_D = \sigma_x = 192,54 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = \tau_{yz} = 25,46 \text{ MPa}$$



Esfuerzo máximo

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{yz})^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{192,54 \text{ MPa} + 0}{2} + \sqrt{\left(\frac{192,54 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (25,46 \text{ MPa})^2} = 195,85 \text{ MPa}$$

Esfuerzo mínimo

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{yz})^2}$$
$$\sigma_2 = \frac{192,54 \text{ MPa} + 0}{2} - \sqrt{\left(\frac{192,54 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (25,46 \text{ MPa})^2} = -3,31 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{yz})^2} = \sqrt{\left(\frac{192,54 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (25,46 \text{ MPa})^2} = 99,58 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de Von Mises

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{zx}^2}$$
$$\sigma_v = \sqrt{(192,54 \text{ MPa})^2 + 3(25,46 \text{ MPa})^2} = 197,52 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad de Von Mises

Con la Ecuación 11 se determina el factor de seguridad de Von mises para el rodillo.

$$n_v = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{275 \text{ MPa}}{197,52 \text{ MPa}} = 1,39$$

Factor de seguridad mediante de energía máxima de distorsión

$$n_e = \frac{S_y}{2 * \tau_{\text{máx}}} = \frac{275 \text{ MPa}}{2 * 99,58 \text{ MPa}} = 1,38$$

4.1.12. Selección del material y tiempo de durabilidad de los engranajes

Relación de velocidad para los engranes

$$i_e = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad \text{Ec. 41.}$$

$$i_e = \frac{10 \text{ rpm}}{10 \text{ rpm}} = 1$$

Velocidad de la línea de paso

$$v_1 = 2\pi * (D_p/2) * N_1 \quad \text{Ec. 42.}$$

Donde:

El diámetro externo del engranaje es de 80 mm, en este caso se trabajó con el diámetro de paso es de 76,2 mm.

$$D_p = 76,2 \text{ mm} = 0,0762 \text{ m.}$$

$$N_1 = 10 \text{ rpm.}$$

$$v_1 = 2\pi * (0,0762 \text{ m}/2) * 10 \text{ rpm} = 2,39 \text{ m/min}$$

$$v_1 = \mathbf{0,04 \text{ m/s}}$$

Número de ciclos

$$N_c = 60 * V_d * N_1 * q \quad \text{Ec. 43.}$$

Donde:

$$V_d = 25000 \text{ h (Anexo 23).}$$

La vida de diseño en horas para máquinas industriales en general está en el rango de 20000 a 30000 horas.

Para este diseño se hará un promedio

$$V_d = \frac{20000 \text{ h} + 30000 \text{ h}}{2} = 25000 \text{ h}$$

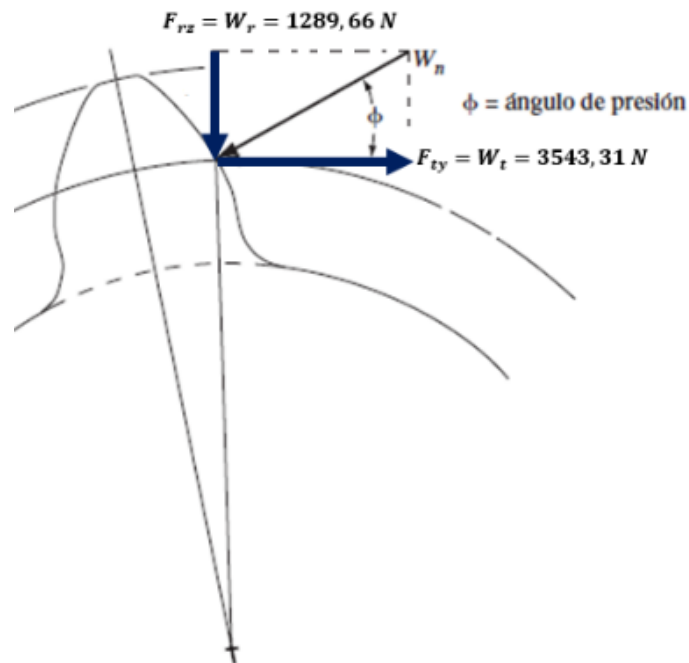
Datos:

$N_1 = 10$ rpm.

$q = 1$.

$$N_c = 60 * 25000 \text{ h} * 10 \text{ rpm} * 1 = 15 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

4.1.12.1. Desgaste de engranes rectos basados en ANSI/AGMA 2001-D04



Esfuerzo de contacto

$$\sigma_c = Z_E * \sqrt{\left(W_t * K_O * K_V * K_S * \frac{K_H}{d_{w1} * b} * \frac{Z_R}{Z_1} \right)} \quad \text{Ec. 44.}$$

Factor de distribución de carga

$$K_H = 1 + C_{p_f} + C_{m_a} \quad \text{Ec. 45.}$$

Donde:

$b = 24 \text{ mm} = 0,94 \text{ in}$, corresponde al ancho de la cara del engranaje recto. En la fórmula C_{p_f} se trabaja con milímetros. C_{m_a} se trabaja en pulgadas.

$$C_{pf} = \frac{b}{10 * d_{w1}} - 0,025 \quad C_{ma} = 0,127 + 0,0158 * b - 1,093 \times 10^{-4} * b^2$$

$$C_{pf} = \frac{24 \text{ mm}}{10 * 76,2 \text{ mm}} - 0,025 \quad C_{ma} = 0,127 + 0,0158 * (0,94) - 1,093 \times 10^{-4} * (0,94)^2$$

$$C_{pf} = \mathbf{0,0065} \quad C_{ma} = \mathbf{0,14}$$

$$K_H = 1 + 0,0065 + 0,14 = \mathbf{1,15}$$

Parámetros de esfuerzo de contacto

En la siguiente tabla se muestran los parámetros que se necesitan para encontrar el esfuerzo de contacto.

Tabla 21. Tabla de parámetros para encontrar el esfuerzo de contacto.

$Z_E = 191\sqrt{\text{MPa}}$ (Anexo 24)	$K_V = 1,05$ (Anexo 26)
$K_O = 1,00$ (Anexo 25)	$Z_I = 0,082$ (Anexo 27)
$K_S = 1,00$ (Anexo 25)	$K_H = 1,15$
$W_t = 3543,31 \text{ N}$	$Z_R = 1$
$d_{w1} = 76,2 \text{ mm}$	$b = 24 \text{ mm}$

$$\sigma_c = 191 \sqrt{\text{MPa}} * \sqrt{\left(3543,31 \text{ N} * 1,00 * 1,05 * 1,00 * \frac{1,15}{76,2 \text{ mm} * 24 \text{ mm}} * \frac{1}{0,082} \right)}$$

$$\sigma_c = 1020,21 \text{ MPa} = \mathbf{147,97 \text{ ksi}}$$

Nota: Según [22] y de acuerdo con la nomenclatura del esfuerzo de contacto admisible, estos también concuerdan con [24].

En [24] se indica la dureza superficial de los aceros de diferentes grados, (ver la figura 64).

Dureza en la superficie	Número de esfuerzo flexionante admisible, s_{af} (ksi)			Número de esfuerzo de contacto admisible, s_{ac} (ksi)		
	Grado 1	Grado 2	Grado 3	Grado 1	Grado 2	Grado 3
Templado por llama o por inducción:						
50 HRC	45	55		170	190	
54 HRC	45	55		175	195	
Cementado y templado						
55-64 HRC	55			180		
58-64 HRC	55	65	75	180	225	275
Aceros templados totales y nitrurados:						
83.5 HR15N	Vea la figura 9-14			150	163	175
84.5 HR15N	Vea la figura 9-14			155	168	180
Nitrurados, nitalloy 135M:^a						
87.5 HR15N	Vea la figura 9-15					
90.0 HR15N	Vea la figura 9-15			170	183	195
Nitrurados, nitalloy N:^a						
87.5 HR15N	Vea la figura 9-15					
90.0 HR15N	Vea la figura 9-15			172	188	205
Nitrurados, 2.5% de cromo (sin aluminio)						
87.5 HR15N	Vea la figura 9-15			155	172	189
90.0 HR15N	Vea la figura 9-15			176	196	216

Figura 64. Dureza en la superficial en los aceros [24].

Una vez determinado el esfuerzo de contacto admisible, se seleccionó el grado y la dureza superficial del material, (ver la figura 64).

Una vez seleccionada la dureza superficial y el grado del acero, se determinó que la dureza de Brinell es mayor de 350 HB, (ver la figura 65).

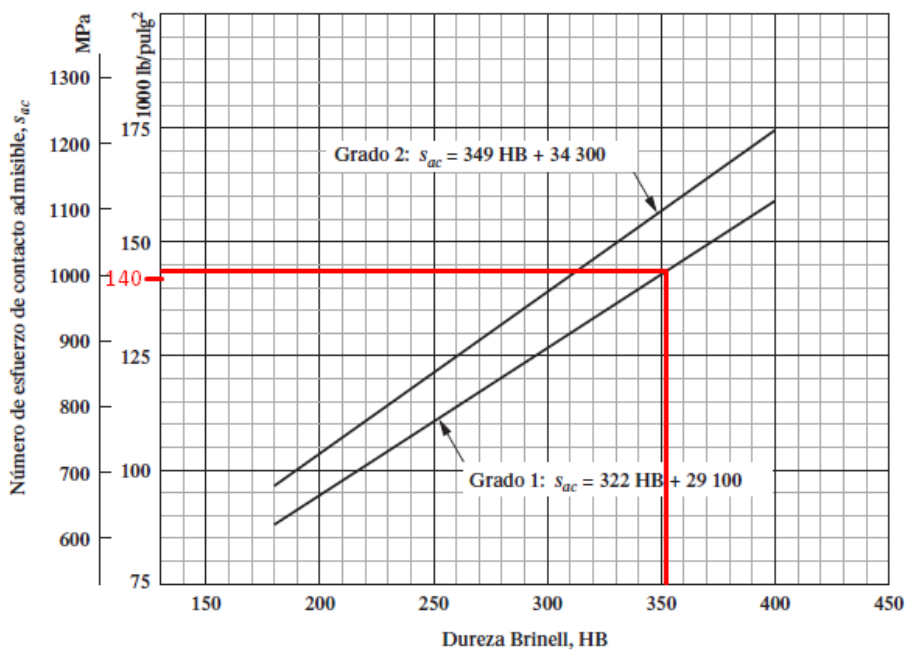


Figura 65. Dureza Brinell, HB [24].

Conclusión: El material seleccionado es un acero AISI 4140.

Propiedades del material AISI 4140:

- Temperatura 425 °C.
- Resistencia a la tracción 1250 MPa.
- Resistencia de fluencia 1140 MPa.
- Dureza Brinell HB-370, ver **Anexo 28**.

Factor de seguridad del desgaste

$$S_H = \frac{S_c * Z_n * Z_W / (Y_0 * Y_Z)}{\sigma_c} \quad \text{Ec. 46.}$$

Parámetros de seguridad del desgaste

En la siguiente tabla se muestran los parámetros que se necesitan para encontrar el factor de seguridad por desgaste.

Tabla 22. Factor de seguridad del desgaste.

$S_c = 175000 \text{ Psi} = 1206,58 \text{ MPa}$ (Anexo 29)	$Y_Z = 1,00$ (Anexo 32)
$Z_n = 1,1$ (Anexo 30)	$Y_0 =$ Se toma el valor de
$Z_W = 1,00$ (Anexo 31)	1 para bajas temperaturas

$$S_H = \frac{1206,58 \text{ MPa} * 1,1 * 1 / (1 * 1)}{1020,21 \text{ MPa}} = \mathbf{1,30}$$

Límite de durabilidad por contacto de engranes

$$\sigma_{c,perm} = \frac{S_c}{S_H} * \frac{Z_n * Z_W}{Y_0 * Y_Z} \quad \text{Ec. 47.}$$

$$\sigma_{c,perm} = \frac{1206,58 \text{ MPa}}{1,30} * \frac{1,1 * 1}{1 * 1} = \mathbf{1020,95 \text{ MPa}}$$

4.1.12.2. Flexión de engranes rectos basados en ANSI/AGMA 2001-D04

Ecuación de esfuerzo de flexión de engranes

$$\sigma_F = W_t * K_o * K_v * K_s * \frac{1}{b * m_t} * \frac{K_H * K_B}{Y_J} \quad \text{Ec. 48.}$$

Dato:

$$Y_J = 0,37 \text{ (Anexo 33).}$$

Relación del engranaje

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad \text{Ec. 49.}$$

$$m_B = \frac{21,87 \text{ mm}}{5,62 \text{ mm}}$$

$$m_B = 3$$

Factor de espesor de borde $K_B = 1$ (Anexo 34).

$$\sigma_F = 3543,31 \text{ N} * 1,00 * 1,05 * 1,00 * \frac{1}{24 \text{ mm} * 2,5 \text{ mm}} * \frac{1,15 * 1}{0,37}$$

$$\sigma_F = 192,73 \text{ MPa}$$

Esfuerzos en los dientes de engranes

$$\sigma_d = \frac{W_t * K_v}{b * m_t * Y_J} \quad \text{Ec. 50.}$$

Datos:

$$b = 24 \text{ mm.}$$

$$m_t = 2,5 \text{ mm}$$

$$\sigma_d = \frac{3543,31 \text{ N} * 1,05}{24 \text{ mm} * 2,5 \text{ mm} * 0,37} = 167,59 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad en flexión

$$S_F = \frac{S_t * Y_n / (Y_0 * Y_Z)}{\sigma_F} \quad \text{Ec. 51.}$$

Dato:

$Y_n = 1,1$ (Anexo 35).

El esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero de AISI 4140, para un grado 1 la ecuación es la siguiente:

$$S_t = 0,568 * HB + 83,8 \text{ MPa}$$

$$S_t = 0,568 * 351 + 83,8 \text{ MPa}$$

$$S_t = 283,17 \text{ MPa}$$

$$S_F = \frac{283,17 \text{ MPa} * 1,1 / (1 * 1)}{192,73 \text{ MPa}} = 1,61$$

Límite de durabilidad en flexión de engranes

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{S_t}{S_F} * \frac{Y_n}{Y_0 * Y_Z} \quad \text{Ec. 52.}$$

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{283,17 \text{ MPa}}{1,61} * \frac{1,1}{1 * 1} = 193,47 \text{ MPa}$$

4.1.13. Selección de pernos y tuercas

En la siguiente tabla se muestran las especificaciones de los pernos que se seleccionó para la máquina estampadora cera de abeja.

Tabla 23. Descripción de los pernos y tuercas seleccionadas.

Descripción	Material
Prisionero de 3/8 in × 1 in	SAE 1045
Prisionero de M8 × 1,5 × 25 mm	SAE 1045
Pernos 3/8 in × 2 in	SAE 1045

Pernos M10 × 1,5 × 40 mm	SAE 1045
Pernos M8 × 1,5 × 30 mm	SAE 1045
Pernos M10× 1,5 × 30 mm y tuerca incluido	SAE 1045
Pernos M6× 1,5 × 15 mm y tuerca y arandela incluido	SAE 1045

La figura 66 se seleccionó la clase, las propiedades mecánicas de los pernos, tornillos y birlos de acero.








Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M1.6-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Figura 66. Especificaciones para pernos métricos de acero [22].

4.1.14. Análisis de los elementos de la máquina estampadora de cera de abeja mediante el software SolidWorks y ANSYS

A continuación, se muestran los resultados de las simulaciones correspondientes a los esfuerzos equivalentes y factores de seguridad.

4.1.14.1. Rodillo estampador

Análisis de esfuerzo de Von Mises

Las cargas que se aplicaron en el estudio estático del rodillo fueron: La fuerza tangencial, radial de la polea y engranes. A su vez, en la parte inferior de la cara del rodillo se aplicó la fuerza del laminado, ya que, estos valores se encuentran corroborados en las pág. 69, 70 y 71 del presente trabajo.

Como resultado de la simulación en el software SolidWorks, se obtuvo que el esfuerzo equivalente o máximo de Von Mises es 182,17 MPa, este valor es inferior al límite elástico del material es de 275 MPa, (ver la figura 67).

Al comparar estos resultados, se puede decir que el rodillo no se deformará plásticamente, debido a que el esfuerzo de Von Mises no supera al esfuerzo elástico.

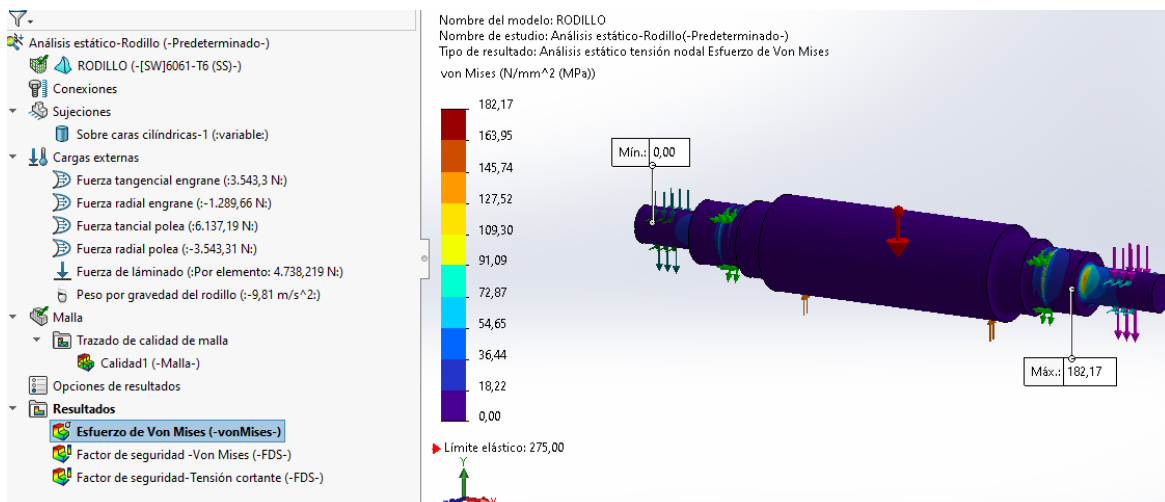


Figura 67. Esfuerzo de Von Mises en el rodillo estampador mediante el uso del software SolidWorks.

Al simular el rodillo con las mismas condiciones del caso anterior, mediante el uso del software ANSYS, se obtuvo como resultado que el esfuerzo de Von Mises es de 184,66 MPa, este dato es parecido con el valor en el programa SolidWorks y no superando al valor del límite elástico, (ver la figura 68).

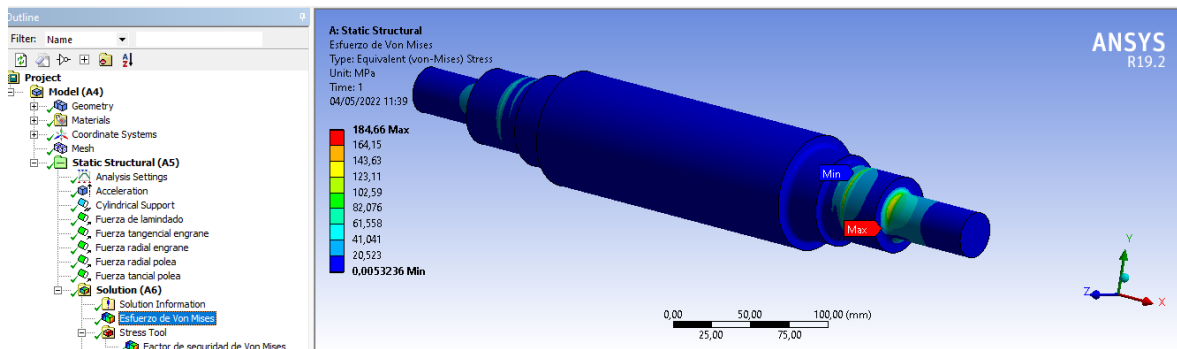


Figura 68. Esfuerzo de Von Mises en el rodillo estampador mediante el uso del software ANSYS.

Análisis del factor de seguridad de Von Mises

El factor de seguridad sirve para indicar las partes de los elementos que concentran mayores esfuerzos. Al igual que en los casos anteriores, se realizaron simulaciones en los mismos programas.

En la simulación mediante el software SolidWorks, se obtuvo un factor de seguridad mínima según el esfuerzo de Von Mises de 1,50 y representada de color rojo, (ver la figura 69).

Se indica que [45], en la sección de teorías de fallas, indica que el factor de seguridad debe ser mayor a 1 y como el valor obtenido por parte de la simulación supera este valor, se puede decir que el elemento trabaja adecuadamente sin deformaciones permanentes.

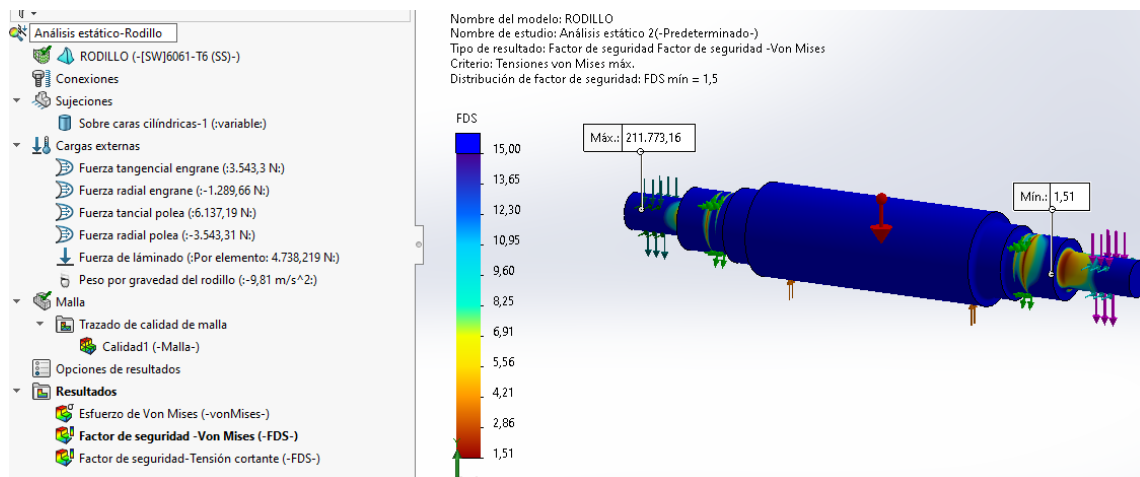


Figura 69. Factor de seguridad por la teoría de Von Mises en el rodillo estampador mediante el uso del software SolidWorks.

En la simulación por parte del software ANSYS, se obtiene un valor del factor de seguridad mínima según el esfuerzo de Von Mises de 1,49 y está de color naranja, (ver la figura 70).

Como ya se describió anteriormente, este valor es mayor a lo que indican las teorías de falla.

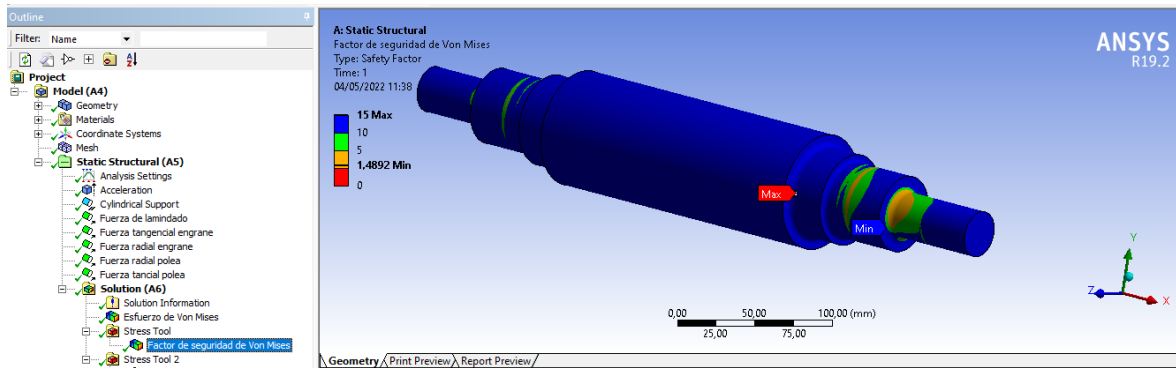


Figura 70. Factor de seguridad por la teoría de Von Mises en el rodillo estampador mediante el uso del software ANSYS.

Análisis del factor de seguridad por esfuerzo cortante máxima

Según [45], en el capítulo uno, indica que, en el análisis de elementos de máquinas, el factor de seguridad debe compararse con más de una teoría, en este caso se utilizó la del esfuerzo cortante máximo.

En la simulación por parte del software SolidWorks se obtuvo que el factor de seguridad mínima según la teoría del esfuerzo cortante máximo es de 1,33 y está de color rojo, (ver la figura 71).

Como ya se describió anteriormente, este valor es mayor a lo que indican las teorías de falla.

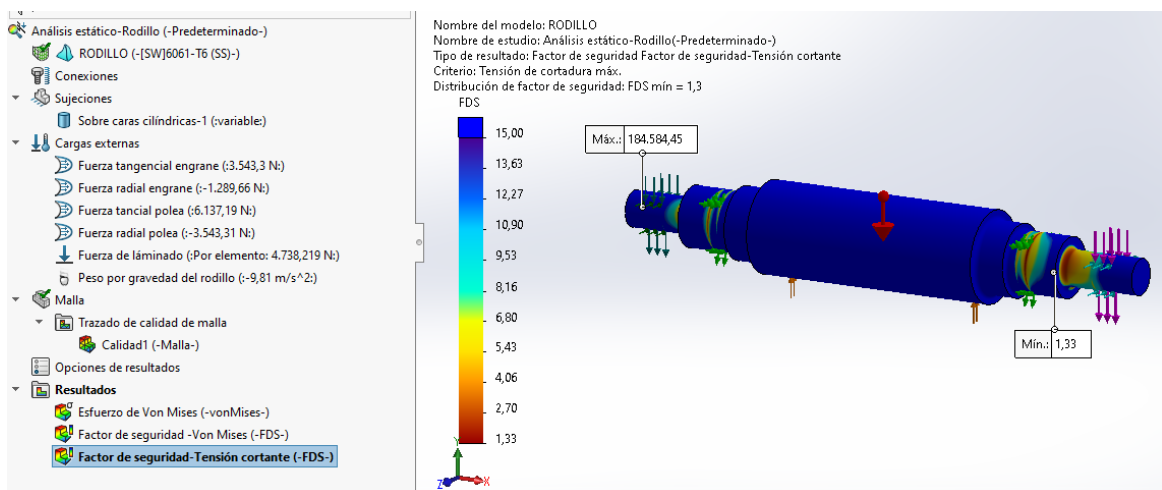


Figura 71. Factor de seguridad por la teoría de esfuerzo cortante máxima del rodillo estampador mediante el uso del software SolidWorks.

En la simulación por parte del software ANSYS, se obtuvo el valor del factor de seguridad

mínima, según la teoría del esfuerzo cortante máximo es de 1,31 y está representada de color naranja, (ver la figura 72).

Como ya se mencionó anteriormente, este valor es mayor a lo que indican las teorías de falla.

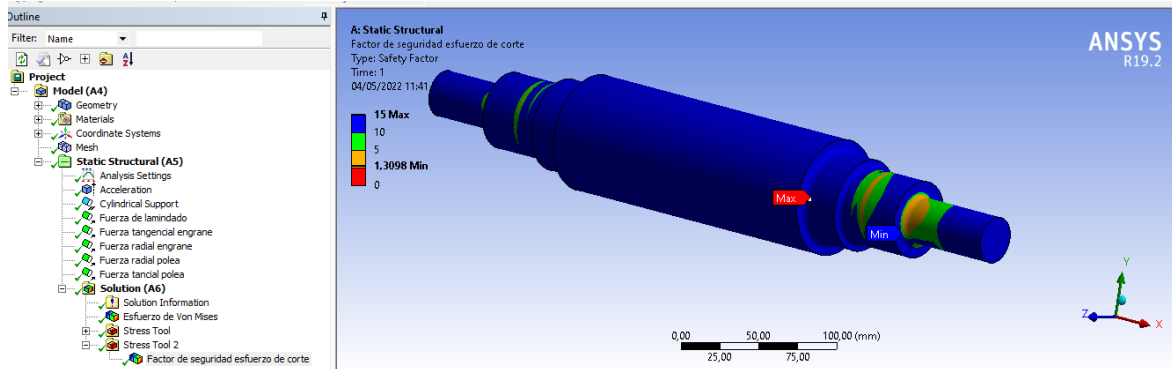


Figura 72. Factor de seguridad por la teoría de esfuerzo cortante máximo del rodillo estampador mediante el uso del software ANSYS.

La Tabla 24 muestra una comparación de los resultados del rodillo estampador de cera de abeja, utilizando el software SolidWorks y ANSYS

Nota: Para el análisis de esfuerzos de Von Mises se considera el esfuerzo máximo del elemento en MPa y el factor de seguridad de un elemento debe ser mayor a 1; y para ello se considera el mínimo factor de seguridad del elemento.

Tabla 24. Tabla comparativa de resultados del rodillo estampador.

Resultados obtenidos en la simulación mediante un software de ingeniería		
Descripción	SolidWorks	ANSYS
Esfuerzo de Von Mises (MPa)	182,17	184,66
Factor de seguridad de Von Mises	1,51	1,49
Factor de seguridad de esfuerzo cortante máximo	1,33	1,31

4.1.14.2. Engranaje recto

Análisis de esfuerzo de Von Mises

Las cargas que se aplicaron en el estudio estático en los engranes fueron la fuerza tangencial y la de tipo radial, valores que se corroboran en las páginas 73 y 74 respectivamente.

Como resultado de la simulación en el software SolidWorks, aplicando correctamente las cargas, se obtiene que el esfuerzo equivalente o máximo de Von Mises es 730,02 MPa, este valor es inferior al límite elástico del material es de 1140 MPa, (ver la figura 73).

Al comparar estos resultados, se puede decir que el engrane no se deformará plásticamente, porque el esfuerzo de Von Mises no supera al esfuerzo elástico.

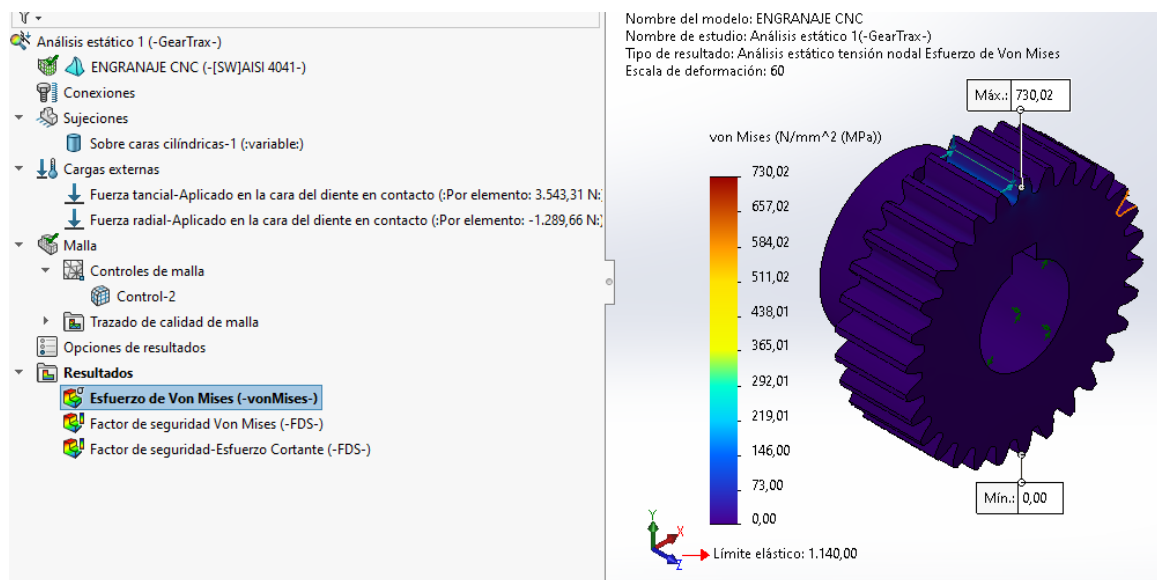


Figura 73. Esfuerzo de Von Mises del engranaje recto mediante el uso del software SolidWorks.

Al simular el engranaje con las mismas condiciones del caso anterior, mediante el uso del software ANSYS, se obtuvo como resultado que el esfuerzo de Von Mises es de 744,38 MPa, este dato es parecido con el valor en el programa SolidWorks y no superando al valor del límite elástico, (ver la figura 74).

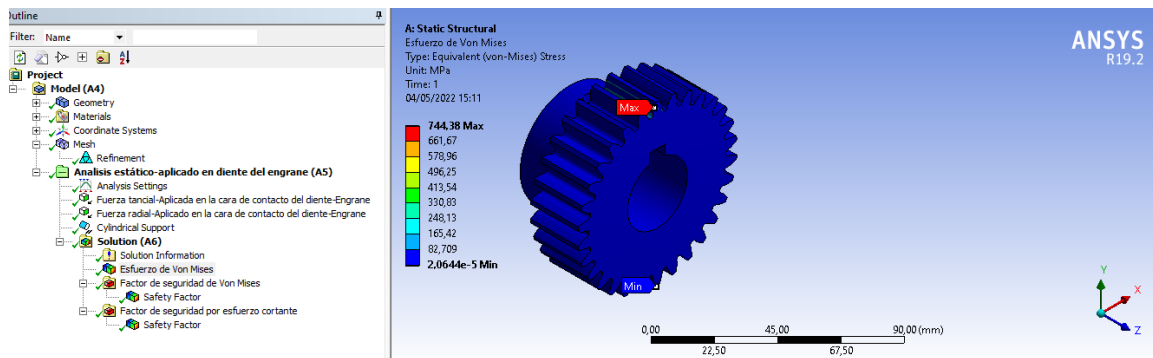


Figura 74. Esfuerzo de Von Mises del engranaje recto mediante el uso del software ANSYS.

Análisis del factor de seguridad de Von Mises

En la simulación mediante el software SolidWorks, se obtuvo un factor de seguridad mínima según el esfuerzo de Von Mises de 1,56 y está de color rojo, (ver la figura 75).

Como ya se describió anteriormente, este valor es mayor a lo que indican las teorías de falla.

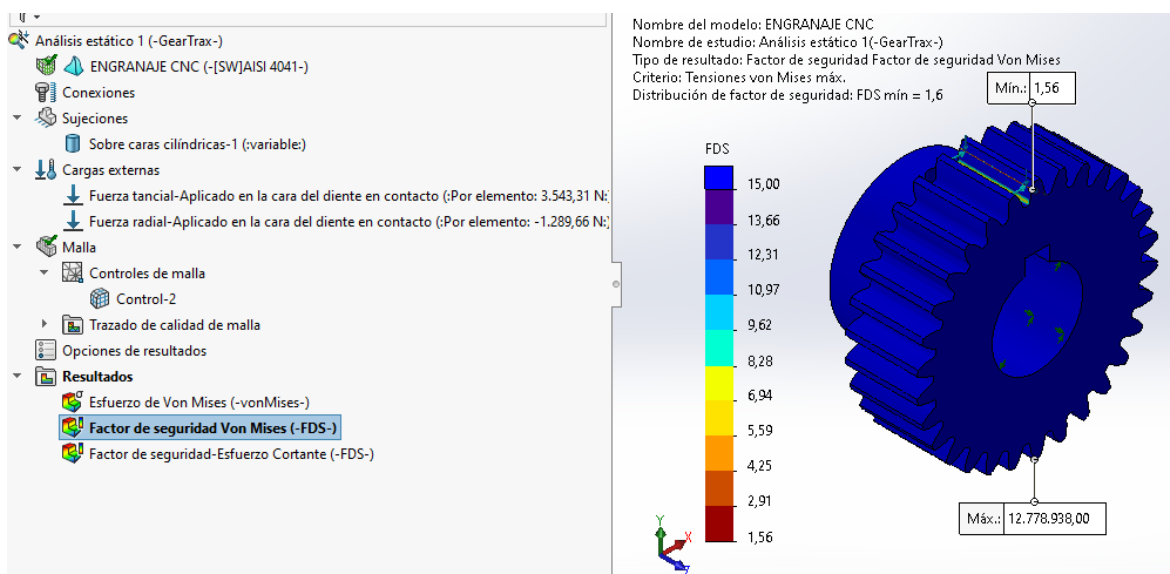


Figura 75. Factor de seguridad de Von Mises del engranaje recto mediante el uso del software SolidWorks.

En la simulación mediante el software ANSYS, se obtuvo un factor de seguridad mínima según el esfuerzo de Von Mises de 1,53, (ver la figura 76).

Como ya se describió anteriormente, este valor es mayor a lo que indican las teorías de falla.

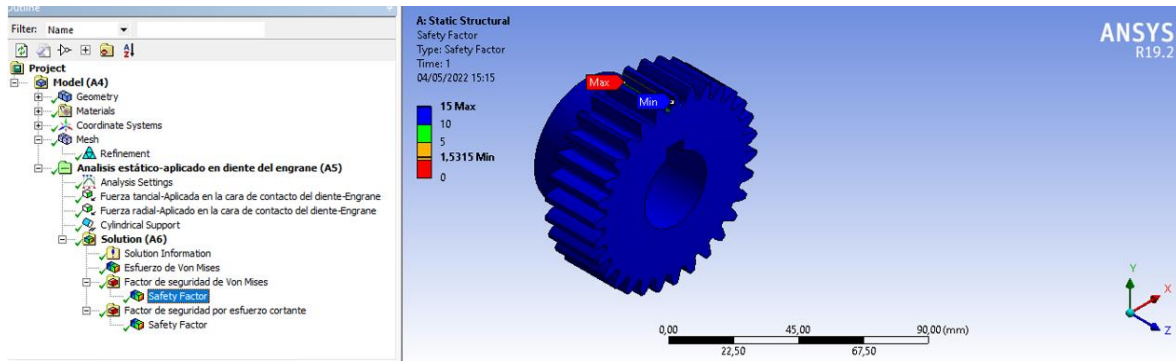


Figura 76. Factor de seguridad de Von Mises del engranaje recto mediante el uso del software ANSYS.

Análisis del factor de seguridad por esfuerzo cortante máxima

En la simulación por parte del software SolidWorks se obtuvo que el factor de seguridad mínima según la teoría del esfuerzo cortante máximo es de 1,43 y está representada de color rojo, (ver la figura 77).

Como ya se describió anteriormente, este valor es mayor a lo que indican las teorías de falla.

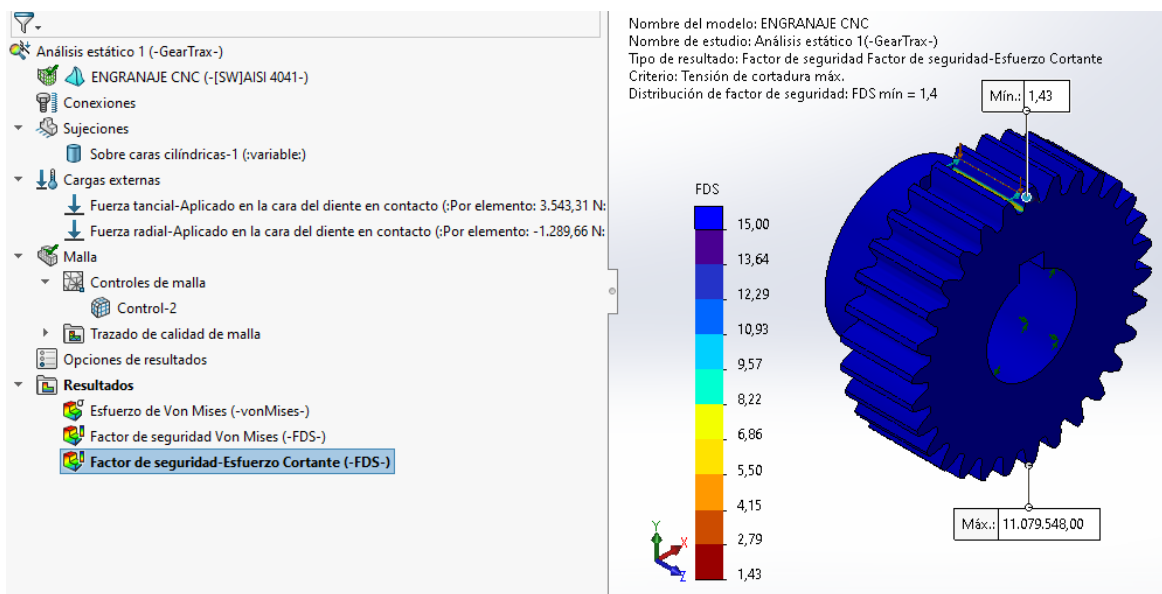


Figura 77. Factor de seguridad por esfuerzo cortante máximo del engranaje recto mediante el uso del software SolidWorks.

En la simulación por parte del software ANSYS, se obtuvo que el factor de seguridad mínima según el esfuerzo cortante máximo es de 1,46, (ver la figura 78).

Como ya se describió anteriormente, este valor es mayor a lo que indican las teorías de falla.

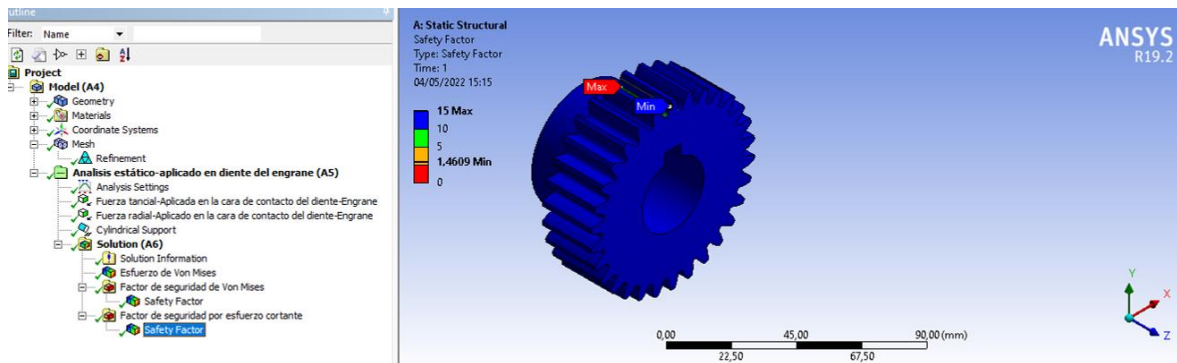


Figura 78. Factor de seguridad por esfuerzo cortante máximo del engranaje recto mediante el uso del software ANSYS.

La Tabla 25 muestra una comparación de los resultados del engrane recto, utilizando el software SolidWorks y ANSYS

Nota: Para el análisis de esfuerzos de Von Mises se considera el esfuerzo máximo del elemento en MPa y el factor de seguridad de un elemento debe ser mayor a 1; y para ello se considera el mínimo factor de seguridad del elemento.

Tabla 25. Tabla comparativa de resultados del engranaje recto.

Resultados obtenidos en la simulación mediante un software de ingeniería		
Descripción	SolidWorks	ANSYS
Esfuerzo de Von Mises (MPa)	730,02	744,38
Factor de seguridad de Von Mises	1,56	1,53
Factor de seguridad de esfuerzo cortante máximo	1,43	1,46

4.1.14.3. Base de los rodillos

Análisis de esfuerzo de Von Mises

Las cargas que se aplicaron en el estudio estático en base de los rodillos fueron: las reacciones más altas de los puntos de los rodamientos, se analizó solo una parte debido a que esta era la más afectada, por estos valores se ratifican en las páginas 73 y 74.

En el punto D, $R_{DZ} = 1822,64 \text{ N}$ y $R_{DY} = 6913,85 \text{ N}$

Como resultado de la simulación en el software SolidWorks, mediante la aplicación de las cargas, se obtuvo que el esfuerzo equivalente o máximo de Von Mises es $193,80 \text{ MPa}$, este valor es inferior al límite elástico del material, es de 300 MPa , (ver la figura 79).

Al comparar estos resultados, se puede decir que la base de los rodillos no se deformará plásticamente, debido a que el esfuerzo de Von Mises no supera al esfuerzo elástico.

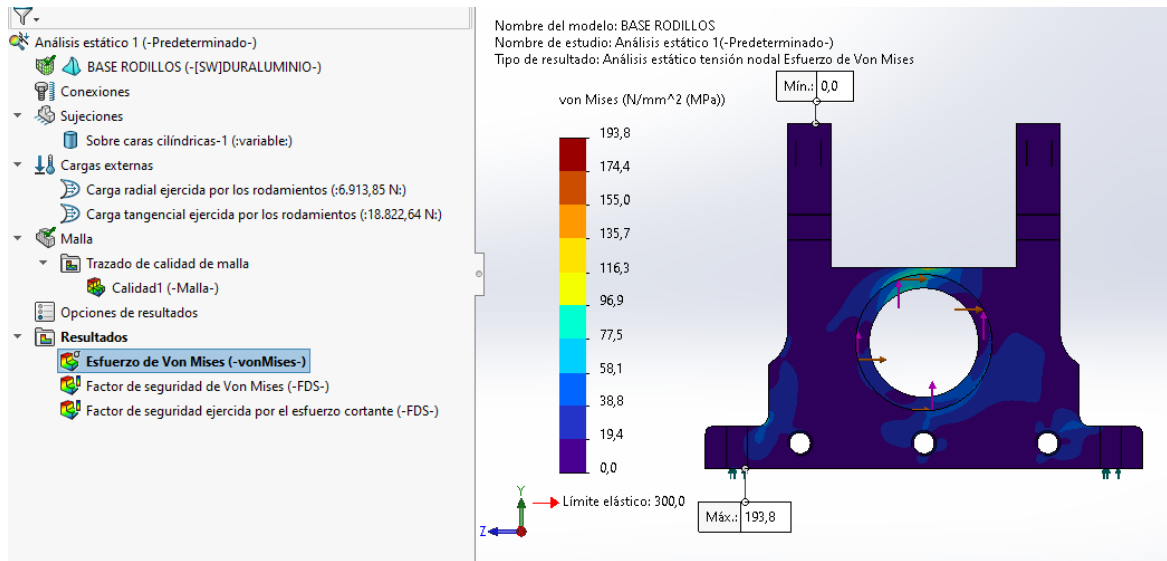


Figura 79. Esfuerzo de Von Mises de la base del rodillo mediante el uso del software SolidWorks.

Al simular la base de los rodillos con las mismas condiciones del caso anterior, mediante el uso del software ANSYS, se obtuvo como resultado que el esfuerzo equivalente de Von Mises es $206,93 \text{ MPa}$, este dato es parecido con el valor en el programa SolidWorks y no superando al valor del límite elástico, (ver la figura 80).

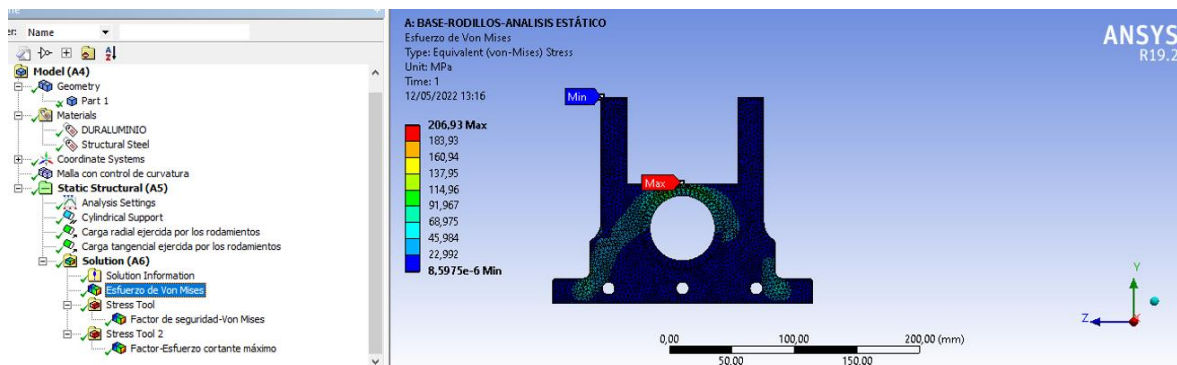


Figura 80. Esfuerzo de Von Mises de la base del rodillo mediante el uso del software ANSYS.

Análisis del factor de seguridad de Von Mises

En la simulación mediante el software SolidWorks, se obtuvo un factor de seguridad mínimo según el esfuerzo de Von Mises de 1,55 y este se ubica en la parte inferior donde se ubicará el rodamiento. y se representa de color rojo, (ver la figura 81).

Como ya se describió anteriormente, este valor es mayor a lo que indican las teorías de falla.

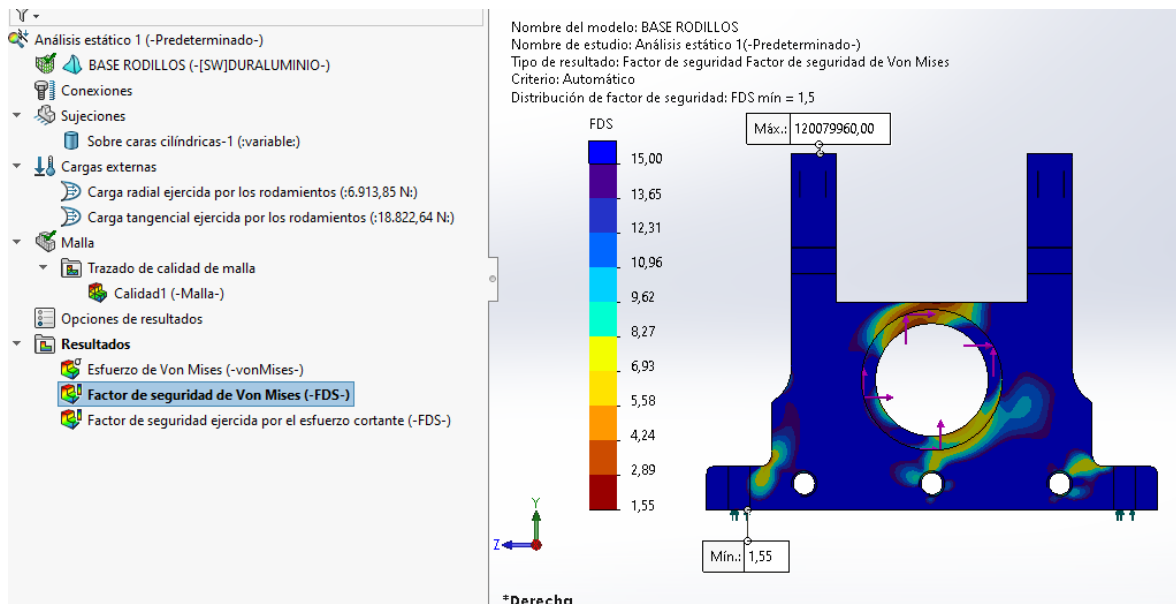


Figura 81. Factor de seguridad de Von Mises de la base del rodillo mediante el uso del software SolidWorks.

En la simulación mediante el software ANSYS, se obtuvo un factor de seguridad mínimo según el esfuerzo de Von Mises de 1,45 y este se ubica en la parte inferior donde se ubicará el rodamiento y esta de color rojo, (ver la figura 82).

Como ya se describió anteriormente, este valor es mayor a lo que indican las teorías de falla.

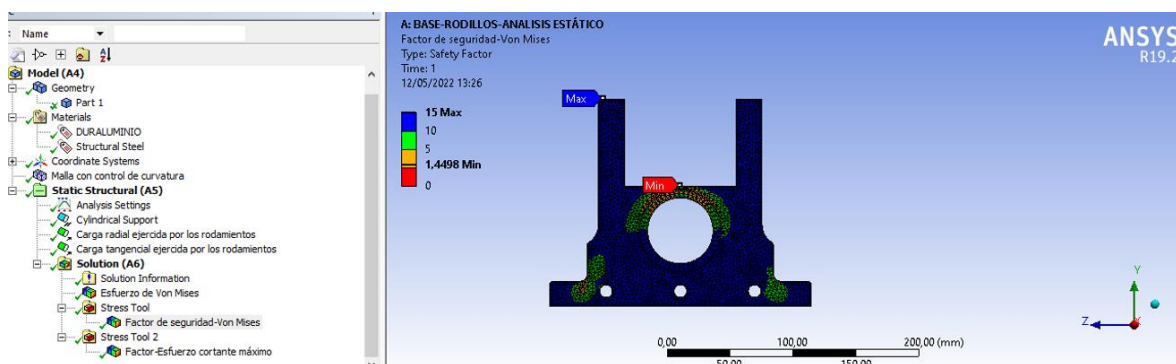


Figura 82. Factor de seguridad de Von Mises de la base del rodillo mediante el uso del software ANSYS.

Análisis del factor de seguridad por esfuerzo cortante Máxima

En la simulación por parte del software SolidWorks se obtuvo que el factor de seguridad mínima según la teoría del esfuerzo cortante máximo es de 1,41 y este se ubica en la parte inferior donde se ubicará el rodamiento y este se representa de color rojo, (ver la figura 83).

Como ya se describió anteriormente, este valor es mayor a lo que indican las teorías de falla.

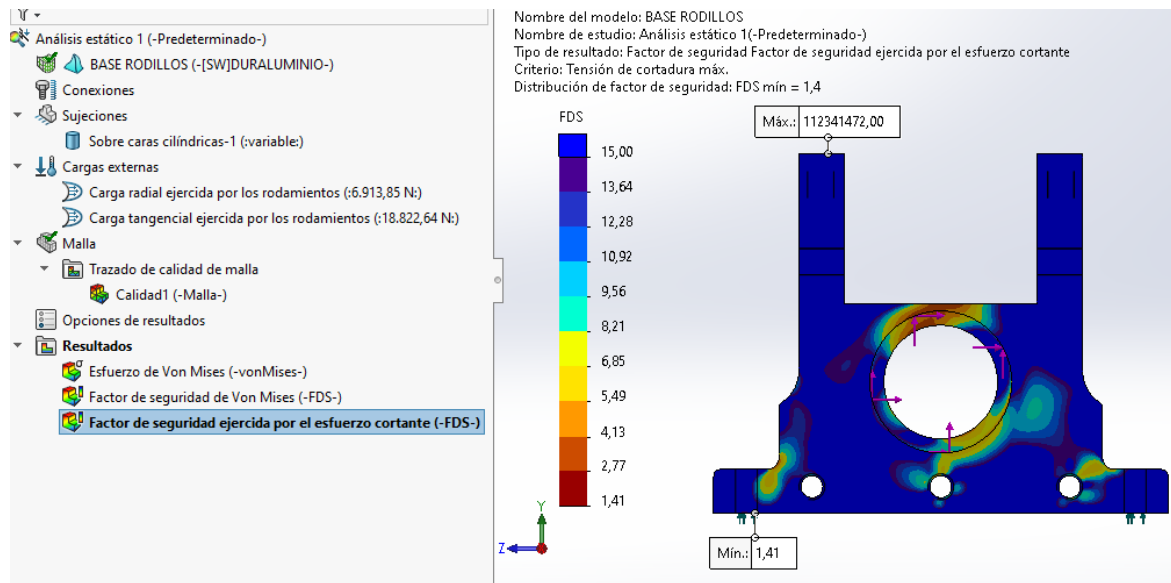


Figura 83. Factor de seguridad por esfuerzo cortante máximo la base del rodillo, mediante el uso del software SolidWorks.

En la simulación mediante del software ANSYS se obtuvo que el factor de seguridad mínima según la teoría del esfuerzo cortante máximo es de 1,26 y este halla en la parte inferior donde se ubicará el rodamiento y este se representa de color rojo, (ver la figura 84).

Como ya se describió anteriormente, este valor es mayor a lo que indican las teorías de falla.

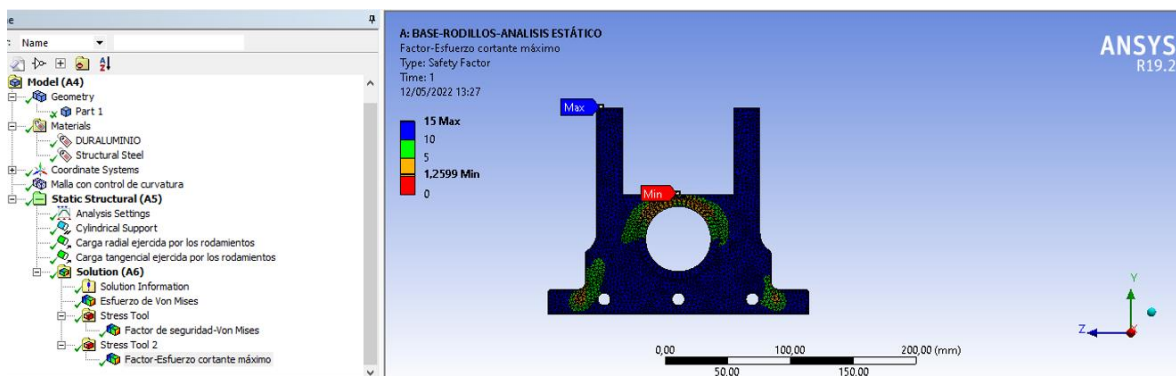


Figura 84. Factor de seguridad por esfuerzo cortante máximo de la base del rodillo mediante el uso del software ANSYS.

La Tabla 26 muestra una comparación de los resultados de la base de los rodillos, utilizando el software SolidWorks y ANSYS

Nota: Para el análisis de esfuerzos de Von Mises se considera el esfuerzo máximo del elemento en MPa y el factor de seguridad de un elemento debe ser mayor a 1; y para ello se considera el mínimo factor de seguridad del elemento.

Tabla 26. Tabla comparativa de resultados de la base de los rodillos.

Resultados obtenidos en la simulación mediante un software de ingeniería		
Descripción	SolidWorks	ANSYS
Esfuerzo de Von Mises (MPa)	193,80	206,93
Factor de seguridad de Von Mises	1,55	1,45
Factor de seguridad de esfuerzo cortante máximo	1,41	1,26

4.1.14.4. Análisis de la estructura de la máquina estampadora

La estructura de la máquina de estampado de cera de abejas está modelada por el software SolidWorks (ver la figura 85), seleccionándose ángulos con dimensiones de $30 \times 30 \times 3$ mm, de acuerdo con el **Anexo 36** de acero A-36.

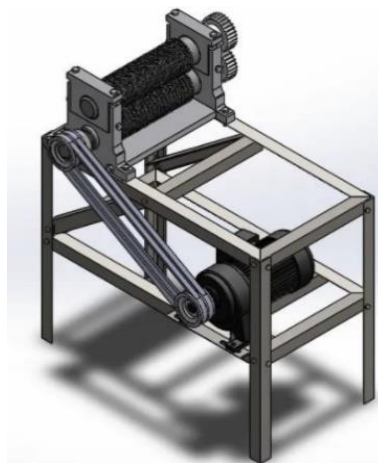


Figura 85. Estructura de la máquina estampadora de cera de abeja.

Para el análisis estático de la estructura, se aplicaron cargas que a continuación se describen. Una fuerza tangencial de 3543,31 N, (ver la figura 86), que es ejercida a través de la polea por medio de una banda, esta condición se da debido a que se ésta ejercerá flexión en la estructura mediante el área de contacto entre base de los rodillos y la misma estructura.

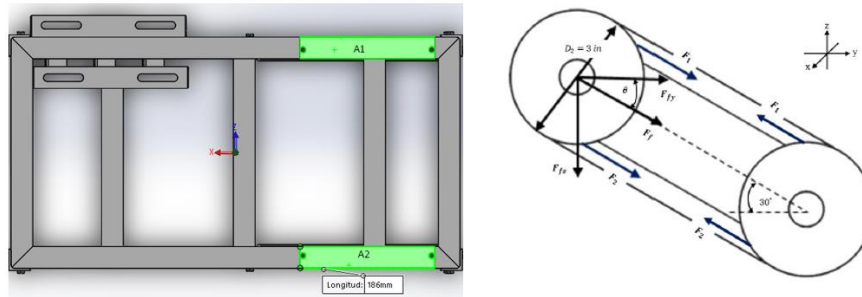


Figura 86. Fuerza tangencial aplicada en la estructura.

Se aplicó una fuerza 132,04 N, esta es generada por el peso de los elementos y afecta a toda la parte superior de la estructura, a continuación, se procede a realizar el cálculo correspondiente para obtener dicho valor.

Fuerza de los elementos

$$F = (m_r + m_e + m_p + m_{rd} + m_{re} + m_b) * g$$

$$m_r = \text{masa rodillo} = 6,51 \text{ kg (Anexo 37)}$$

$$m_e = \text{masa engranes} = 1,74 \text{ kg (Anexo 38)}$$

$$m_p = \text{masa polea} = 0,37 \text{ kg (Anexo 39)}$$

$$m_{rd} = \text{masa rodamientos} = 0,20 \text{ kg (Anexo 40)}$$

$$m_{re} = \text{masa resorte} = 0,02 \text{ kg (Anexo 41)}$$

$$m_b = \text{masa base} = 4,62 \text{ kg (Anexo 42)}$$

$$F = (6,51 \text{ kg} + 1,74 \text{ kg} + 0,37 \text{ kg} + 0,20 \text{ kg} + 0,02 \text{ kg} + 4,62 \text{ kg}) * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F = 132,04 \text{ N}$$

Se aplicó una fuerza de 89,76 N en la cara superior donde está posicionado el motorreductor, a continuación, se procede a realizar el cálculo correspondiente para obtener dicho valor.

$$F = (m_{mt}) * g$$

$m_{mt} = \text{masa motorreductor} = 20,18 \text{ Lb} = 9,15 \text{ kg}$ (**Anexo 43**)

$$F = 9,15 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F = 89,76 \text{ N}$$

Análisis de esfuerzo de Von Mises

Al realizar la simulación en el software SolidWorks, mediante la aplicación de esfuerzo, se obtuvo que el esfuerzo equivalente o máximo de Von Mises es 219,70 MPa, este valor es inferior al límite elástico del material es de 250 MPa, (ver la figura 87).

Al comparar estos resultados, se puede decir que la estructura de la laminadora no se deformará plásticamente, debido a que el esfuerzo de Von Mises y no superando al valor del límite elástico.

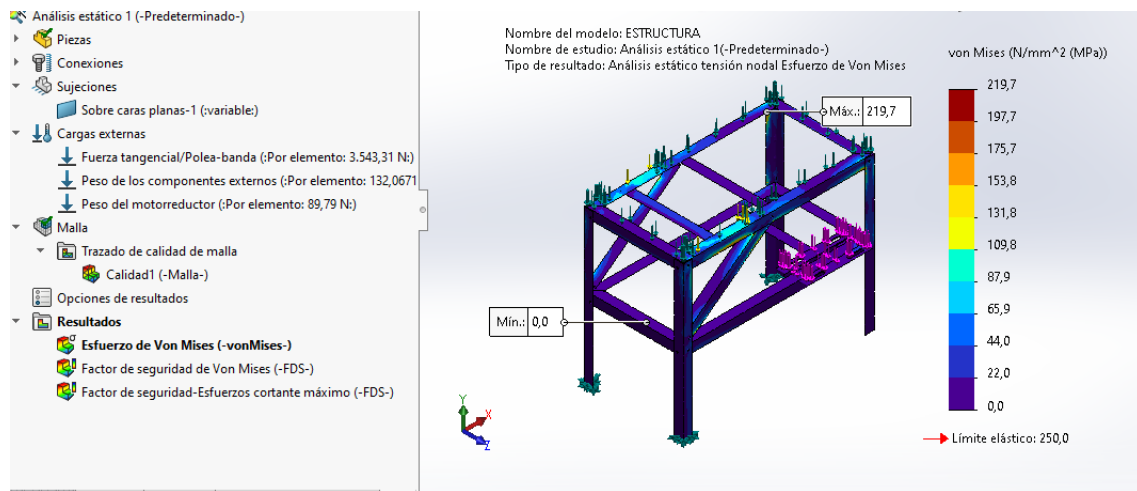


Figura 87. Esfuerzo de Von Mises de la estructura de la máquina mediante el uso del software SolidWorks.

Al realizar la simulación en el software ANSYS, mediante la aplicación de esfuerzos, se obtuvo que el esfuerzo equivalente o máximo de Von Mises es 201,31 MPa, este valor es inferior al límite elástico del material es de 250 MPa, (ver la figura 88).

Al comparar estos resultados, se puede decir que la estructura de la laminadora no se deformará plásticamente, debido a que el esfuerzo de Von Mises y no superando al valor del límite elástico.

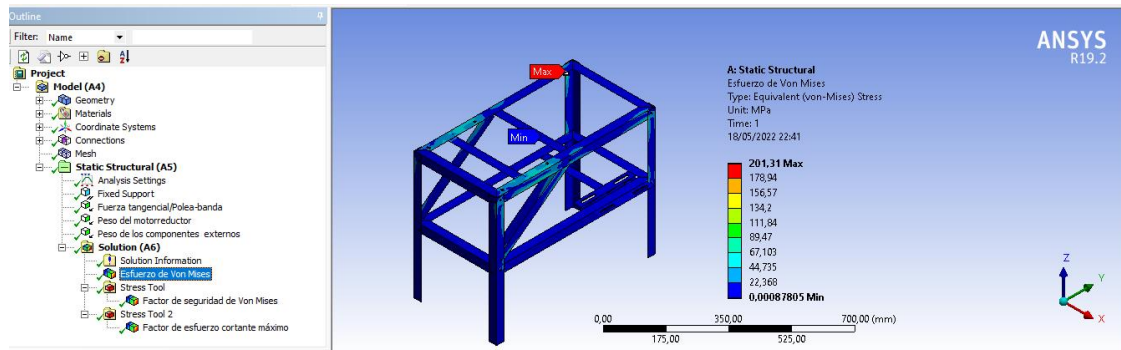


Figura 88. Esfuerzo de Von Mises de la estructura de la máquina, mediante el uso del software ANSYS.

Análisis del factor de seguridad de Von Mises

En la simulación mediante el software SolidWorks, se obtuvo un factor de seguridad mínimo que de acuerdo con la teoría del esfuerzo de Von Mises es de 1,14, y este se ubica en la parte donde se apoyará la base de los rodillos y se representa de color rojo, (ver la figura 89).

Como ya se describió anteriormente, este valor es mayor a lo que indican las teorías de falla.

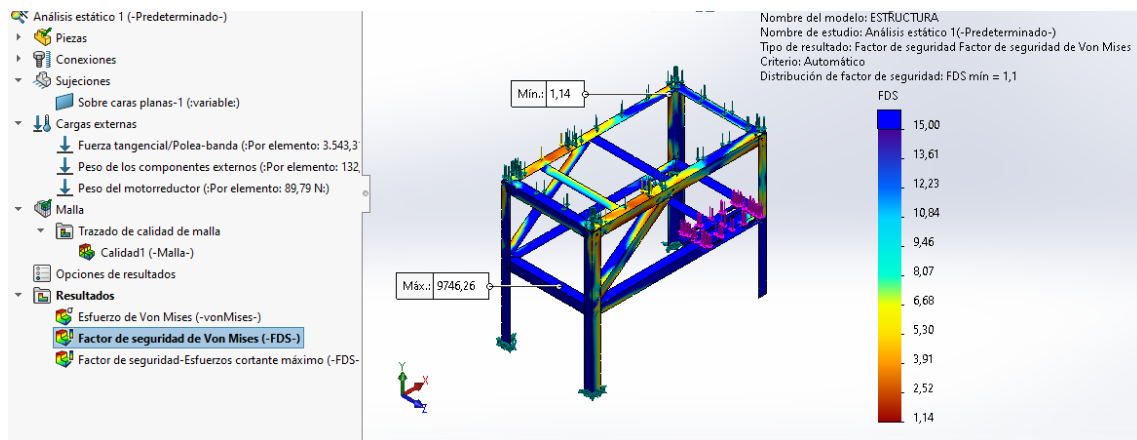


Figura 89. Factor de seguridad de Von Mises de la estructura de la máquina mediante el uso del software SolidWorks.

En una simulación utilizando el software ANSYS se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 1,24 en base a los esfuerzos de Von Mises, el cual se ubica en la parte donde estará fija la base de rodillos y se indica en color rojo, (ver la figura 90).

Como se mencionó anteriormente, este valor es más alto que el sugerido por la teoría de fallas.

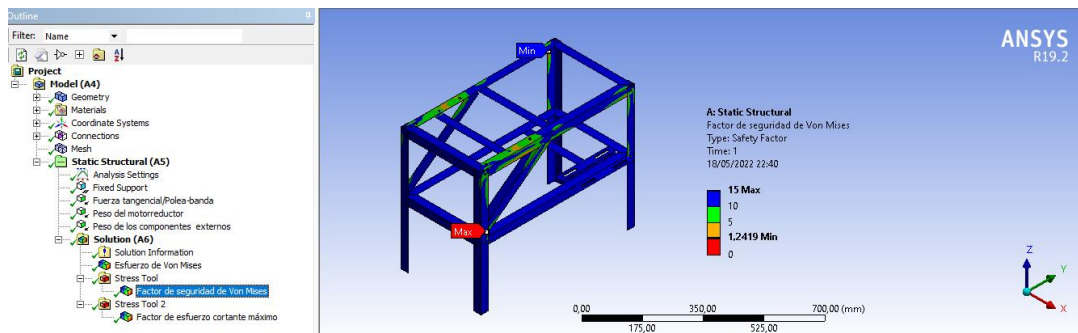


Figura 90. Factor de seguridad de Von Mises de la estructura de la máquina mediante el uso del software ANSYS.

Análisis del factor de seguridad por esfuerzo cortante Máxima

En la simulación mediante el software SolidWorks, se obtuvo un factor de seguridad mínimo, según la teoría del esfuerzo cortante máximo es de 1,00 y este se ubica en la parte donde se apoyará la base de los rodillos y se representa de color rojo, (ver la figura 91).

Como ya se describió anteriormente, este valor es mayor a lo que indican las teorías de falla.

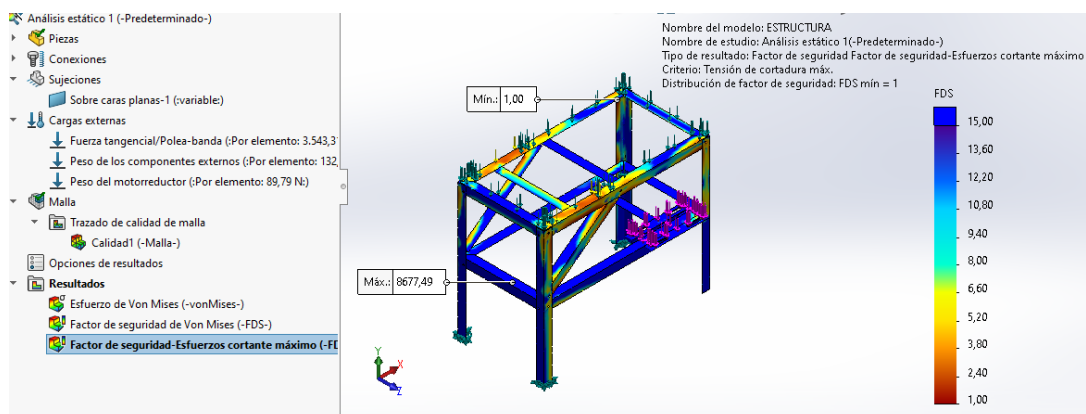


Figura 91. Factor de seguridad por esfuerzo cortante máximo la estructura de la máquina mediante el uso del software SolidWorks.

En la simulación por parte del software ANSYS, se obtuvo el valor del factor de seguridad mínima, según la teoría del esfuerzo cortante máximo es de 1,11 y está representada de color rojo, (ver la figura 92).

Como ya se mencionó anteriormente, este valor es mayor a lo que indican las teorías de falla.

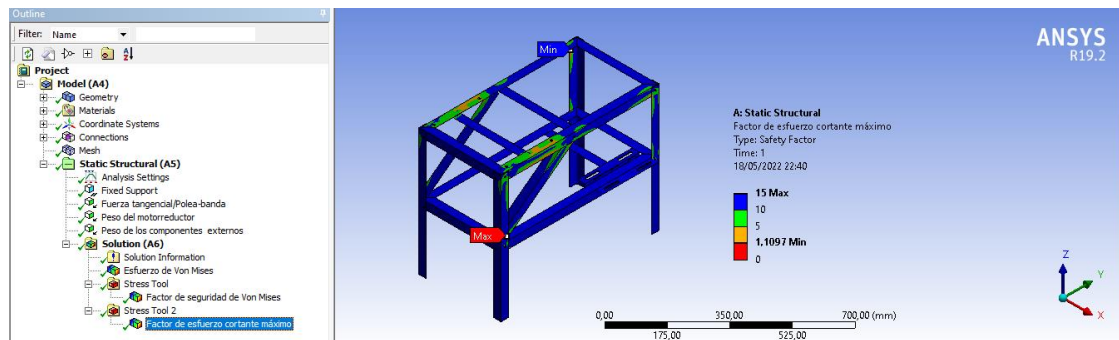


Figura 92. Factor de seguridad por esfuerzo cortante máximo de la estructura de la máquina mediante el uso del software ANSYS.

La Tabla 27 muestra una comparación de los resultados de la estructura de la máquina estampadora de cera de abeja, utilizando el software SolidWorks y ANSYS.

Nota: Para el análisis de esfuerzos de Von Mises se considera el esfuerzo máximo del elemento en MPa y el factor de seguridad de un elemento debe ser mayor a 1; y para ello se considera el mínimo factor de seguridad del elemento.

Tabla 27. Tabla comparativa de resultados de la estructura de la máquina estampadora de cera.

Resultados obtenidos en la simulación mediante un software de ingeniería		
Descripción	SolidWorks	ANSYS
Esfuerzo de Von Mises (MPa)	219,70	201,31
Factor de seguridad de Von Mises	1,14	1,24
Factor de seguridad de esfuerzo cortante máximo	1,00	1,11

4.1.15. Construcción y montaje de la máquina estampadora de cera

4.1.15.1. Planificación de construcción

Planificación de la construcción de la máquina de estampadora de cera de abejas.

Actividades	Mes	Marzo				Abril				Mayo	
	Semanas	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II
Planificación de la construcción.		X									
Búsqueda de los talleres para el mecanizado del rodillo.			X								
Lista de materiales para la construcción de la máquina estampadora de cera de abeja.				X							
Compra y provisión de materiales como: barra sólida de aluminio 6061, placas de duraluminio, motorreductor, rodamientos, engranajes rectos y perfiles en L para la estructura de la máquina estampadora de cera de abeja.						X	X	X			
Construcción de la máquina estampadora de cera de abeja.									X	X	
Pruebas técnicas de la máquina estampadora de cera de abeja.											X X

4.1.15.2. Compra de los elementos de la máquina estampadora cera de abeja

Se adquirieron los componentes de la máquina estampadora de cera de abeja tales como: rodamientos, bandas, poleas, prisioneros, barra sólida de aluminio 6061, planchas de duraluminio, motorreductor lineal, perfiles en L, engranajes rectos, pernos y tuercas, (ver la figura 93).



Figura 93. Elementos mecánicos para la construcción de la máquina estampadora de cera de abeja: (a) rodamiento 61810, (b) polea de aluminio de 3 in, (c) prisioneros, (d) banda dentada, (e) eje sólido de aluminio 6061 de 3 in de diámetro, (f) placas de duraluminio, (g) ángulos en L, (h) motorreductor de 10 rpm, (i) engranaje recto de acero AISI 4140.

4.1.15.3. Mecanizado de los rodillos

Se realizó el mecanizado de los rodillos en una fresadora CNC, debido a que esta herramienta trabaja con exactitud y sobre todo es capaz de realizar trabajos complejos, (ver la figura 94).



Figura 94. Mecanizado de los rodillos en la fresadora CNC.

4.1.15.4. Mecanizado de la base de los rodillos

Se mecanizó en una fresadora convencional, debido a que este trabajo no requiere desbastar una superficie muy rugosa, (ver la figura 95).



Figura 95. Mecanizado de la base de los rodillos en la fresadora.

4.1.15.5. Construcción de la estructura

Se construyó utilizando herramientas convencionales como, amoladora, taladro, pulidora y soldadora.

La primera parte de la construcción consistió en cortar los perfiles.

- Se cortan 4 perfiles de 32,5 cm

- Se cortan 4 perfiles de 62 cm
- Se cortan 4 perfiles de 50 cm
- Se cortan 3 perfiles 32 cm
- Se cortan 2 perfiles 37 cm

La segunda fase, consiste en soldar las partes donde se ubicó el motorreductor y la base de los rodillos.

Finalmente, se procedió con la unión mediante pernos a ciertos perfiles de la estructura, (ver la figura 96).



Figura 96. Estructura de la máquina estampadora de cera de abeja.

4.1.15.6. Ensamble de la base de los rodillos

En la parte interior y superior de la base de los rodillos se ensamblaron rodamientos y resortes, (ver la figura 97).



Figura 97. Ensamble de la base de los rodillos y rodamientos.

4.1.15.7. Ensamble de los rodillos

Los rodillos son ensamblados desde la parte inferior a la superior de la base, una vez unidos se deben ajustar hasta que se sincronicen, (ver la figura 98).

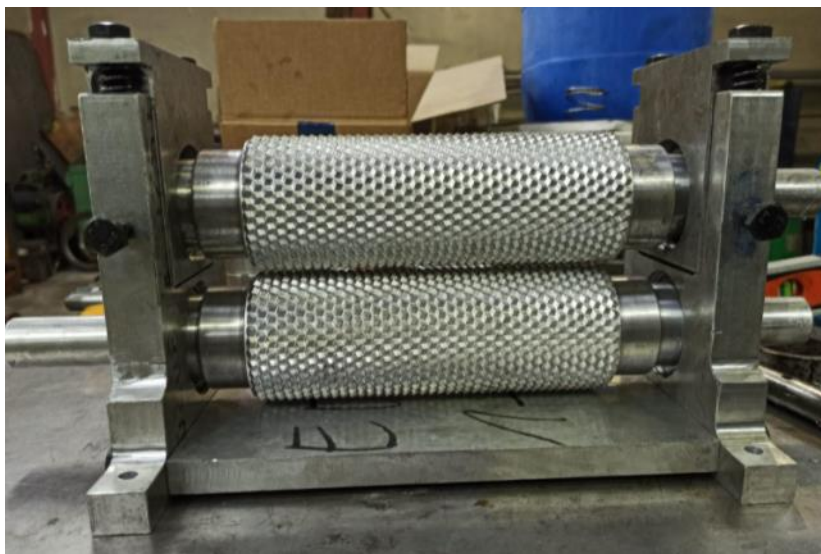


Figura 98. Ensamble de los rodillos.

4.1.15.8. Ensamble de los engranajes

Se ensamblan los engranajes en el eje de los rodillos, una vez colocados se deben ajustar con los prisioneros, (ver la figura 99).



Figura 99. Ensamble de los engranajes rectos.

4.1.15.9. Ensamble general de la máquina estampadora de cera de abeja

Finalmente se ensamblan todas las partes, para así obtener la máquina estampadora de cera de abeja, (ver la figura 100).



Figura 100. Ensamble general de la máquina estampadora.

4.1.15.10. Sistema eléctrico

El sistema eléctrico consta de un panel de control para el encendido del motorreductor, este tiene los siguientes componentes: pulsadores, breakers, terminales, botones de encender/apagar, (ver la figura 101).



Figura 101. Sistema eléctrico para el motorreductor.

Para conexión eléctrica:

- Cable calibre 14 para conectar al motorreductor.
- Cable calibre 16 para sistema de control, (ver la figura 102).

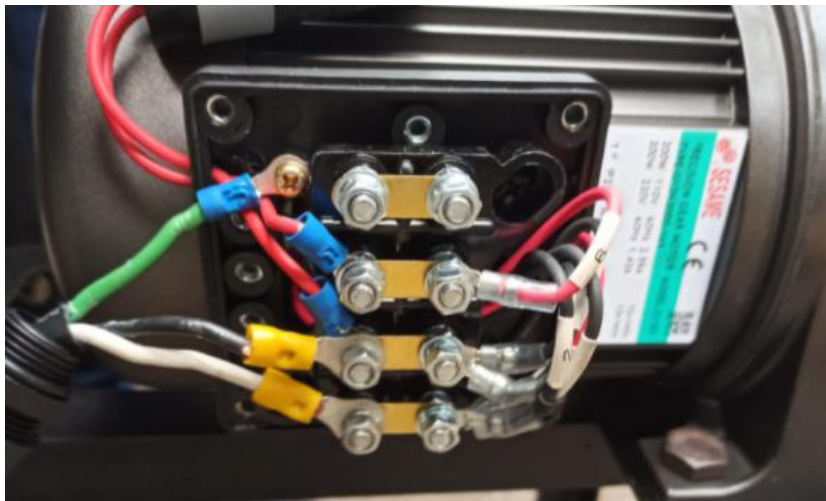


Figura 102. Conexión eléctrica del motorreductor.

Diagrama del sistema eléctrico

El software Cade Simu nos permite diseñar el sistema eléctrico de fuerza y mando, (ver la figura 103).

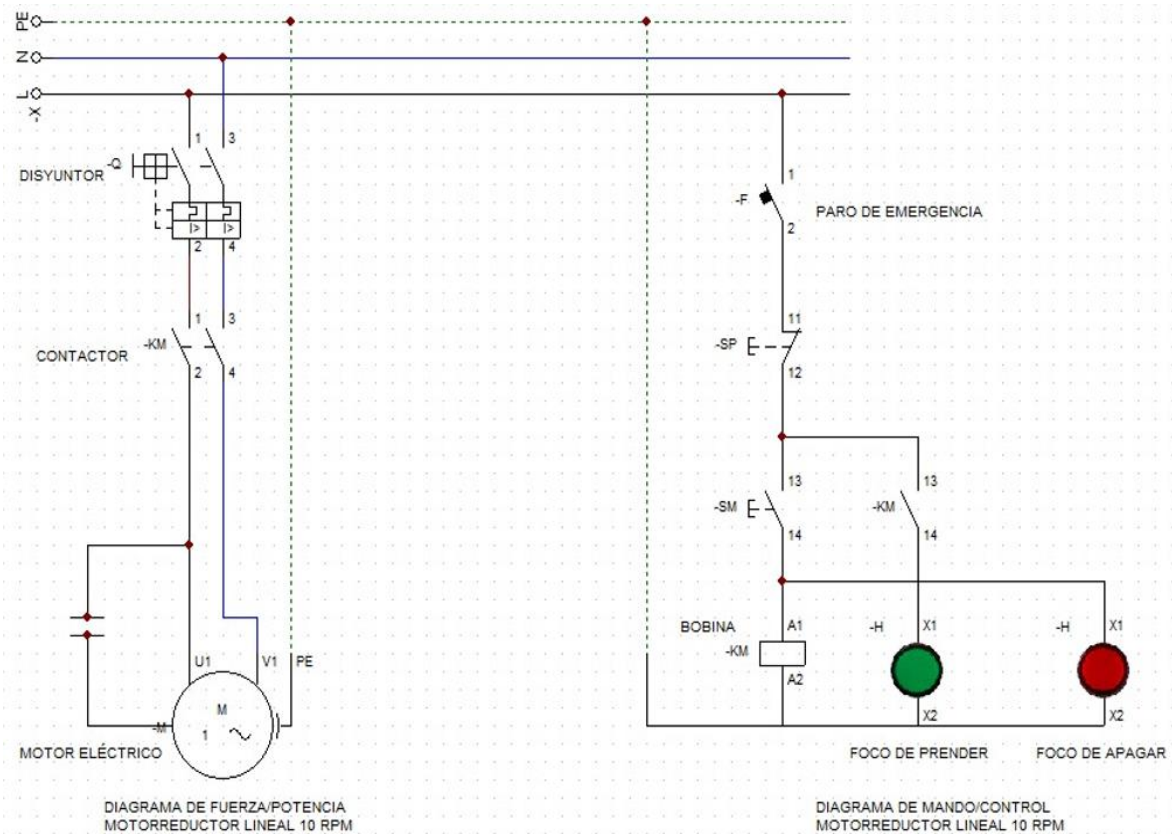


Figura 103. Diagrama de fuerza y control.

4.1.16. Análisis de pruebas realizadas

Para tener láminas estampadas, se deben realizar los siguientes pasos:

1. Preparar bloques de cera, colocar en un recipiente de barril, (ver la figura 104).



Figura 104. Bloques de cera de abeja.

2. Colocar los bloques de cera en el recipiente de barril para fundirlo a una temperatura de fusión de 62 °C, esta debe permanecer constante, (ver la figura 105). Esperar entre 10 a 15 minutos para que la cera se funda completamente.



Figura 105. Bloques de cera en el recipiente de barril.

3. Remover la cera constantemente para que no se pegue en las paredes del recipiente, (ver la figura 106).



Figura 106. Remover la cera de abeja.

4. Realizar un filtrado para eliminar las impurezas de la cera fundida, así obtener una cera limpia, (ver la figura 107).



Figura 107. Filtrado de cera de abeja.

5. Sumergir una tabla de madera en la cera líquida de 3 a 4 veces, como resultado se tendrá una lámina de 2 mm de espesor, si se quiere láminas de mayor espesor sumergir las veces que sea necesario, (ver la figura 108).



Figura 108. Sumergido de la tabla de madera en la cera líquida.

6. Posteriormente la cera depositada sobre tabla de madera, se debe enfriar traduciéndola en un recipiente de agua, (ver la figura 109).



Figura 109. Enfriamiento de cera de abeja.

7. Cortar los bordes de la lámina con una espátula o alguna herramienta de cocina, (ver la figura 110).



Figura 110. Se corta los bordes de la lámina de cera de abeja.

8. Posteriormente, retirar la lámina de la tabla, como resultado se tiene láminas lisas, (ver la figura 111).



Figura 111. Obtención de la lámina de cera de abeja.

9. La preparación de la laminadora implica limpiar los rodillos con agua jabonosa, lo que ayudará a que las láminas no se peguen entre sí al realizar el estampado, (ver la figura 112).



Figura 112. Agua enjabonada en los rodillos.

10. Finalmente, realizar el estampado y obtener láminas estampadas. En el proceso de laminado se debe utilizar un material plástico para guiar la salida de las láminas, (ver la figura 113).

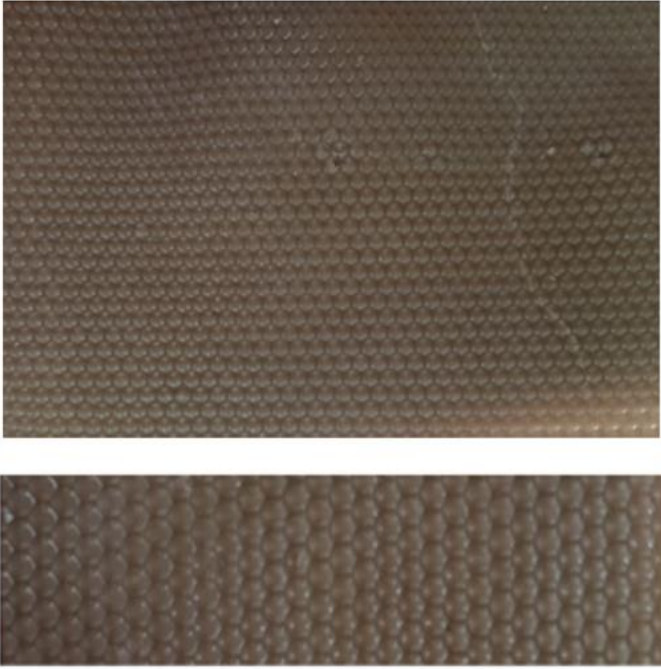
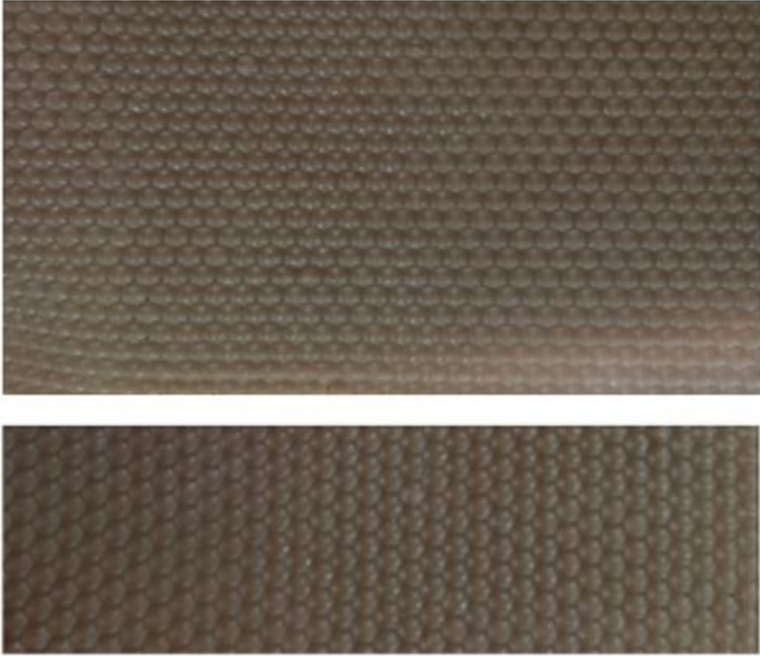


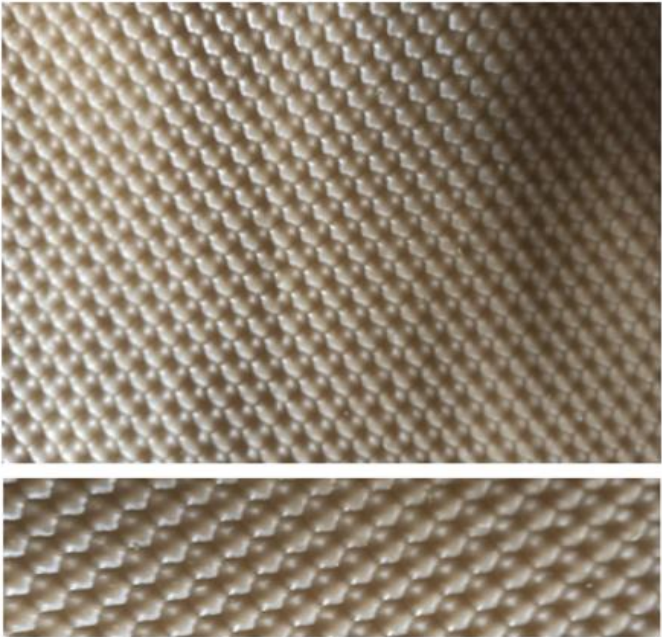
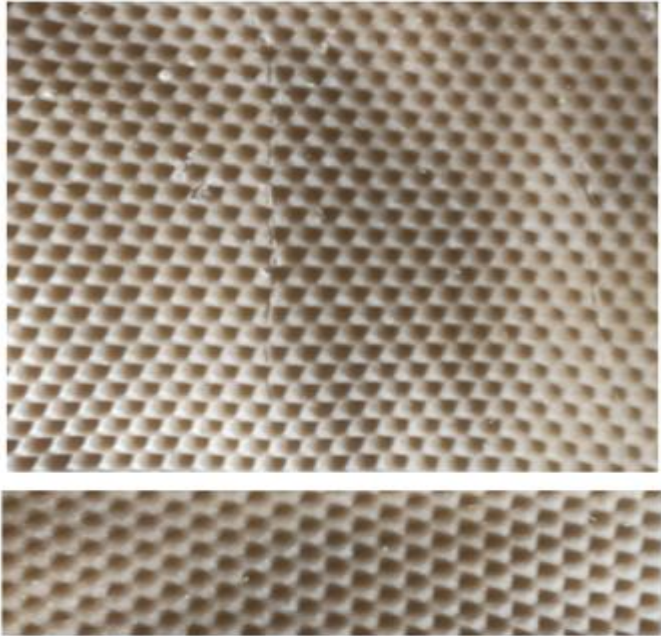
Figura 113. Lámina estampada en los rodillos.

4.1.16.1. Pruebas de estampado

La tabla 28 muestra las cuatro pruebas de estampado con diferentes configuraciones de ajuste entre los rodillos.

Tabla 28. Comparación de pruebas realizadas de estampado de cera de abeja.

Prueba 1	Prueba 2
<p data-bbox="320 384 1075 515">La figura 114 se muestra la primera lámina estampada, con una separación de 2,5 mm entre los vértices de los alvéolos de los rodillos.</p> <p data-bbox="320 552 846 580">La huella en las láminas aún no es adecuada.</p> <p data-bbox="421 619 978 647">Figura 114. Primera estampada en los rodillos.</p> 	<p data-bbox="1097 384 1912 467">La figura 115 se muestra la segunda lámina estampada, con una separación de 2 mm entre los vértices de los alvéolos de los rodillos.</p> <p data-bbox="1097 504 1912 587">Las huellas en las láminas van mejorando, pero aún nos falta una mayor precisión.</p> <p data-bbox="1220 624 1787 652">Figura 115. Segunda estampada en los rodillos.</p> 

Prueba 3	Prueba 4
<p data-bbox="320 316 1077 448">La figura 116 se muestra la tercera lámina estampada con una separación de 1,5 mm entre los vértices de los alvéolos de los rodillos.</p> <p data-bbox="320 485 1077 568">Las huellas en las láminas tienen mayor calidad, pero aún nos falta una mayor precisión.</p> <p data-bbox="421 603 976 635">Figura 116. Tercera estampada en los rodillos.</p> 	<p data-bbox="1099 316 1917 399">La figura 117 se muestra la cuarta lámina estampada con una separación de 1 mm entre los vértices de los alvéolos de los rodillos.</p> <p data-bbox="1099 435 1917 568">Las huellas en las láminas son adecuadas, por lo que, para una lámina de 2 mm de espesor, el espacio entre los vértices de los rodillos debe ser de 1 mm.</p> <p data-bbox="1234 603 1789 635">Figura 117. Cuarto estampado en los rodillos.</p> 

La tabla anterior muestra la prueba de estampado de cera de abeja, la parte superior de la base debe ajustarse de manera que el espacio entre los rodillos debe ser de 1 mm, ya que la lámina lisa de 2 mm presenta una geometría adecuada de los alvéolos en la lámina de cera (ver figura 118).

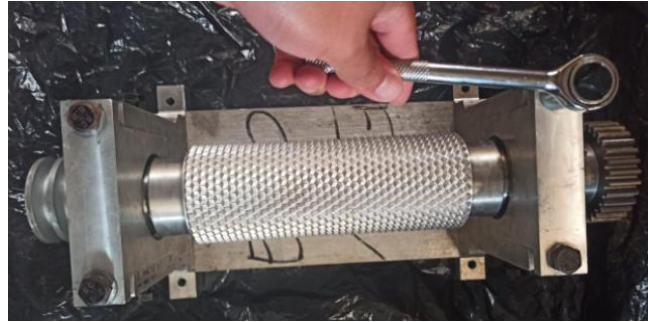


Figura 118. Ajuste de la base superior del rodillo para el estampado.

Finalmente, se obtienen las láminas estampadas en la máquina, (ver la figura 119).



Figura 119. Láminas estampadas.

4.1.17. Análisis de costos generados por parte de la máquina estampadora

Se describirán todos los costos de diseño y construcción de la máquina estampadora de cera de abeja.

4.1.17.1. Costos directos

A continuación, se detallan los gastos y demás costos que se han producido en la fabricación de la máquina de rodillos estampadores de cera de abeja.

Costo de materiales mecánicos

En la tabla 29, se detallan los materiales mecánicos empleados.

Tabla 29. Materiales mecánicos.

Materiales mecánicos			
Descripción	Material	Cantidad	V. Total
Barra sólida de aluminio	6061	1	\$250
Placas de 151 mm × 271 mm × 15 mm	Duraluminio	1	\$40,50
Placas de 190 mm × 210 mm × 25 mm	Duraluminio	2	\$131,60
Placas de 110 mm × 125 mm × 30 mm	Duraluminio	2	\$50
Engranaje recto	AISI 4140	2	\$170
Perfiles en L de 30 mm × 30 mm × 3 mm	AISI A-36	3	\$30
Polea tipo A	Aluminio	2	\$10
Prisioneros de 3/8 in × 1 in	SAE 1045	2	\$1,10
Prisioneros de M8 × 1,5 × 25 mm	SAE 1045	6	\$3,10
Pernos 3/8 in × 2 in	SAE 1045	6	\$3,90
Pernos M10 × 1,5 × 40 mm	SAE 1045	4	\$1,80
Pernos M8 × 1,5 × 30 mm	SAE 1045	8	\$3,60
Pernos M10 × 1,5 × 30 mm y tuerca incluido	SAE 1045	4	\$1,60
Pernos M6 × 1,5 × 15 mm y tuerca y arandela incluido	SAE 1045	22	\$6
Rodamientos	Acero al cromo	4	\$60
Banda dentada	Caucho	2	\$7

Resorte	AISI- 304	2	\$5
Total			\$775,20

Costos de materiales eléctricos

En la tabla 30, se detallan los materiales eléctricos empleados.

Tabla 30. Materiales eléctricos.

Materiales eléctricos		
Descripción	Cantidad	V. Total
Motorreductor	1	\$315
Componentes para el funcionamiento del motorreductor	1	\$72
Total		\$387

Costo de mecanizado

En la tabla 31, se detallan los costos del mecanizado que han intervenido en el proceso de construcción de la máquina estampadora cera de abeja.

Tabla 31. Costo de mecanizado.

Mecanizado	
Descripción	Total
Mecanizada de los rodillos en la fresadora CNC	\$841,68
Mecanizada de la base del rodillo en la fresadora	\$450
Total	\$1291,68

Costo de diseño

El costo del diseño es del 10%, debiendo agregarse un 5% por imprevistos en la etapa de construcción, tal como se presenta en la siguiente tabla.

Tabla 32. Costo de diseño.

Costo de diseño		
Descripción	Porcentaje	Total
Diseño	10%	\$500
Imprevistos	5%	\$250
Total		\$750

4.1.17.2. Costos directos totales

El total de los costos directos se puede apreciar en la siguiente tabla.

Tabla 33. Costos directos totales.

Costos directos totales	
Materiales mecánicos	\$775,20
Materiales eléctricos	\$387
Mecanizado	\$1291,68
Transporte	\$150
Costo de diseño	\$750
Total	\$3353,88

CAPÍTULO V
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

- Para el proceso de obtención de láminas lisas, la temperatura mínima de fusión de la cera debe de encontrarse en el rango de 62 a 65 °C con la finalidad de conservar sus propiedades físicas y químicas, siendo estas: color, densidad y peso específico, las cuales no deben exceder los 75 °C. De tal manera, cuando se encuentre a temperatura de fusión debe realizarse un filtrado en la cera líquida, posteriormente se sumerge el molde de madera en el recipiente, para que esta se pegue al molde, luego se debe pasar el molde en agua durante cinco minutos y, después de ese tiempo se separan las láminas del molde, procediéndose a realizar las pruebas de funcionamiento con diferentes espesores, se obtiene como resultado una lámina de 2 mm de espesor que cumple con los requerimientos.
- Las consideraciones presentes en el diseño de los rodillos son: condiciones geométricas en los alvéolos (longitud de la base, altura de la pirámide y ángulo de inclinación), criterios mecánicos (esfuerzos y factores de seguridad), además, se analizan las propiedades mecánicas de los materiales (módulo y límite elástico). La selección se llevó acorde a los cálculos de diseño y mecanización, el rodillo es de aluminio 6061, empleándose como material base duraluminio, debido a que este presenta un alto límite elástico, en la estructura se utilizó un acero ASTM A-36, los engranes son de acero AISI 4140 debido a que presenta alta dureza, y, además, cumple con las condiciones de cálculo.
- Mediante el software SolidWorks se realizó el modelado de la máquina laminadora de cera de abejas, y debido a la escasa literatura en el modelado del rodillo se buscó asesoría directa de expertos que permitió elaborar el modelo 3D. El sistema de transmisión de potencia se modeló utilizando la extensión Gear Trax-2021, el cual permite establecer las siguientes condiciones: diámetro, número de dientes, ancho de cara, módulo, permite importar los engranes preensamblados al SolidWorks. Otros componentes como: base de los rodillos y estructura fueron lo más sencillo diseñarlos de debido a su geometría.
- La comprobación de los resultados teóricos se realizó en las aplicaciones SolidWorks y ANSYS, y del análisis de los rodillos se descartó la geometría de los alvéolos por

complejidad en obtener resultados, además, se obtuvo que el esfuerzo es de Von Mises es de 182,17 MPa y el factor de seguridad de 1,50. En los engranajes se analizó los dientes que están en contacto, luego se aplicó cargas radiales y tangenciales, obteniéndose un esfuerzo de Von Mises de 730,02 MPa y un factor de seguridad de 1,56. En otros componentes como la base de los rodillos y la estructura, se realizó una simulación similar al de otros elementos. En software ANSYS al realizar la simulación se creó una nueva librería debido a la falta de datos, obteniéndose como resultado que el esfuerzo de Von Mises y el factor de seguridad en los rodillos y engranes fueron de 184,66 MPa, 744,38 MPa, 1,49 y 1,53 respectivamente, para el resto componentes se ejecutó análisis similar al de los casos anteriores.

- La construcción de la máquina de rodillos estampadores de cera de abeja tuvo costos directos estimados en \$2603,88 y para el diseño en \$750, totalizando un valor de \$3353,88.

5.2. Recomendaciones

- Utilizar más de un software para validar los cálculos teóricos, y, de esta forma obtener datos precisos para los análisis.
- Simular el proceso de funcionamiento de la máquina, para tener una idea clara de cómo va a operar o trabajar.
- Realizar los planos detallados, indicando las tolerancias de acople entre los elementos de la máquina, esto se hace necesario debido a que suelen presentarse errores en el montaje de las partes.
- Al momento de realizar las pruebas de la máquina, se debe ajustar adecuadamente el equipo para que el estampado de la lámina sea el adecuado

CAPÍTULO VI
BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía

- [1] S. Armijos, «Revista Vistazo,» La producción de miel de abeja en Ecuador, 19 02 2021.
- [2] J. A. Vásquez, Análisis de los costos de producción de la miel de abeja en Ecuador, Quito: Tesis de grado, 2018.
- [3] L. S. Rodríguez, Plan de producción y comercialización de miel de abeja., Milagro: Tesis de grado, 2021.
- [4] F. A. Machado, Análisis del sector productor y exportador de la miel de abeja, Quito: Tesis de grado, 2021.
- [5] abcAgro, «Agroinformación de la apicultura,» 14 07 2019. [En línea]. Available: http://www.abcagro.com/agriculturas_alternativas/apicultura.asp. [Último acceso: 03 01 2022].
- [6] D. F. Ugalde, «Producción de cera de abejas,» Producción de cera de Abejas, 17 09 2018. [En línea]. Available: https://inta.gob.ar/sites/default/files/proyecto_inti-ue-produccion_de_cera_de_abejas_-_expomieln_azul_2016.pdf. [Último acceso: 03 01 2021].
- [7] N. B. Dobles, «Láminas de cera de abeja,» 22 05 2018. [En línea]. Available: <http://www.mag.go.cr/bibliotecavirtual/AV-1908.pdf>. [Último acceso: 03 01 2022].
- [8] PTC, «Software CAM,» 17 11 2020. [En línea]. Available: <https://www.ptc.com/es/technologies/cad/cam-software>. [Último acceso: 03 01 2022].
- [9] K. B. Dyer, Introduction to Mechanism Design with Computer Applications, Madrid: By CRC Press, 2019.
- [10] S. J. Guanín , Diseño de una estampadora de cera, Quito: Tesis de grado, 2018.
- [11] N. Karpenko, «Apicultura,» 20 08 2017. [En línea]. Available: <https://bee.net.ua/es/shho-take-voshhina-shtuchna-voshhina-yak-zberigati-foto/>. [Último acceso: 13 02 2022].
- [12] Fu-Liang Hu, K. Bíliková, «Standard methods for Apis mellifera royal jelly research,» Journal of Apicultural Research, vol. 58, n° 2, pp. 1-68, 2017.
- [13] L. Sveñjak, L. Ann Chesson, A. Gallina, «Standard methods for Apis mellifera beeswax,» Journal of Apicultural Research, vol. 58, n° 2, p. 109, 2019.

- [14] J. Pérez, G. Villamizar, Diseño y construcción de rodillos estampadores de cera de abeja, Bucaramanga: Tesis de grado.
- [15] O. Valega, «Tamaño de la celdilla y distancia entre panales,» [En línea]. Available: <https://www.apiservices.biz/es/articulos/ordenar-por-popularidad/1182-tamano-de-la-celdilla-distancia-entre-panales-y-posicion-de-los-panales>. [Último acceso: 04 01 2022].
- [16] A. Rebeca, F. Utrera, «Assessment of the africanized origin in the integration of an experimental population of *Apis mellifera scutellata*,» Scielo, vol. 42, n° 2, p. 8, 2019.
- [17] H. J. Yépez, J. A. Flores, Diseño de un equipo fundidor y estampador de cera de abejas, Caracas: Tesis grado.
- [18] S. Domínguez, «Los trabajos de la cera y como fundirla, limpiarla,» [En línea]. Available: <https://www.latiendadelapicultor.com/blog/los-trabajos-de-la-cera-como-fundirla-y-guardarla/>. [Último acceso: 05 01 2021].
- [19] C. Ziegler, T. Sinigaglia, «Desenvolvimento de um equipamento para a produção de cera alveolada,» Holo, vol. 2, pp. 1-16, 2017.
- [20] Norma ASTM A36, «Acero ASTM A36, Acero A36 Propiedades, Ficha Técnica, Dureza.,» [En línea]. Available: <https://www.materialmundial.com/acero-astm-a36-propiedades-ficha-tecnica-estructural/>. [Último acceso: 15 02 2022].
- [21] D. Askeland, La ciencia e ingeniería de los materiales, México: Grupo editorial Iberoamérica, 2017.
- [22] R. G. Budynas, J. K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, México: Miembro de la Cámara Nacional de la Industria Editorial Mexicana, Reg. Núm. 736, 2017.
- [23] R. Malpica, Diseño de elementos de máquinas, México, 2018.
- [24] Robert L. Mott, P. E., Diseño de elementos de máquinas, México: Cámara Nacional de la Industria Editorial Mexicana. Reg. Núm. 1031, 2009.
- [25] J. Díaz, Engranajes de dientes rectos, México, 2019.
- [26] A. STAFF, AGMA Mission Statement, 2019.
- [27] ECUSIERRAS, «ECUSIERRAS,» 26 01 2017. [En línea]. Available: https://www.ecusierras.com/_files/ugd/37b045_0b0b931643eb4a73b2b9593fdddbfba7.pdf. [Último acceso: 12 04 2022].

- [28] D. Fernández, «Tipos de motorreductor,» 21 12 2020. [En línea]. Available: <https://novedadesautomatizacion.com/tipos-de-motorreductores-elmeq/>. [Último acceso: 15 03 2022].
- [29] S. Kalpakjian, S. R. Schmid, *Manufactura, ingeniería y tecnología*, México: Mexicana. Reg. Núm. 1031, 2017.
- [30] R. C. Hibbeler , *Mechanics of Materials*, México: Novena edición, FOCA Grupo, 2017.
- [31] R. Budynas, *Diseño en ingeniería mecánica*, México: Décima edición, MCGRAW-HILL, 2019.
- [32] C. C. Joaquin, *Diseño de elementos de máquinas*, México: Miembro de la Cámara Nacional de la Industria Editorial de México, 2018.
- [33] L. V. Vanegas, *Diseño de elementos de máquinas*, Pereira: Prentice-Hall, 2018.
- [34] SolidWorks, «Solid Bi,» 28 01 2018. [En línea]. Available: <https://solid-bi.es/solidworks/>. [Último acceso: 14 01 2021].
- [35] Ansys, «Ansys,» 15 12 2016. [En línea]. Available: <https://www.nysplm.com/ansys/>. [Último acceso: 14 01 2021].
- [36] LinuxCNC, 21 10 2018. [En línea]. Available: http://linuxcnc.org/docs/2.5/html/common/Getting_EMG_es.html. [Último acceso: 15 01 2021].
- [37] MECAFENIX, «Tipos de operaciones de fresadora CNC,» 05 11 2018. [En línea]. Available: <https://www.ingmecafenix.com/otros/maquinas-herramientas/operaciones-de-fresadora/>. [Último acceso: 15 01 2021].
- [38] J. Besora Magem, «Colmena y portanúcleo tipo Langstroth,» *Tecnología apropiados para el apicultor*, vol. 1, nº 1, p. 51, 2017.
- [39] J. Morgan, S. Townley, G. Kemble, R. Smith, «Measurement of physical and mechanical properties of beeswax,» *Materials Science and Technology*, vol. 18, pp. 1-5, 2017.
- [40] SAE J636, *V-Belts and Pulleys*, SAE, 2022.
- [41] INTERMEC S.A., «Características de las poleas en "V" INTERMEC,» [En línea]. Available: https://www.intermec.com.co/poleas_v.php. [Último acceso: 01 02 2022].
- [42] DUNLOP, «Correas de transmisión industrial,» [En línea]. Available:

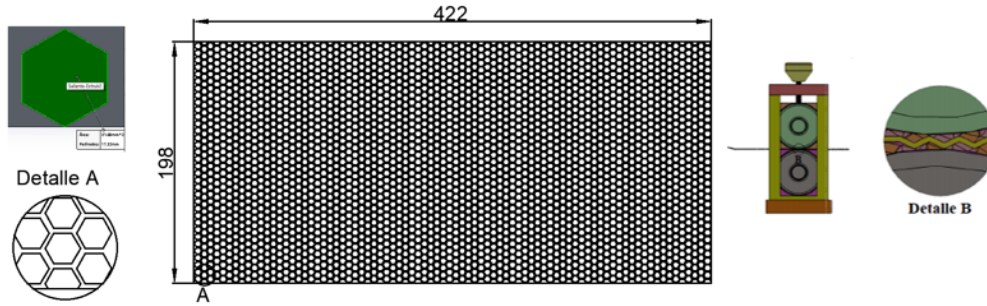
<http://www.dunlop.com.ar/catalogos/03-Catalogodecorreasindustriales.pdf>. [Último acceso: 18 02 2022].

[43] SKF, Rodamientos SKF, SKF, Duoflex, CARB, ICOS, INSOCOAT, KMT, KMTA, Monoflex, Multiflex, 2019.

[44] ANSI-B17.1, Keys and Keyseats, New York: The American Society of Mechanical Engineers.

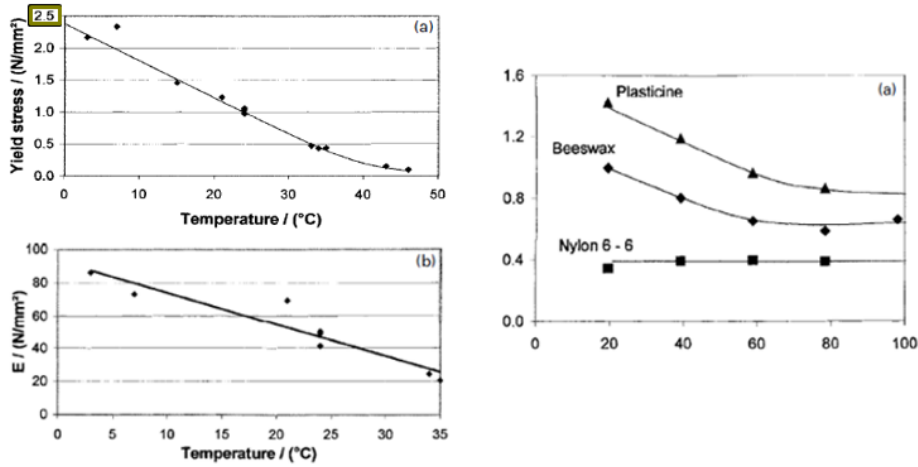
[45] F. Beer, R. Johnston, Mecánica de materiales, México: MCGRAW-HILL, 2021.

CAPÍTULO VII
ANEXOS



Anexo 1. Dimensiones de la lámina de cera de abeja y área de un alvéolo.

464 Morgan et al. Measurement of physical and mechanical properties of beeswax


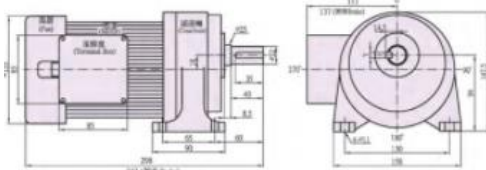


2 Variation of a compressive yield stress; b compressive Young's modulus as function of temperature

Se obtuvo el esfuerzo de fluencia promedio de la cera de abeja $\bar{Y}_f = \sigma = 3 \text{ MPa}$.


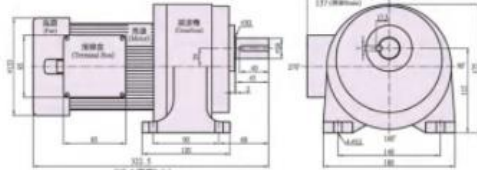
Anexo 2. Propiedades mecánicas de la cera de abeja [39].

G12H-200W
SINGLE/3-PHASE FOOT-MOUNT
TYPE PRECISION GEAR MOTOR

Power (kW)	3-Phase (3 Phase)				Single-Phase (1 Phase)				Full Load Running (rpm)	
	220V	380V	400V	440V	110V	110V	220V	220V	1400	1700
200W	1.28	1.28	0.72	0.88	4.85	3.5	2.5	1.83	1400	1700

G13H-200W
SINGLE/3-PHASE FOOT-MOUNT
TYPE PRECISION GEAR MOTOR

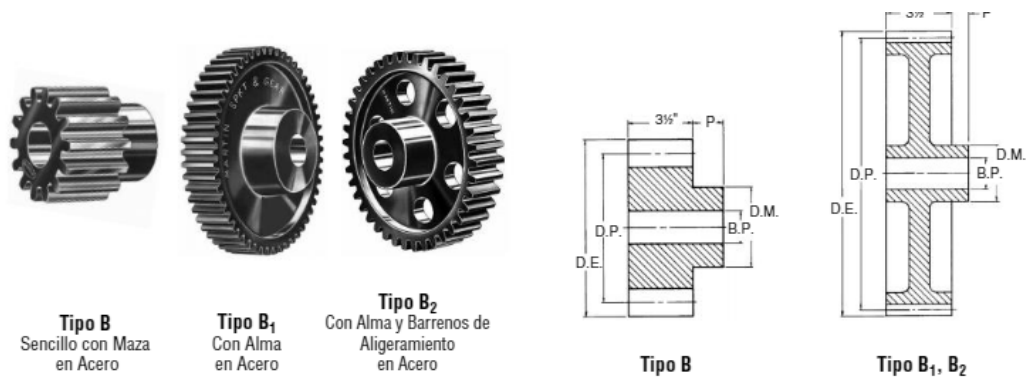



Power (kW)	3-Phase (3 Phase)				Single-Phase (1 Phase)				Full Load Running (rpm)	
	220V	380V	400V	440V	110V	110V	220V	220V	1400	1700
200W	1.28	1.28	0.72	0.88	4.85	3.5	2.3	1.83	1400	1700

Anexo 3. Características del motorreductor.

Tabla Nº 1						
ϕ mm	Z	A	B	C	D	E
50						
53						
56						
60	•					
63	••					
67	•					
71	••	•				
75	•	•				
80	••	•				
90	•	••				
95		•				
100	••	••				
106		•				
112	•	••	•			
118		•	•			
125	••	••	•			
132		•	•			
140	•	••	••			
150	•	•	•			
160	••	••	••			
170			•			
180	•	••	••	•		
200	••	••	••	••		
212				•		
224	•	•	•	••		
236				•		
250	•	••	••	••		
265				•		
280		•	•	••		
300		•	•	•		

Anexo 4. Selección de diámetros de la polea [42].



Acero

Número de Dientes	Número de Parte	Angulo de Presión	Diámetro		Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
			Paso	Exterior		Piloto	Máx.*	Diámetro	Proy.	
12	TS412	20	3.000	3.500	B	1 1/8	1 1/8	2 3/4	1/2	6.8
14	TS414	20	3.500	4.000	B	1 1/8	1 1/8	2 3/4	1/2	9.8
15	TS415	20	3.750	4.250	B	1 1/8	1 1/8	3 1/4	1/2	11.5
16	TS416	20	4.000	4.500	B	1 1/8	2 1/8	3 3/4	1/2	13.3
18	TS418	20	4.500	5.000	B	1 1/8	2 3/8	3 3/4	1/2	17.3
20	TS420	20	5.000	5.500	B	1 1/8	2 3/8	4 1/4	1/2	21.8
22	TS422	20	5.500	6.000	B	1 1/8	3	4 1/4	1/2	26.7
24	TS424	20	6.000	6.500	B	1 1/8	3 1/8	5	1 1/4	33.7
28	TS428	20	7.000	7.500	B	1 1/8	3 1/8	5	1 1/4	43.8
30	TS430	20	7.500	8.000	B	1 1/8	3 1/8	5	1 1/4	49.4
32	TS432	20	8.000	8.500	B	1 1/8	3 1/8	5	1 1/4	56.8
36	TS436	20	9.000	9.500	B	1 1/8	3 1/8	5	1 1/4	70.0
40	TS440	20	10.000	10.500	B	1 1/8	3 1/8	5 1/2	1 1/4	85.2
44	TS444	20	11.000	11.500	B	1 1/8	3 1/8	5 1/2	1 1/4	101.6
48	TS448	20	12.000	12.500	B	1 1/8	3 1/8	5 1/2	1 1/4	119.5
56	TS456	20	14.000	14.500	B ₁	1 1/8	3 1/8	5 1/2	1 1/4	96.9
60	TS460	20	15.000	15.500	B ₂	1 1/8	3 1/8	5 1/2	1 1/4	88.1
64	TS464	20	16.000	16.500	B ₂	1 1/8	3 1/8	5 1/2	1 1/4	86.9
72	TS472	20	18.000	18.500	B ₂	1 1/8	3 1/8	5 1/2	1 1/4	86.5
80	TS480	20	20.000	20.500	B ₂	1 1/8	3 1/8	5 1/2	1 1/4	90.9

* Barreno máximo recomendado con cuñero y oprimor.

Anexo 5. Selección del engranaje recto.

Módulo (mm)	P_d equivalente	P_d normalizado más cercano (dientes/pulg)
0.3	84.667	80
0.4	63.500	64
0.5	50.800	48
0.8	31.750	32
1	25.400	24
1.25	20.320	20
1.5	16.933	16
2	12.700	12
2.5	10.160	10
3	8.466	8
4	6.350	6
5	5.080	5
6	4.233	4
8	3.175	3
10	2.540	2.5
12	2.117	2
16	1.587	1.5
20	1.270	1.25
25	1.016	1

Anexo 6. Módulo normalizado [24].

Aluminio 6061	
Resistencia máxima [S_{ut}]	310 [MPa]
Resistencia a la fluencia [S_y]	276 [MPa]
Resistencia a la fatiga [S_e]	97 [MPa]
Límite de fatiga [S'_e]	0,4* S_{ut}

Anexo 7. Propiedades del Aluminio 6061.

Software SAP2000 V22

Diagrama momento flector del rodillo en el eje Z



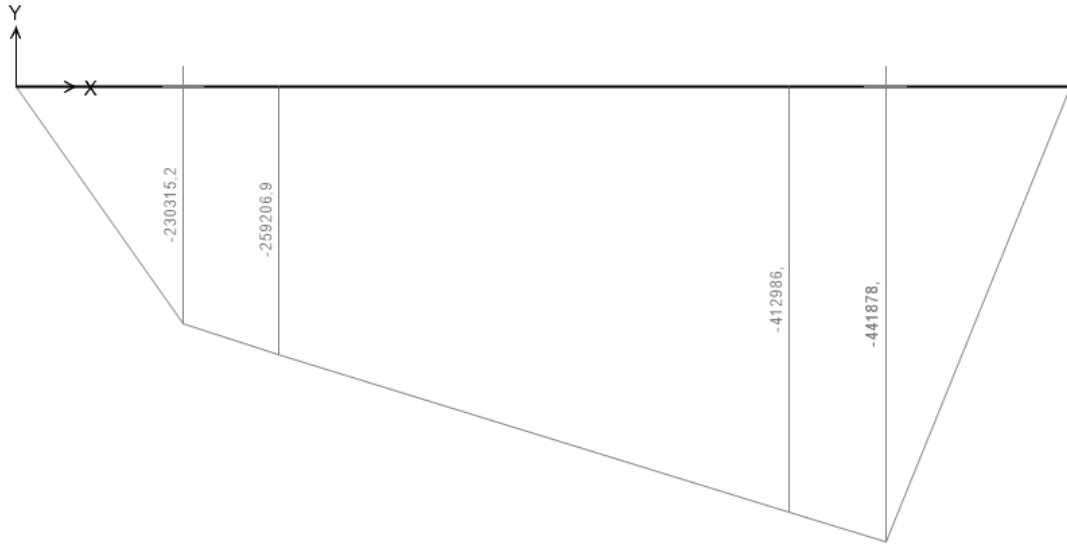


Diagrama de fuerza cortante del rodillo en el eje Y

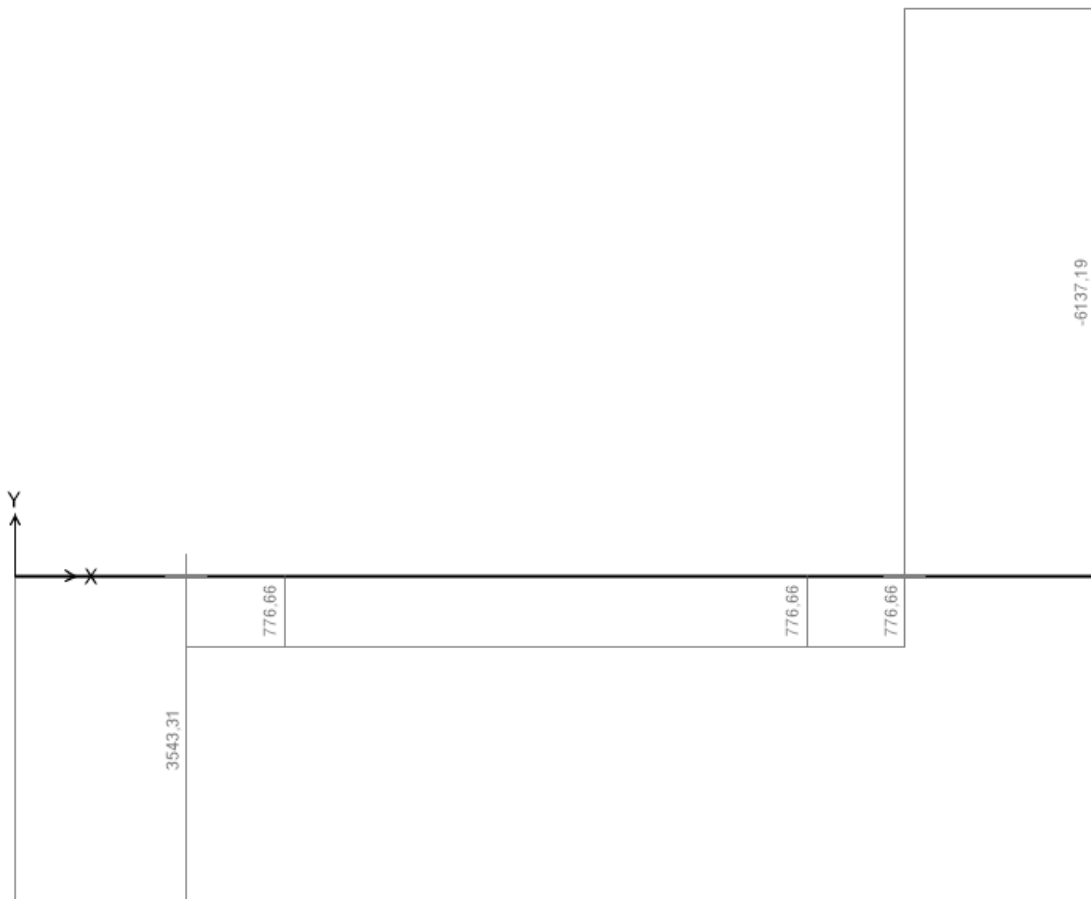


Diagrama momento flector del rodillo en el eje Z

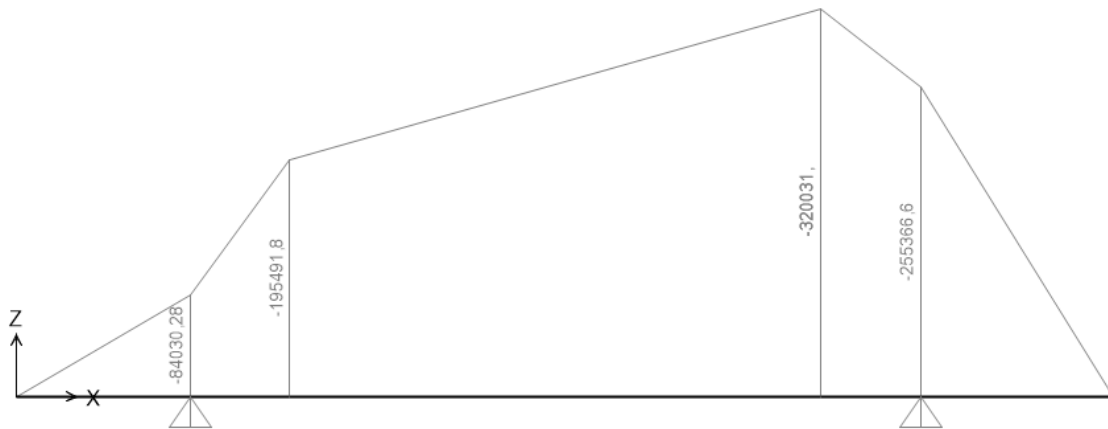
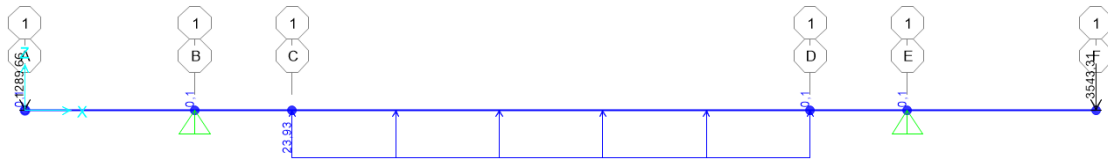
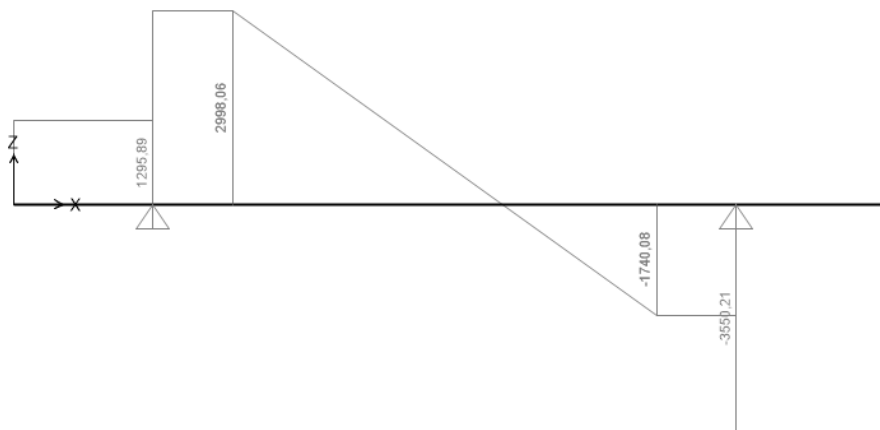


Diagrama de fuerza cortante del rodillo en el eje Y



Anexo 8. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del rodillo en el software SAP2000 V22.

Software Ftool

Diagrama de momento flector del rodillo en el eje Y

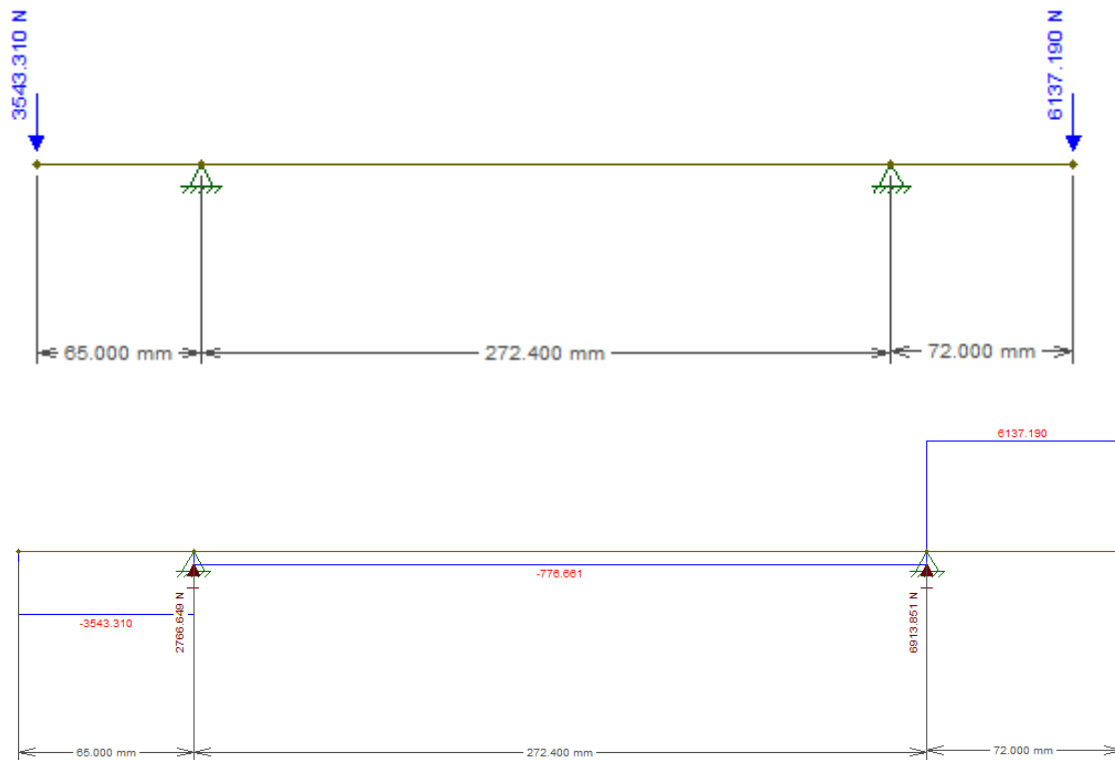
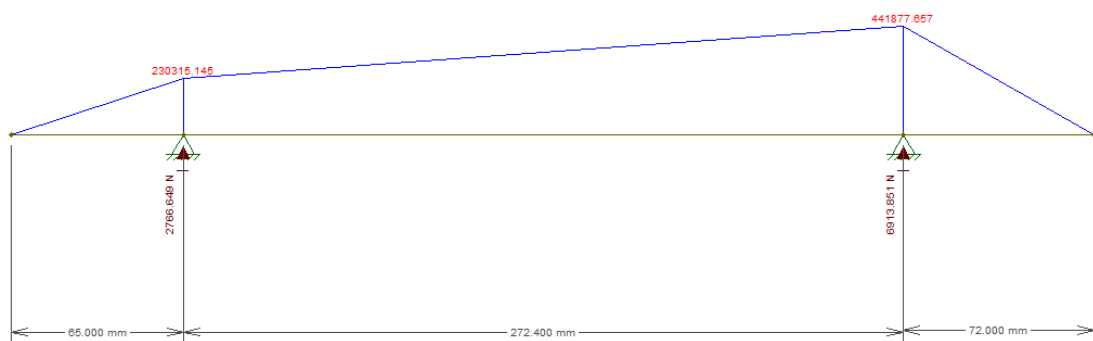


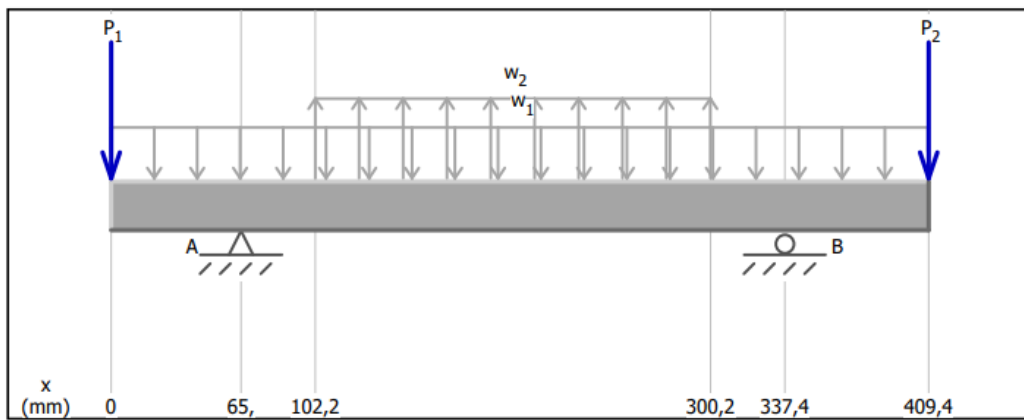
Diagrama de fuerza cortante del rodillo en el eje Y



Anexo 9. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del rodillo en el software Ftool.

Software MDSolids

Diagrama momento flector del rodillo en el eje Z



$w_1 = 0,0981 \text{ N/mm (down)}$
 $w_2 = 23,93 \text{ N/mm (up)}$
 $P_1 = 1289,66 \text{ N (down)}$
 $P_2 = 3543,31 \text{ N (down)}$

$A_y = 1.688,66 \text{ N (down)}$
 $B_y = 1.823,66 \text{ N (up)}$

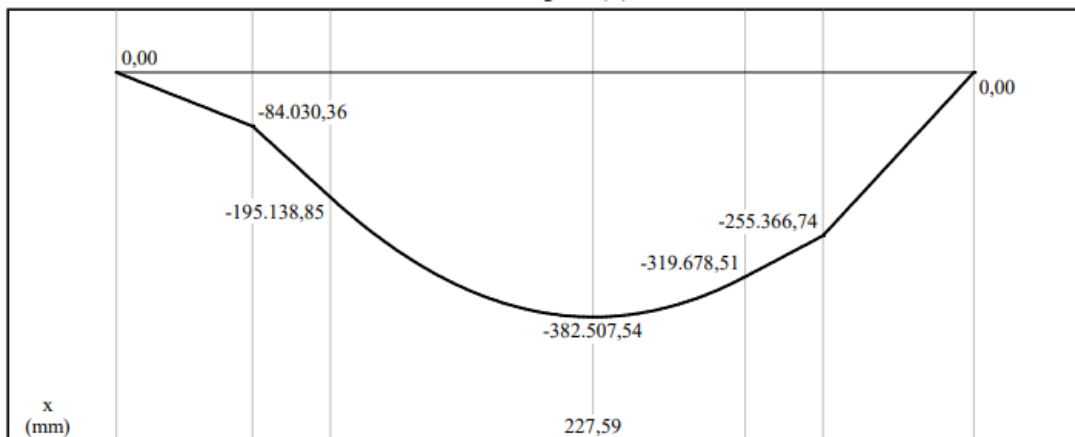


Diagrama de fuerza cortante del rodillo en el eje Y

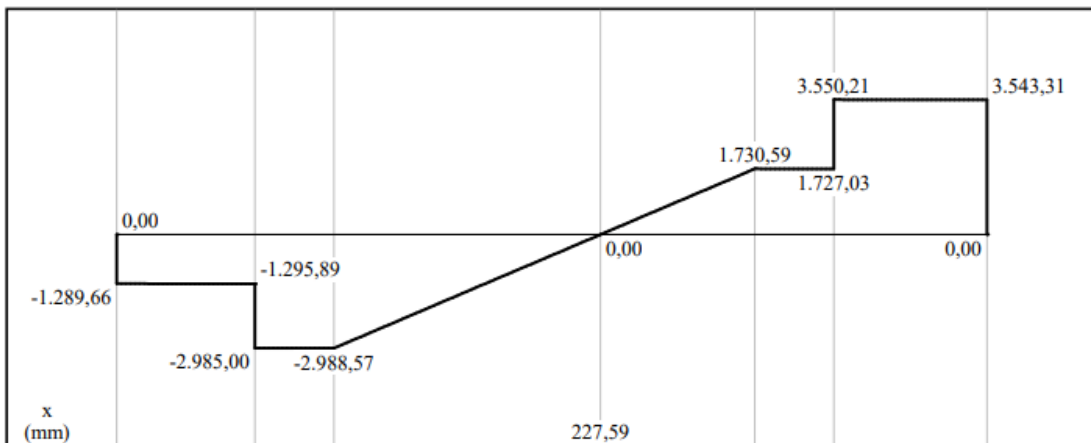
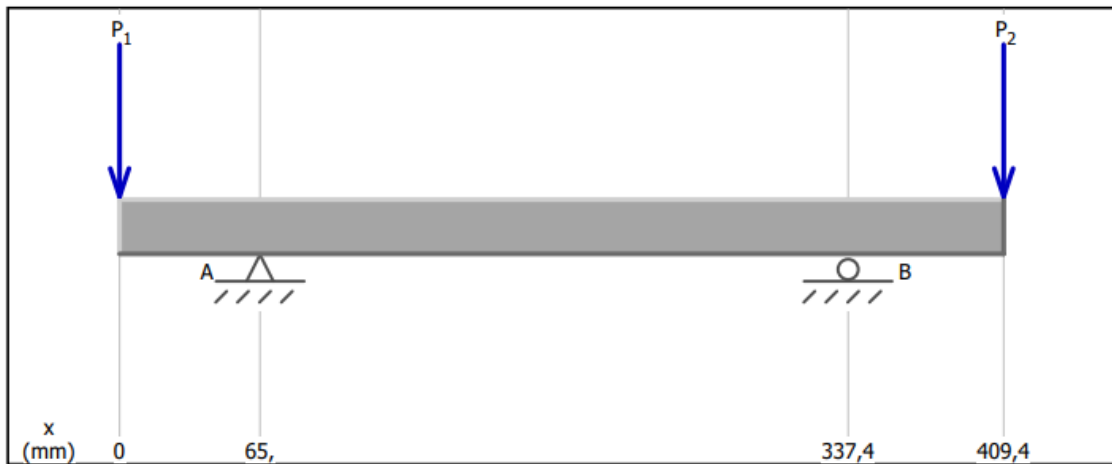


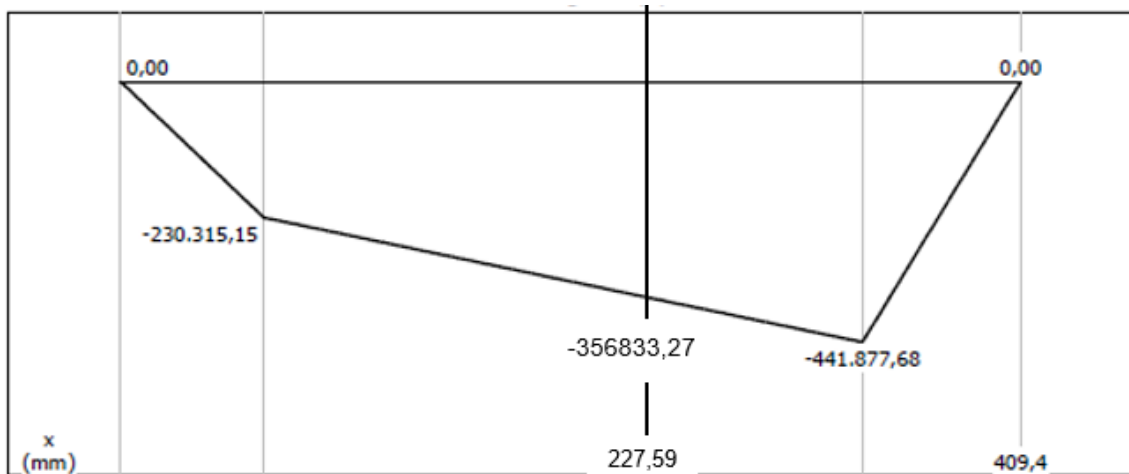
Diagrama momento flector del rodillo en el eje Z



Load Diagram

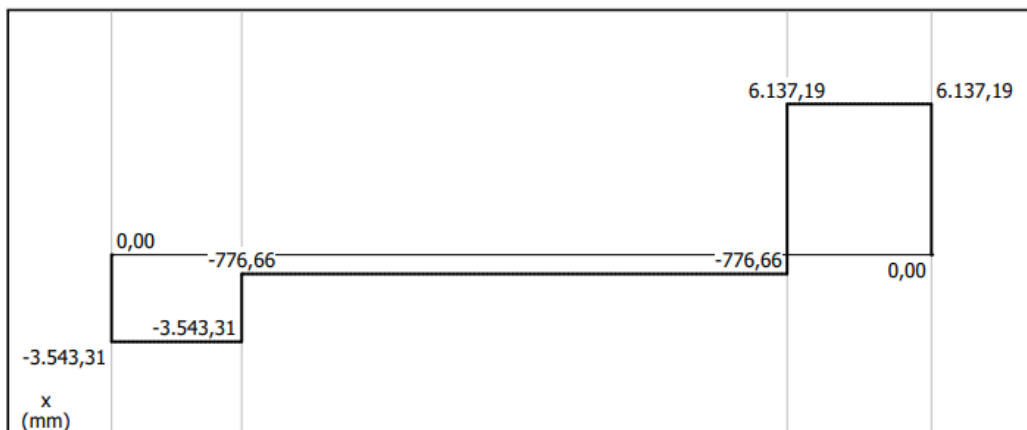
$P_1 = 3543,31$ N (down)
 $P_2 = 6137,19$ N (down)

$A_y = 2.766,65$ N (up)
 $B_y = 6.913,85$ N (up)



Moment Diagram (N-mm)

Diagrama de fuerza cortante del rodillo en el eje Y.

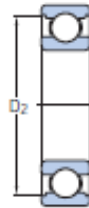
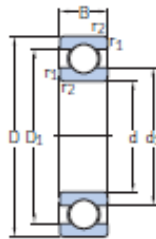


Shear Diagram (N)

Anexo 10. Diagrama momento flector y fuerza cortante del rodillo en el software MDSolids.

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 45 – 50 mm

1.1



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
45	58	7	6,63	6,1	0,26	-	6 700	0,04	▶ 61809-2RS1	-
	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	11 000	0,04	▶ 61809-2RZ	-
	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04	▶ 61809	-
	68	12	14	10,8	0,465	-	6 000	0,14	▶ 61909-2RS1	-
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	10 000	0,14	▶ 61909-2RZ	-
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14	▶ 61909	-
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	▶ 16009	-
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24	▶ 6009	-
	75	16	22,1	14,6	0,64	-	5 600	0,25	▶ 6009-2RS1	6009-RS1
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	10 000	0,25	▶ 6009-2Z	6009-Z
	75	23	20,8	14,6	0,64	-	5 600	0,36	▶ 63009-2RS1	-
	85	19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42	▶ 6209	-
85	19	35,1	21,6	0,915	-	5 000	0,42	▶ 6209-2RSH	▶ 6209-RSH	
85	19	35,1	21,6	0,92	17 000	8 500	0,43	▶ 6209-2Z	6209-Z	
85	23	33,2	21,6	0,915	-	5 000	0,51	▶ 62209-2RS1	-	
100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84	▶ 6309	-	
100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	14 000	0,85	▶ 6309 M	-	
100	25	55,3	31,5	1,34	-	4 500	0,85	▶ 6309-2RSH	▶ 6309-RSH	
100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	7 500	0,87	▶ 6309-2Z	6309-Z	
100	36	52,7	31,5	1,34	-	4 500	1,2	▶ 62309-2RS1	-	
120	29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55	▶ 6409	-	
50	65	7	6,76	6,8	0,285	-	6 000	0,052	▶ 61810-2RS1	-
	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	10 000	0,052	▶ 61810-2RZ	-
	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052	▶ 61810	-
72	12	14,6	11,8	0,5	-	5 600	0,14	▶ 61910-2RS1	-	
72	12	14,6	11,8	0,5	10 000	8 500	0,14	▶ 61910-2RZ	-	

Anexo 11. Rodamientos rígidos de una hilera de bolas [43].

Valores orientados de la vida especificada de los diferentes tipos de máquinas

Tipos de máquina	Vida especifica (Horas)
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico.	300-3000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción.	3000-8000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad de funcionamiento: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8000-12000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias.	10000-25000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras.	20000-30000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadoras, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil.	40000-50000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador.	30000-100000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar.	60000-100000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar.	100000-200000

Anexo 12. La vida nominal SKF [43].

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	$1\frac{1}{8}$	1/4	1/4	3/16
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$5/16$	$5/16$	1/4
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$	3/8	3/8	1/4
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1/2	1/2	3/8
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	5/8	5/8	7/16
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	3/4	3/4	1/2
$3\frac{1}{4}$	$3\frac{3}{4}$	7/8	7/8	5/8
$3\frac{3}{4}$	$4\frac{1}{2}$	1	1	3/4
4 $\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	7/8
$5\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	1
$6\frac{1}{2}$	$7\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$
$7\frac{1}{2}$	9	2	2	$1\frac{1}{2}$
9	11	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$
11	13	3	3	2

Anexo 13. Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje [22].

TIPOS DE MÁQUINAS O EQUIPOS	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradoras Transportadores de trabajo ligero Ventiladores de hasta 10 caballos de fuerza	1.1	1.2	1.3
Transportadores de banda para arena, grano, etc Bombas rotativas de desplazamiento positivo Máquinas herramientas Maquinaria de lavandería Mezcladores de masa Ejes de línea Generadores Maquinaria de imprenta Taladros-prensas-cortadores Cribas giratorias y vibratorias Ventiladores de mas de 10 caballos de fuerza	1.2	1.3	1.4
Maquinaria para aserrios y trabajos en madera Transportadores (arrastre o tornillo) Compresores de pistón Molinos de martillo Pulverizadores Excitadores Maquinaria textil Bombas de pistón Elevadores cangilones Maquinaria para ladrillos Sopladores de desplazamiento positivo	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias-mandibula-rodillo) Extrusoras-molinos de caucho Molinos de bolas Malacates	1.5	1.6	1.8

Anexo 14. Factores de servicio típicos [41].

$\frac{(D-d)}{c}$	Arco de contacto [Grados]	Factor de corrección
0.00	180	1.00
0.10	174	0.99
0.20	169	0.97
0.30	163	0.96
0.40	157	0.94
0.50	151	0.93
0.60	145	0.91
0.70	139	0.89
0.80	133	0.87
0.90	127	0.85
1.00	120	1.82
1.10	113	1.80
1.20	106	1.77
1.30	99	1.73
1.40	91	1.70
1.50	83	1.65

Anexo 15. Ángulo de contacto y factor de corrección [41].

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
	7.0 y mayor	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90

Anexo 16. Potencias nominales de bandas en V [22].

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

*Multiplique la potencia nominal de la banda por este factor para conseguir la potencia corregida.

Anexo 17. Factor de corrección de longitud de banda [22].



Referencia: A35

Descripción: A35 Correa Clásica en V

Longitud: 35" Longitud Interna, 37" Longitud Externa.

Ancho Superior: 1/2"

Alto: 5/16"

Peso: 0.23lb

Material: Caucho con refuerzos en cable de poliéster y recubrimiento con textil de algodón con poliéster impregnado en caucho.

Resistencia a la Temperatura: -35C to +70C.

Uso Recomendado: Agrícola y en maquinaria industrial.

Polea recomendada: más de 71mm (2-3/4).

Otras especificaciones: Resistencia limitada al aceite, Anti estático y dimensiones constantes.

Anexo 18. Detalles de la correa A-35.

Material	Especificación	Tamaño, pulg	Diámetro mínimo de la polea, pulg	Tensión permisible por ancho unitario a 600 pies/min, lbf/pulg	Peso específico, lbf/pulg ³	Coefficiente de fricción	
Cuero	1 capa	$t = \frac{11}{64}$	3	30	0.035-0.045	0.4	
		$t = \frac{13}{64}$	3½	33	0.035-0.045	0.4	
	2 capas	$t = \frac{18}{64}$	4½	41	0.035-0.045	0.4	
		$t = \frac{20}{64}$	6ª	50	0.035-0.045	0.4	
		$t = \frac{23}{64}$	9ª	60	0.035-0.045	0.4	
Poliamida ^b	F-0 ^c	$t = 0.03$	0.60	10	0.035	0.5	
	F-1 ^c	$t = 0.05$	1.0	35	0.035	0.5	
	F-2 ^c	$t = 0.07$	2.4	60	0.051	0.5	
	A-2 ^c	$t = 0.11$	2.4	60	0.037	0.8	
	A-3 ^c	$t = 0.13$	4.3	100	0.042	0.8	
	A-4 ^c	$t = 0.20$	9.5	175	0.039	0.8	
	A-5 ^c	$t = 0.25$	13.5	125	0.039	0.8	
Uretano ^d	w = 0.50	$t = 0.062$	Vea	5.2 ^e	0.038-0.045	0.7	
	w = 0.75	$t = 0.078$	la tabla	9.8 ^e	0.038-0.045	0.7	
	w = 1.25	$t = 0.090$	17-3	18.9 ^e	0.038-0.045	0.7	
	Redonda	$d = \frac{1}{4}$		Vea	8.3 ^e	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{8}$		la tabla	18.6 ^e	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{1}{2}$		17-3	33.6 ^e	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{4}$			74.3 ^e	0.038-0.045	0.7

Anexo 19. Propiedades de algunos materiales de las bandas planas y redondas [22].

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Anexo 20. Factores de servicio sugeridos Ks para transmisiones de banda en V [22].

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

Anexo 21. Algunos parámetros de bandas en V ($K_b = \text{lb} \cdot \text{in}$) [22].

Sección de la banda	10^8 a 10^9 picos de fuerza		10^9 a 10^{10} picos de fuerza		Diámetro mínimo de polea, pulg
	K	b	K	b	
A	674	11.089			3.0
B	1 193	10.926			5.0
C	2 038	11.173			8.5
D	4 208	11.105			13.0
E	6 061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1 062	10.153	2.65
5V	1 654	12.593	2 394	10.283	7.1
8V	3 638	12.629	5 253	10.319	12.5

Anexo 22. Parámetros de durabilidad para algunas secciones de banda en V ($K = \text{lb} \cdot \text{in}$) [22].

Aplicación	Vida de diseño (horas)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general.	20000-30000
Bombas y compresores	40000-60000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 horas	100000-200000

Anexo 23. Vida de diseño recomendada [24].

Material del piñón	Módulo de elasticidad, E_p lb/pulg ² (MPa)	Material y módulo de elasticidad E_g , lb/pulg ² (MPa), del engrane					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Anexo 24. Coeficiente elástico [24].

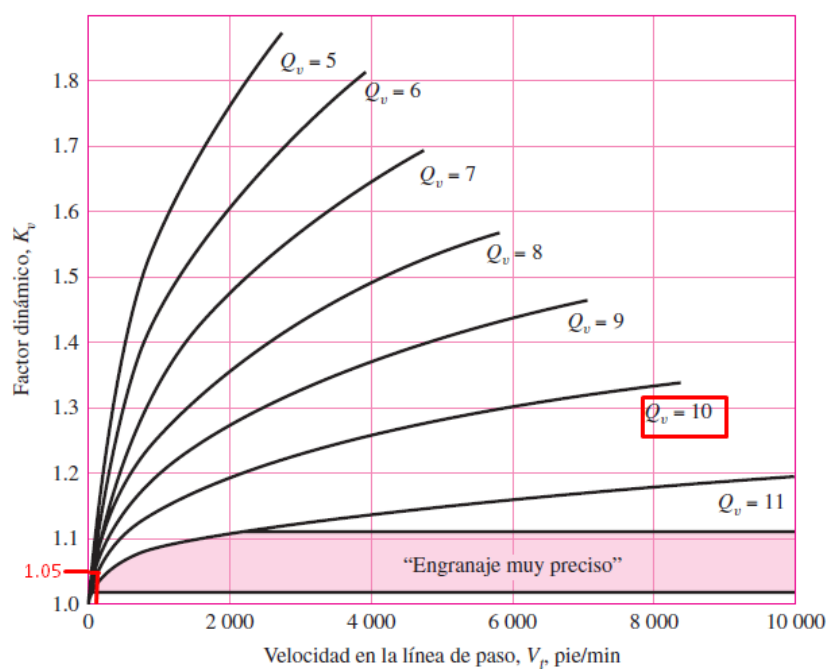
TABLA 9-5 Factores de sobrecarga sugeridos, K_o

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

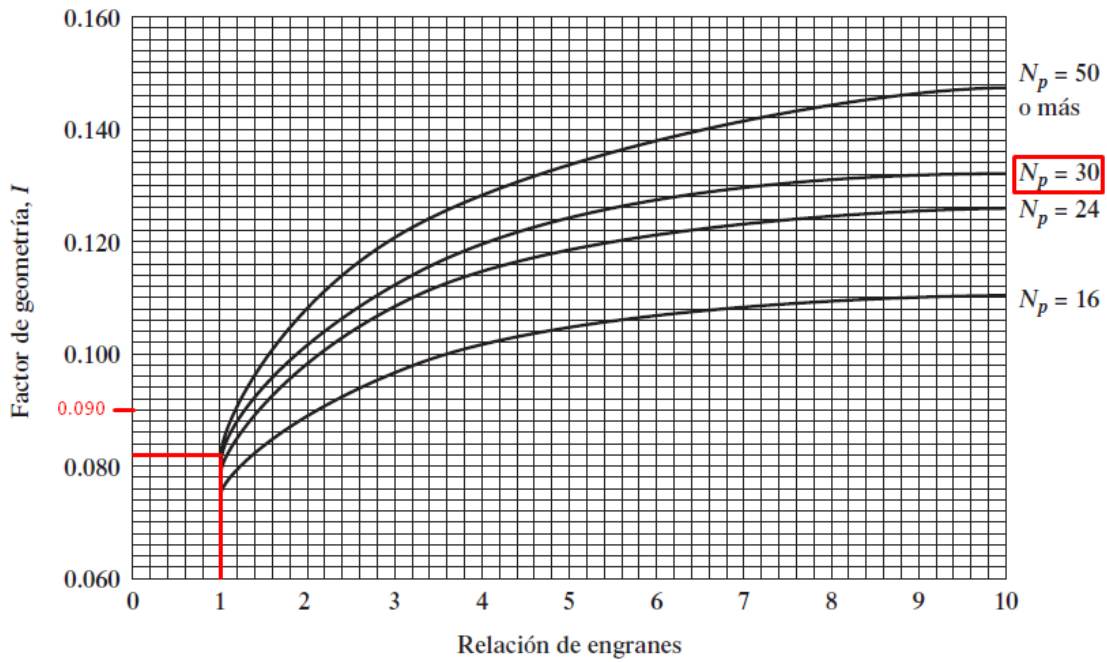
TABLA 9-6 Factores de tamaño sugeridos, K_s

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Anexo 25. Factores de sobrecarga sugeridos y Factores de tamaño sugeridos [24].



Anexo 26. Factor dinámico [24].



a) Ángulo de presión 20°, profundidad completa (addendum normal = $1/P_d$)

Anexo 27. Factor de geometría I para piñones rectos externos y distancias entre centros estándar [24].

Propiedades mecánicas del AISI 4140

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura, °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1 630 (236)	1 460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1 500 (217)	1 380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1 280 (186)	1 190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1 000)	1 030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1 200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1 600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1 585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
	4140	TyR	205 (400)	1 770 (257)	1 640 (238)	8	38
TyR		315 (600)	1 550 (225)	1 430 (208)	9	43	445
TyR		425 (800)	1 250 (181)	1 140 (165)	13	49	370
TyR		540 (1 000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
TyR		650 (1 200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
Normalizado		870 (1 600)	1 020 (148)	655 (95)	18	47	302
Recocido		815 (1 500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340	TyR	315 (600)	1 720 (250)	1 590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1 470 (213)	1 360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1 000)	1 170 (170)	1 080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1 200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

*Templado en agua.

Propiedades mecánicas (AISI 4140)

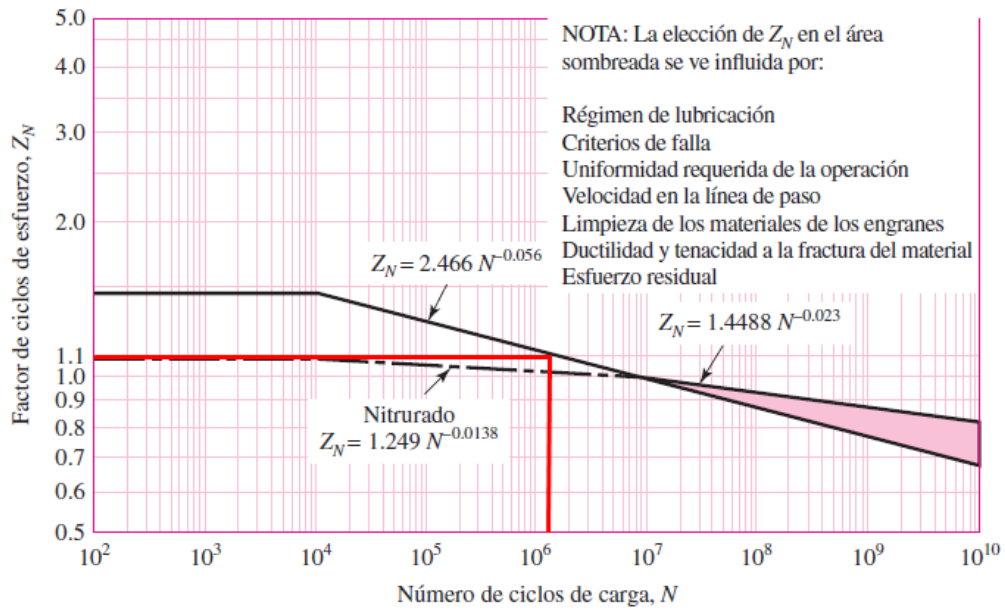
Dureza Brinell, HB	370
Límite elástico (Esfuerzo de fluencia)	1140 MPa
Resistencia a la tracción	1250 MPa
Elongación	12%
Módulo de elasticidad	200 GPa
Densidad	7850 kg/m ³
Coefficiente de Poisson	0,29
Punto de fusión	425 °C
Calor específico	561 J/kg · K
Conductividad térmica	37,7 W/m · K

Anexo 28. Propiedades del acero AISI 4140 [22].

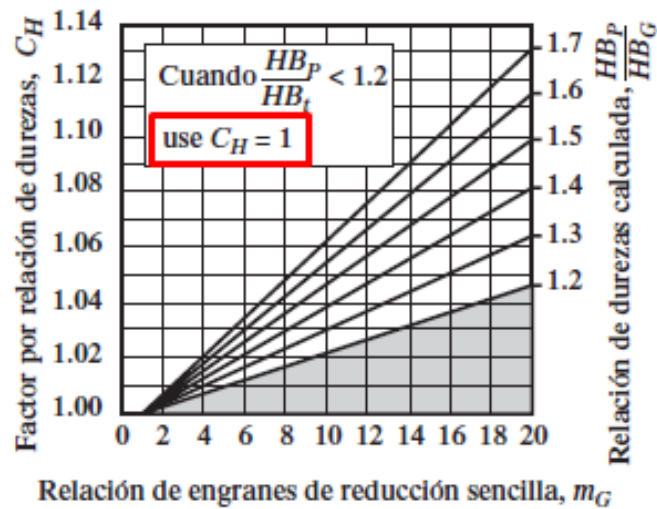
Resistencia de contacto repetidamente aplicada S_c a 10^7 ciclos y confiabilidad de 0.99 de engranes de acero
Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima ¹	Número de esfuerzo de contacto permisible, ² S_c , psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero ³	Endurecido ⁴ completamente	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	—
	Endurecido por flama ⁵ o por inducción ⁵	50 HRC	170 000	190 000	—
		54 HRC	175 000	195 000	—
	Carburizado y endurecido ⁵	Vea la tabla 9*	180 000	225 000	275 000
	Nitruado ⁵ (aceros completamente endurecidos)	83.5 HR15N	150 000	163 000	175 000
84.5 HR15N		155 000	168 000	180 000	
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitruado ⁵	87.5 HR15N	155 000	172 000	189 000
Nitralloy 135M	Nitruado ⁵	90.0 HR15N	170 000	183 000	195 000
Nitralloy N	Nitruado ⁵	90.0 HR15N	172 000	188 000	205 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitruado ⁵	90.0 HR15N	176 000	196 000	216 000

Anexo 29. Resistencia de contacto repetidamente aplicada [22].



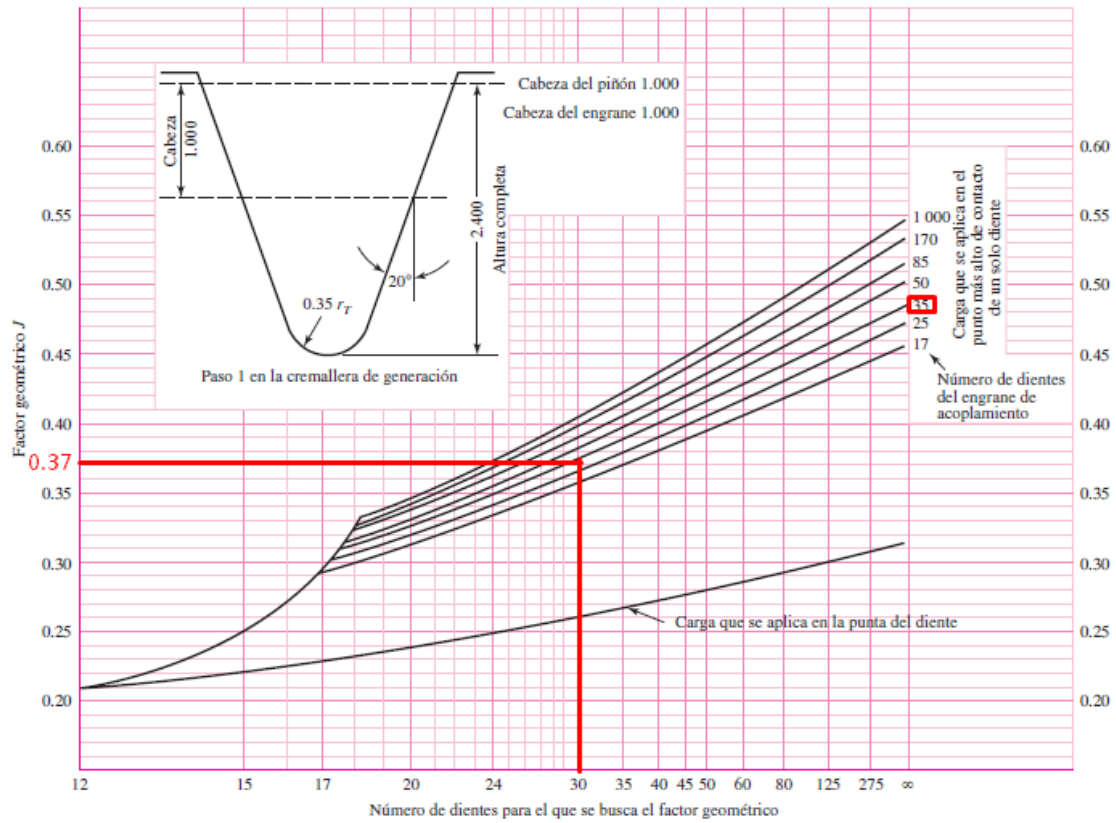
Anexo 30. Factor de ciclos de esfuerzo [24].



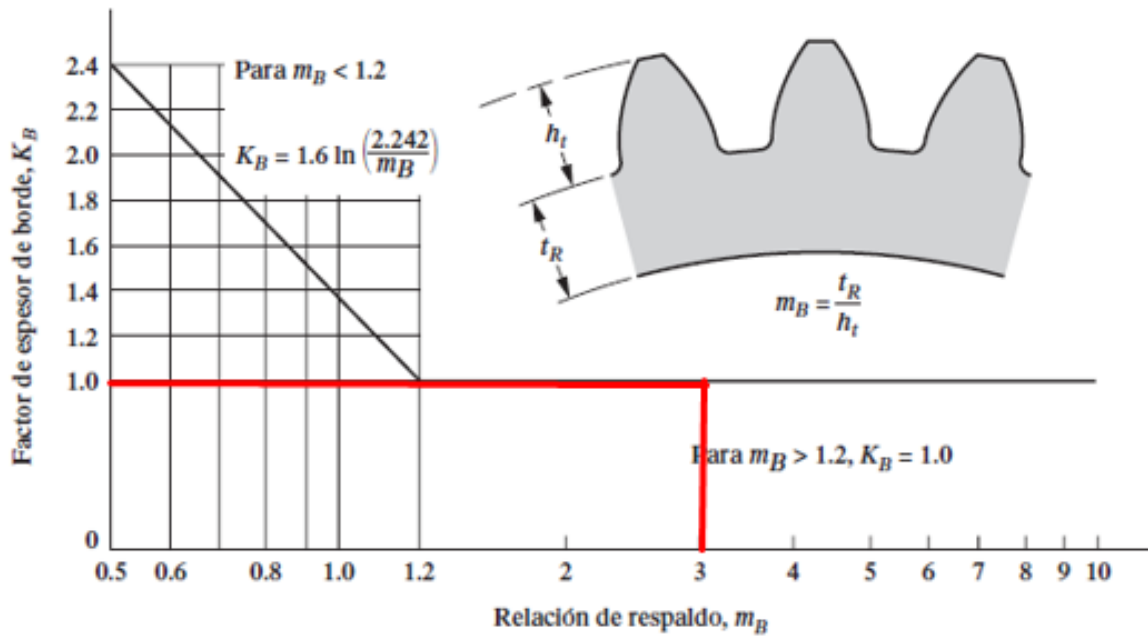
Anexo 31. Factor por relación de durezas $C_H = Z_W$ [24].

Confiability	$K_R (Y_Z)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

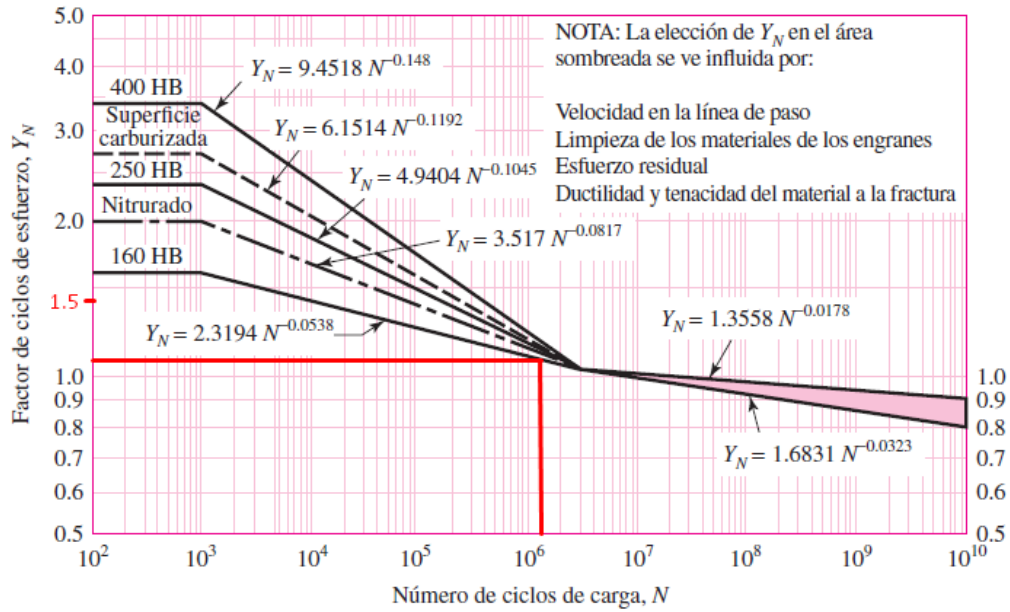
Anexo 32. Factores de confiabilidad [22].



Anexo 33. Factor J de geometría [24].



Anexo 34. Factor de espesor de borde [24].



Anexo 35. Factor de ciclos de esfuerzo [24].

PERFILES ESTRUCTURALES

ÁNGULOS "L" DOBLADO

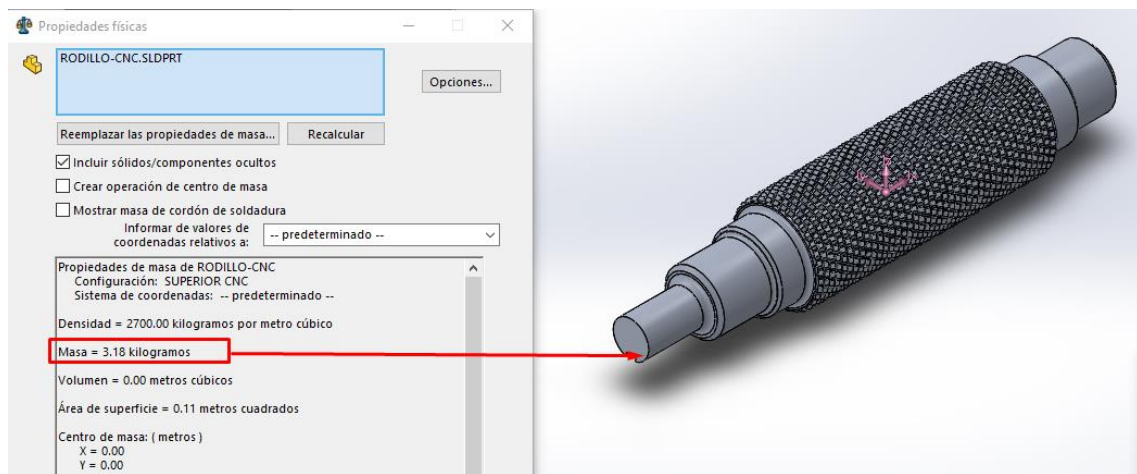
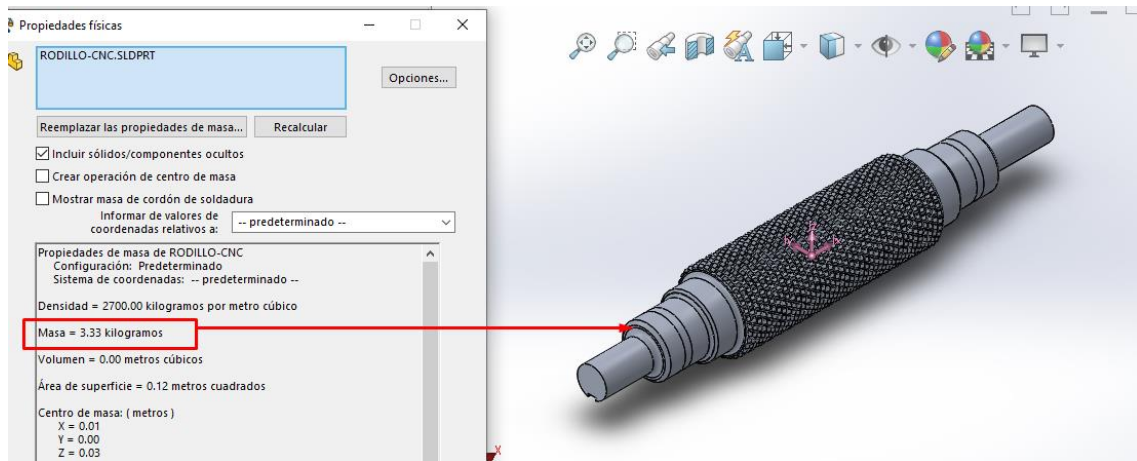
Especificaciones Generales:

Norma:	NTE INEN 1623
Calidad:	ASTM A36
Largo Normal:	6,00m y medidas especiales
Espesores:	Desde 2,00mm - 12mm
Acabado:	Acero Negro

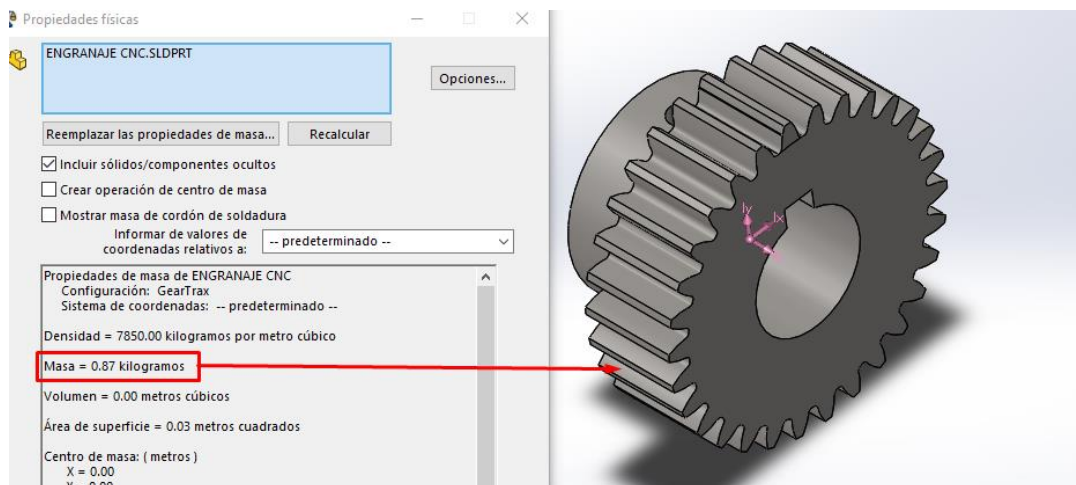
Ángulos de las tablas

Descripción	b	h	n	Masa	Área	d1	Ángulo	Eje X-X			Eje Y-Y			Eje U-U			Eje V-V			
								ix	Wx	ix	Iy	Wy	Iy	Iu	Wu	Iu	Iv	Wv	Iv	
L 20x2	20	20	2	0,57	0,73	0,00	0,60	45,00	0,28	0,20	0,62	0,28	0,20	0,62	0,48	0,32	0,79	0,10	0,14	0,37
L 20x3	20	20	3	0,81	1,03	0,03	0,65	45,00	0,38	0,28	0,60	0,38	0,28	0,60	0,63	0,45	0,78	0,12	0,17	0,34
L 25x2	25	25	2	0,73	0,93	0,72	0,72	45,00	0,58	0,32	0,78	0,58	0,32	0,78	0,92	0,52	1,00	0,20	0,29	0,47
L 25x3	25	25	3	1,05	1,33	0,78	0,78	45,00	0,78	0,45	0,77	0,78	0,45	0,77	1,30	0,74	0,99	0,26	0,30	0,45
L 30x2	30	30	2	0,88	1,13	0,85	0,85	45,00	1,00	0,46	0,94	1,00	0,46	0,94	1,63	0,77	1,20	0,37	0,35	0,57
L 30x3	30	30	3	1,28	1,63	0,90	0,90	45,00	1,40	0,67	0,93	1,40	0,67	0,93	2,32	1,09	1,19	0,49	0,46	0,55
L 30x4	30	30	4	1,85	2,10	0,95	0,95	45,00	1,78	0,86	0,91	1,78	0,86	0,91	2,83	1,36	1,18	0,58	0,55	0,52
L 40x2	40	40	2	1,20	1,33	1,10	1,10	45,00	2,44	0,84	1,26	2,44	0,84	1,26	3,96	1,40	1,61	0,92	0,65	0,78
L 40x3	40	40	3	1,75	2,23	1,15	1,15	45,00	3,49	1,22	1,25	3,49	1,22	1,25	5,71	2,02	1,60	1,27	0,90	0,75
L 40x4	40	40	4	2,28	2,90	1,20	1,20	45,00	4,44	1,59	1,24	4,44	1,59	1,24	7,23	2,59	1,59	1,55	1,10	0,73
L 40x5	40	40	5	2,77	3,54	1,25	1,25	45,00	5,29	1,92	1,22	5,29	1,92	1,22	8,90	3,11	1,58	1,77	1,25	0,71
L 50x2	50	50	2	1,51	1,93	1,35	1,35	45,00	4,85	1,33	1,59	4,85	1,33	1,59	7,85	2,22	2,02	1,85	1,05	0,98
L 50x3	50	50	3	2,22	2,83	1,40	1,40	45,00	7,01	1,85	1,57	7,01	1,85	1,57	11,42	3,23	2,01	2,61	1,47	0,96
L 50x4	50	50	4	2,90	3,70	1,45	1,45	45,00	9,01	2,54	1,56	9,01	2,54	1,56	14,78	4,18	2,00	3,25	1,84	0,94
L 50x5	50	50	5	3,58	4,54	1,50	1,50	45,00	10,84	3,10	1,55	10,84	3,10	1,55	17,89	5,06	1,99	3,79	2,14	0,91

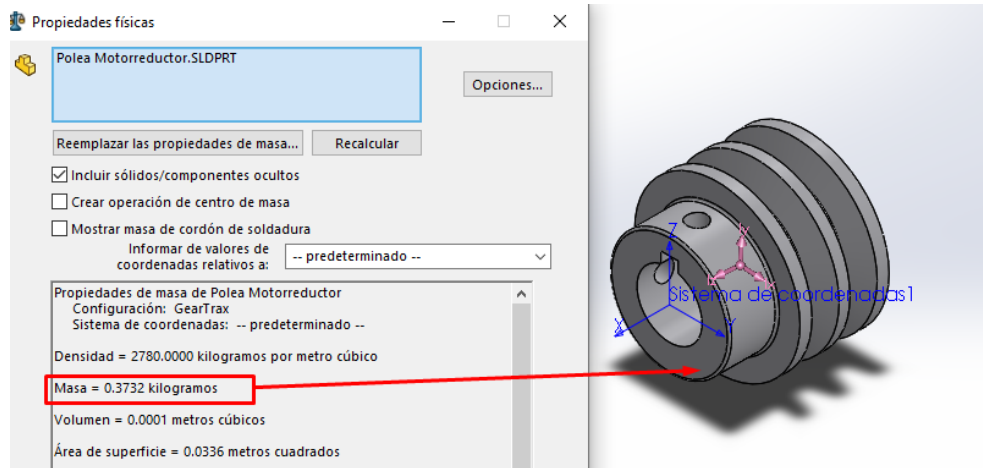
Anexo 36. Catálogo de ángulos en L.



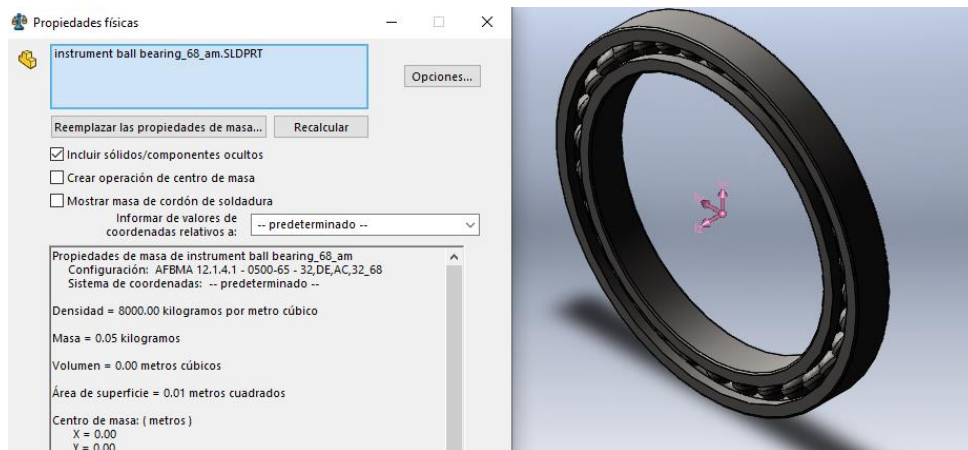
Anexo 37. Masa del rodillo estampador de cera.



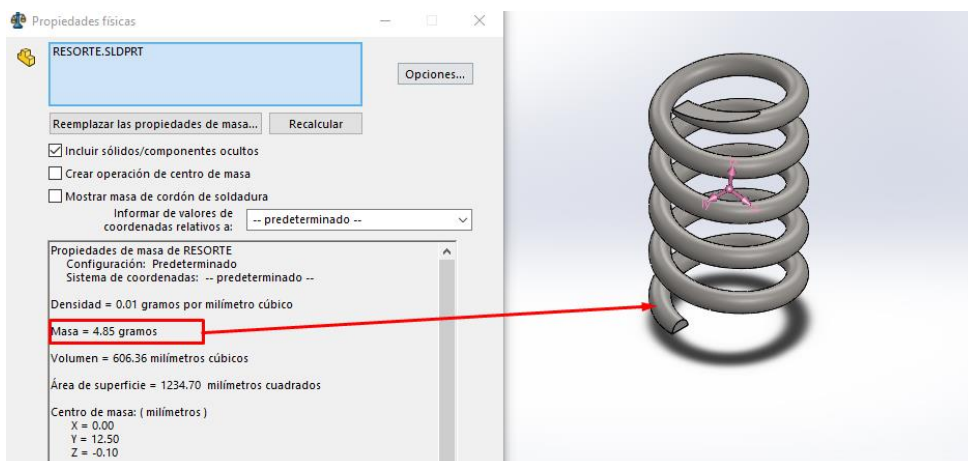
Anexo 38. Masa del engranaje recto.



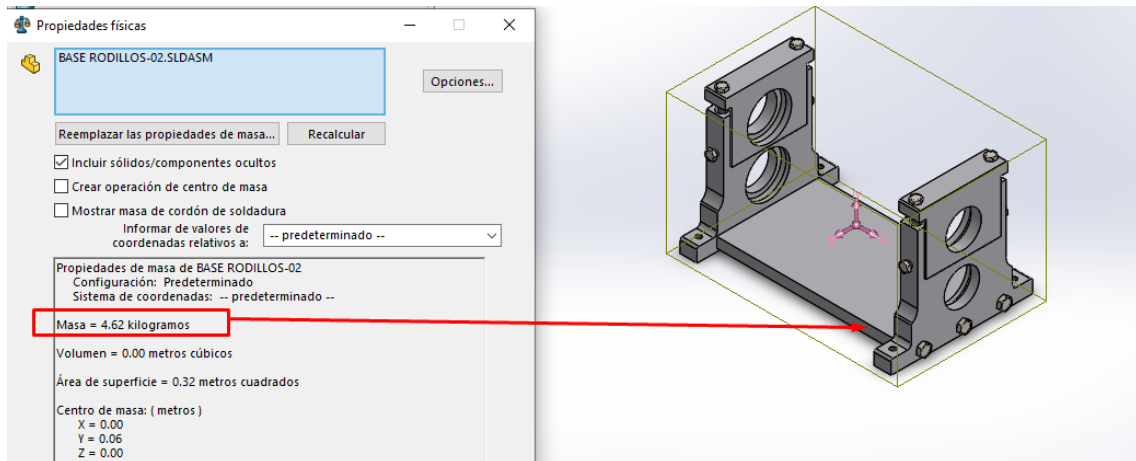
Anexo 39. Masa de la polea tipo A.



Anexo 40. Masa del rodamiento de una hilera.



Anexo 41. Masa del resorte.



Anexo 42. Masa de la base de los rodillos



Anexo 43. Masa del motorreductor lineal.



Anexo 44. Cortar los perfiles para la estructura de la máquina estampadora de cera.



Anexo 45. Construcción de la estructura de la máquina estampadora de cera.



Anexo 46. Mecanizada de la base de los rodillos en una fresadora convencional.



Anexo 47. Perforación de la base de los rodillos.



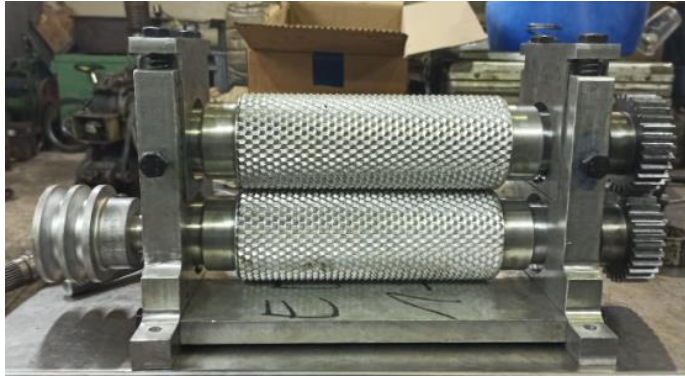
Anexo 48. Mecanizado del cuñero en una fresadora convencional.



Anexo 49. Mecanizado de la base superior para los rodamientos en una fresadora CNC.



Anexo 50. Mecanizado de la base inferior para las entradas del rodamiento en una fresadora convencional.



Anexo 51. Ensamble de la máquina estampadora de cera de abeja.



Anexo 52. Funcionamiento del motorreductor.



Anexo 53. Ensamble de la estructura y la máquina estampadora de cera de abeja.



Anexo 54. Conexión del motorreductor con el panel de control.



Anexo 55. Funcionamiento de la máquina de rodillo estampador de cera de abeja.



Anexo 56. Componentes para el proceso de fundición de cera de abeja.

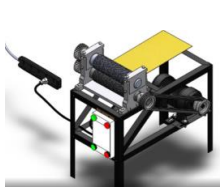



Anexo 57. Remover la cera de abeja.



Anexo 58. Láminas estampadas en la máquina.

**MANUAL DE OPERACIÓN
Y MANTENIMIENTO**

	MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	
MÁQUINA ESTAMPADORA DE CERA DE ABEJA		

Indicaciones generales de máquina estampadora de cera de abeja

Antes de usar la máquina, lea este manual, siga las instrucciones y guárdelo para uso futuro. La máquina no debe apagarse durante este proceso sin ningún motivo y siempre debe apagarse una vez que se completa el proceso.

Uso esperado de la máquina estampadora de cera

La máquina estampadora de cera de abeja es útil para el estampado en las láminas de cera.

Equipo de la máquina estampadora de cera


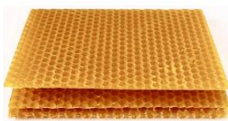
Esta máquina se utiliza para estampar las láminas utilizadas para el marco de la colmena para reducir el trabajo realizado por las abejas.

Capacidad de operación de la máquina estampadora de cera

La máquina puede imprimir 138 hojas/hora

Materiales utilizados en la fabricación de la máquina de rodillo estampadores de cera de abeja

- La estructura principal son perfiles en L de acero A-36.
- Rodillos de aluminio 6061.
- Engranajes de transmisión de acero 4041.
- Los rodillos son de Aluminio 6061.
- La Base de los rodillos es de duraluminio.
- Polea de aluminio.
- Cuñeros de duraluminio.

	MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	
	MÁQUINA ESTAMPADORA DE CERA DE ABEJA	



Uso de la máquina de estampado de cera de abejas

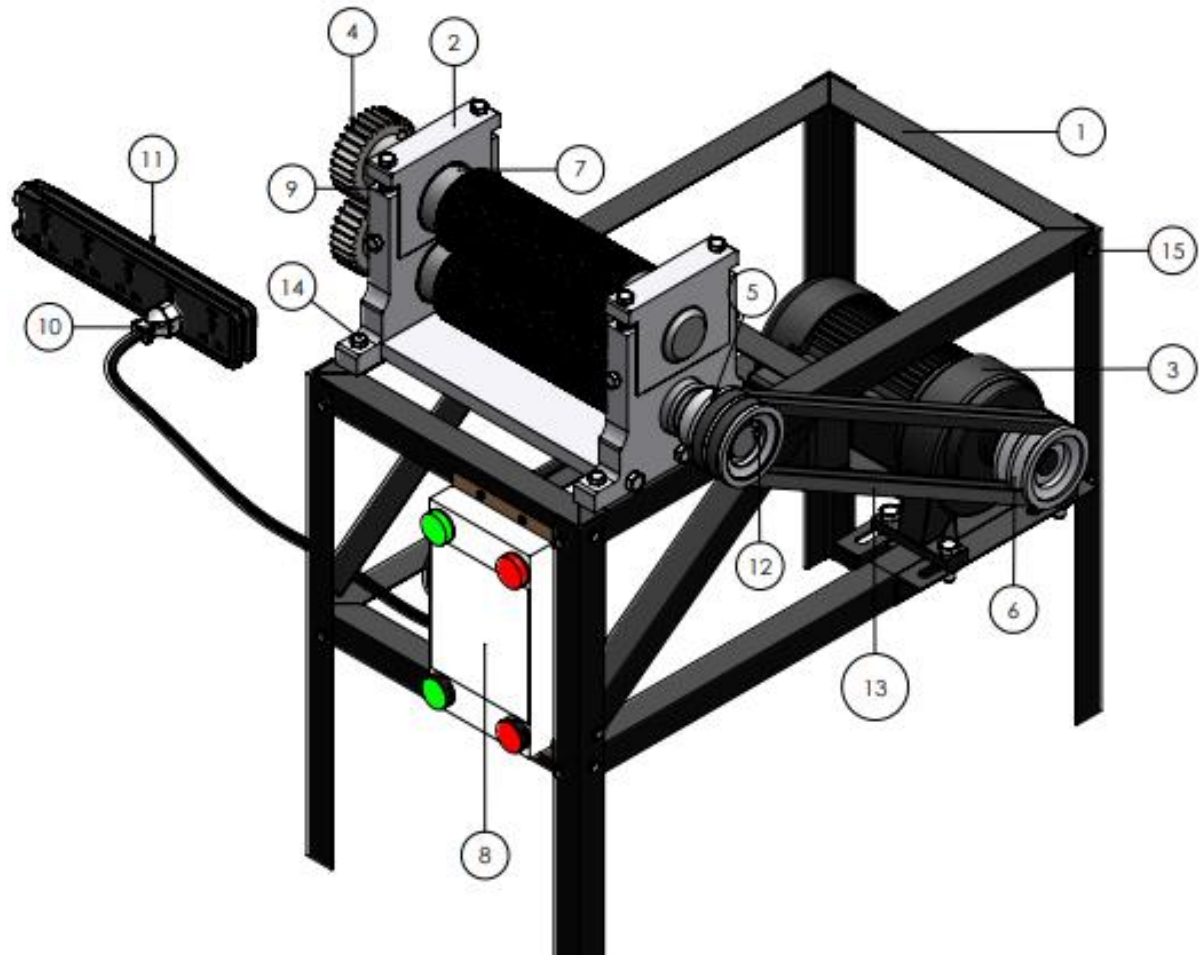
- 1) Para que los rodillos no se peguen se utiliza agua enjabonada.
- 2) Las láminas lisas de cera pasan por los rodillos y así obtener las láminas estampadas.
- 3) Cuando las láminas están estampadas, se procederá a cortar con las dimensiones del molde de 20 X 35 cm, son medidas estándar que se encuentran en el mercado.
- 4) Las láminas estampadas se deben almacenar en un lugar fresco con buena circulación de aire.

Partes de la máquina estampadora

La máquina de rodillo de cera de abeja consta de los siguientes componentes:

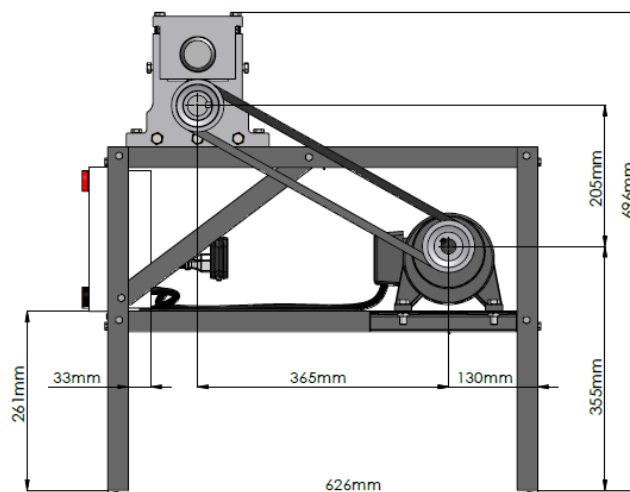
- | | | |
|---------------------------|---------------------|-----------------------------|
| 1. Estructura | 6. Polea motriz | 11. Extensión |
| 2. Base de regulación | 7. Rodillos | 12. Cuñas |
| 3. Motorreductor de 200 W | 8. Panel de control | 13. Bandas |
| 4. Engranajes rectos | 9. Resorte | 14. Tornillos de base |
| 5. Polea_rodillo | 10. Enchufe | 15. Tornillos de estructura |


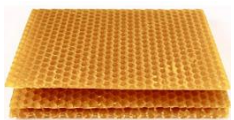
	<p>MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO</p> <hr/> <p>MÁQUINA ESTAMPADORA DE CERA DE ABEJA</p>	
---	--	---



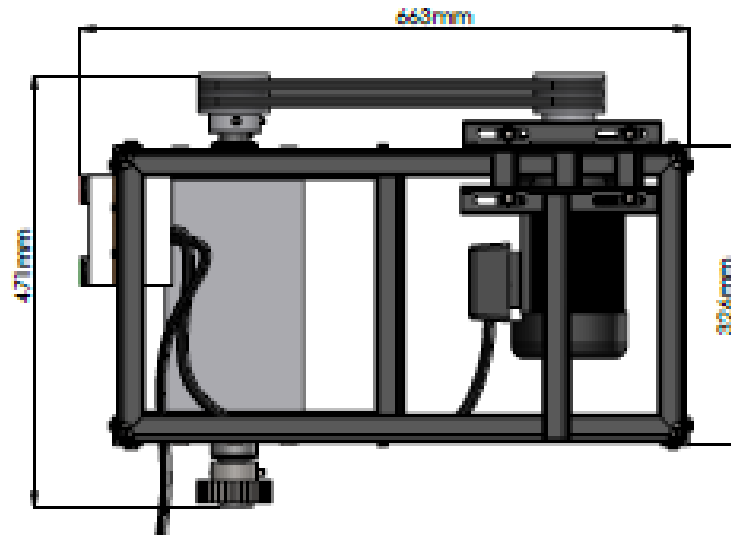
Dimensiones de la máquina estampadora

Vista frontal



	MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	
MÁQUINA ESTAMPADORA DE CERA DE ABEJA		


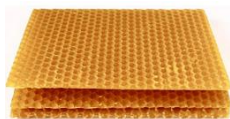
Vista inferior



Indicadores de seguridad de la máquina estampadora de cera



- No extienda la mano cuando la máquina esté en movimiento para evitar accidentes.
- Antes de la limpieza final, el motorreductor debe cubrirse totalmente para evitar el ingreso de agua.
- En caso de realizar el cambio de bandas de la transmisión de potencia, es necesario asegurarse de que el equipo esté bloqueado eléctricamente y desconectado de la red de alimentación eléctrica.

	MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	
MÁQUINA ESTAMPADORA DE CERA DE ABEJA		

Procedimiento de limpieza





- Es necesario quitar los tornillos de la parte superior de la base para poder quitar el primer rodillo como corresponde.
- Limpiar los rodillos con agua jabonosa para eliminar cualquier residuo que haya podido quedar del proceso de laminación.
- Retire la base de los rodillos para limpiar los rodamientos.
- Retire los engranajes rectos para limpiarlos.
- Vuelva a montar todas las piezas de la misma forma en que se desmontaron.

A la hora de transportar hay que considerar

- La máquina de rodillos estampadores de cera de abeja se puede desmontar sin dificultad, tenga cuidado con los rodillos ya que se pueden chocar entre sí y dañar la geometría de los alvéolos.
- Antes de guardar la máquina de estampado de cera de abeja, se debe considerar su peso para evitar daños.

Mantenimiento de la máquina de rodillos estampadora de cera de abeja

El desarrollo de un plan de mantenimiento para una máquina de rodillos de estampado de cera de abejas se basa en el mantenimiento preventivo.

	MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO MÁQUINA ESTAMPADORA DE CERA DE ABEJA	
---	---	---

Mantenimiento preventivo

- El mantenimiento preventivo implica actividades de limpieza de piezas y conexiones al final de la jornada de trabajo para evitar el deterioro estructural, mejorando así el rendimiento y aumentando la vida útil de la máquina de rodillos estampadores de cera de abeja.

Inspección visual de equipos

- Se debe realizar una inspección visual para detectar cualquier falla en el sistema eléctrico, rodillos, motorreductores, correas y engranajes rectos, debiendo considerarse que no se produzcan golpes, roturas y que todos los componentes estén posicionados correctamente para iniciar el proceso de estampación.

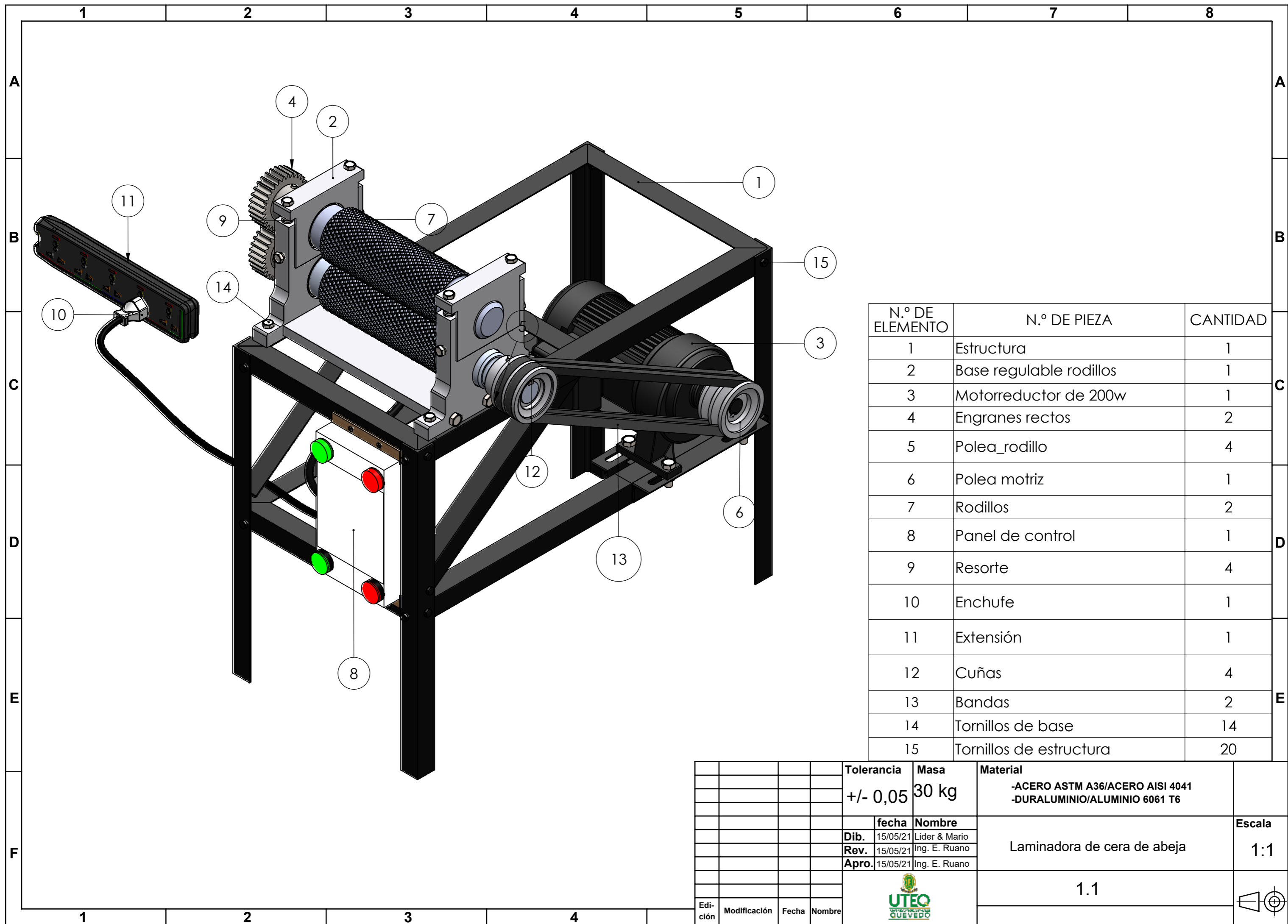
Lubricación y engrasado de rodamientos

- La lubricación del cojinete es para evitar el contacto metálico de las superficies deslizantes, es decir, la lubricación y la grasa del cojinete brindan una mejor protección contra el desgaste.

Reparar y reemplazar las piezas dañadas

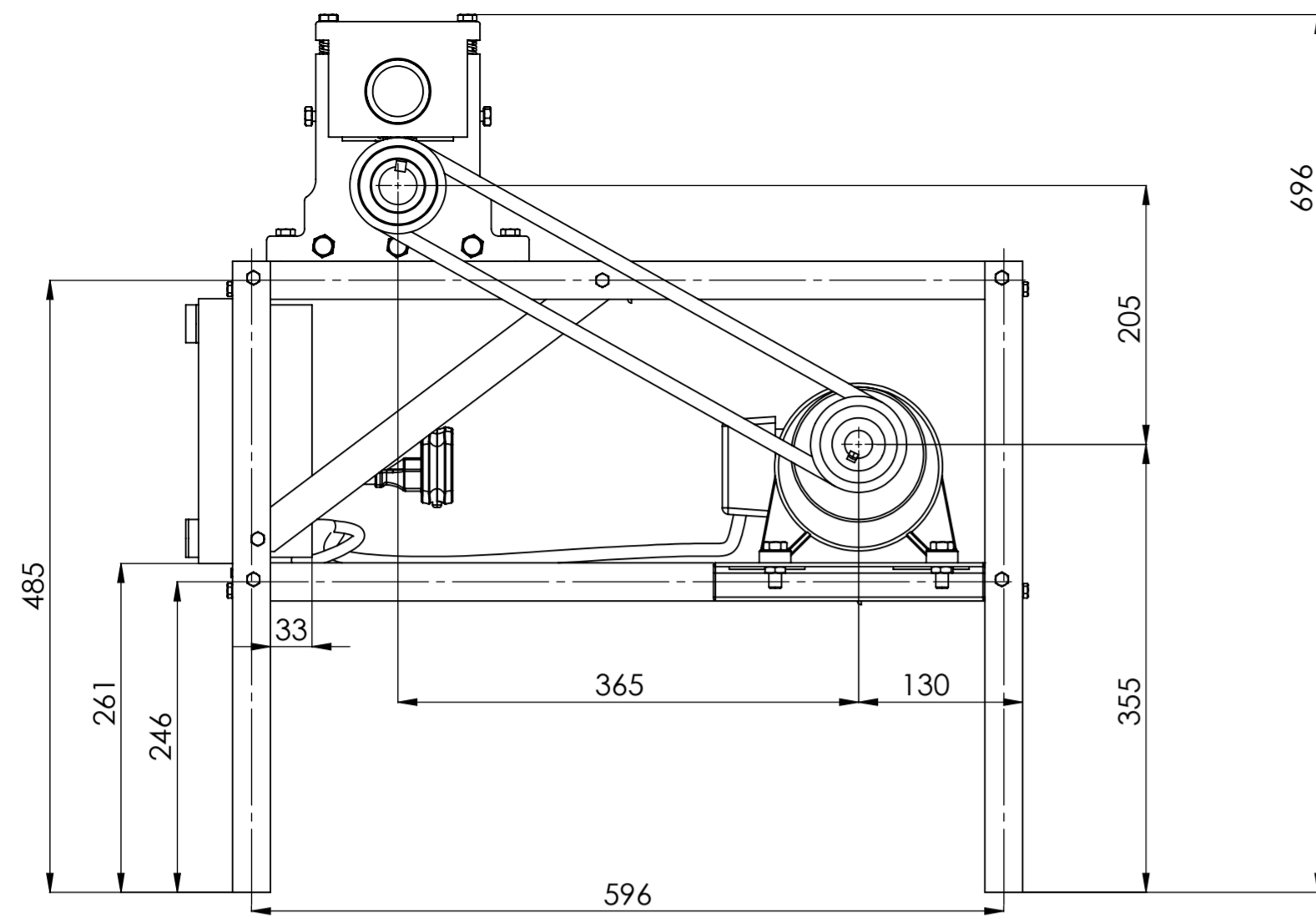
- La máquina de estampado de cera de abejas se compone de elementos desgastados durante el procesamiento, que deben reemplazarse después de un cierto período de tiempo, como: cojinetes, correas.

**PLANOS DE LA MÁQUINA DE
RODILLOS ESTAMPADORES DE
CERA DE ABEJA**

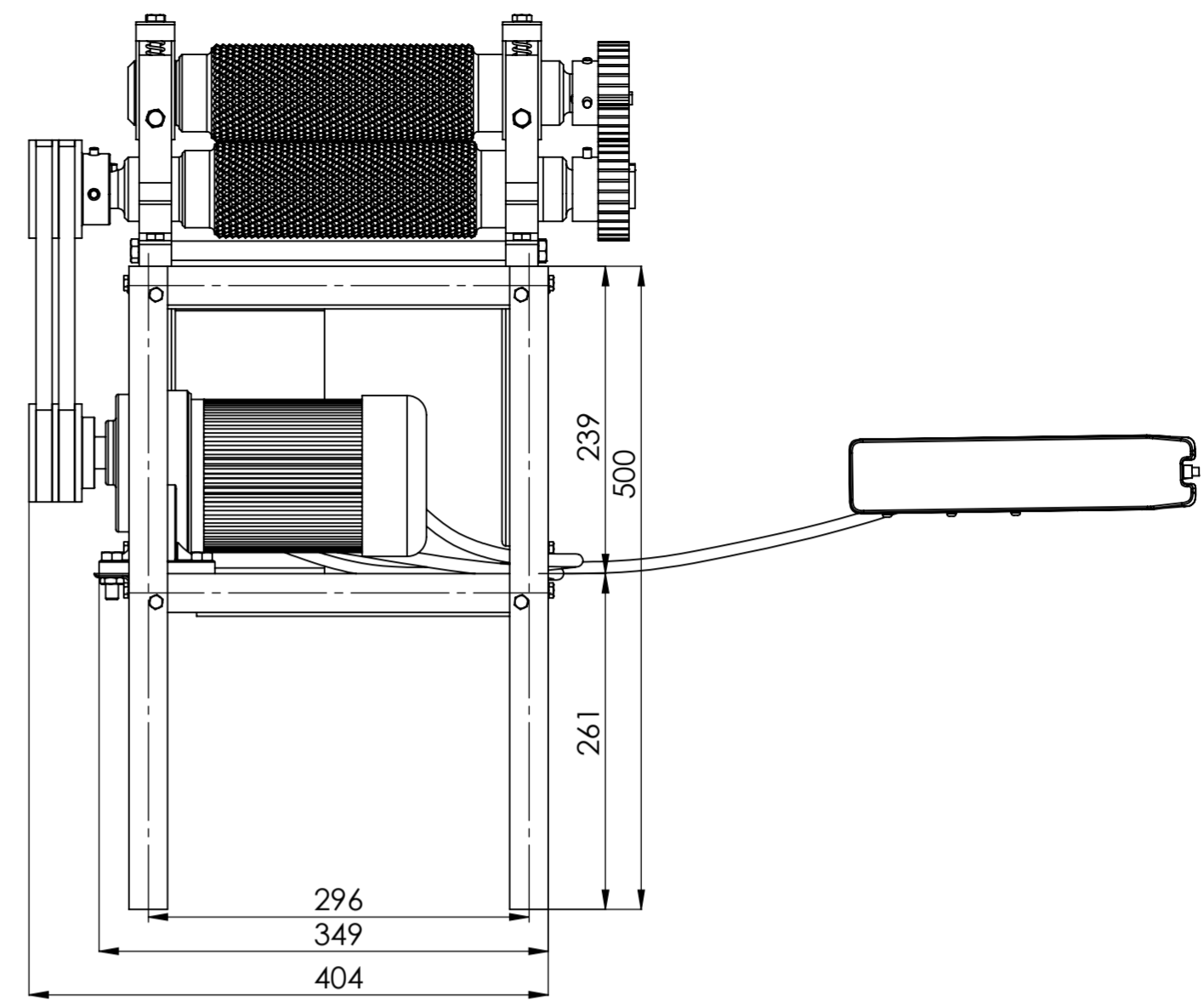


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Estructura	1
2	Base regulable rodillos	1
3	Motorreductor de 200w	1
4	Engranés rectos	2
5	Polea_rodillo	4
6	Polea motriz	1
7	Rodillos	2
8	Panel de control	1
9	Resorte	4
10	Enchufe	1
11	Extensión	1
12	Cuñas	4
13	Bandas	2
14	Tornillos de base	14
15	Tornillos de estructura	20

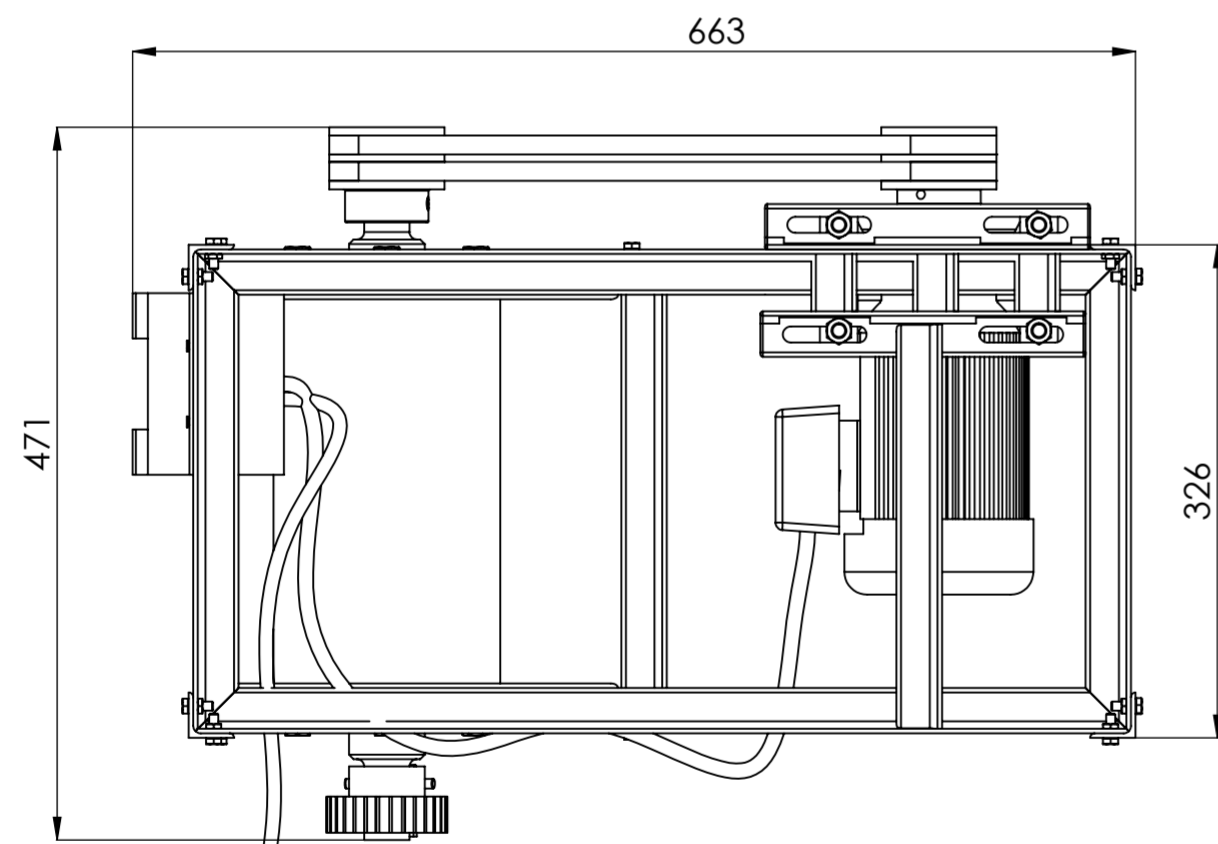
				Tolerancia	Masa	Material	
				+/- 0,05	30 kg	-ACERO ASTM A36/ACERO AISI 4041 -DURALUMINIO/ALUMINIO 6061 T6	
				fecha	Nombre		Escala
				Dib. 15/05/21	Lider & Mario	Laminadora de cera de abeja	1:1
				Rev. 15/05/21	Ing. E. Ruano		
				Apro. 15/05/21	Ing. E. Ruano		
						1.1	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:5

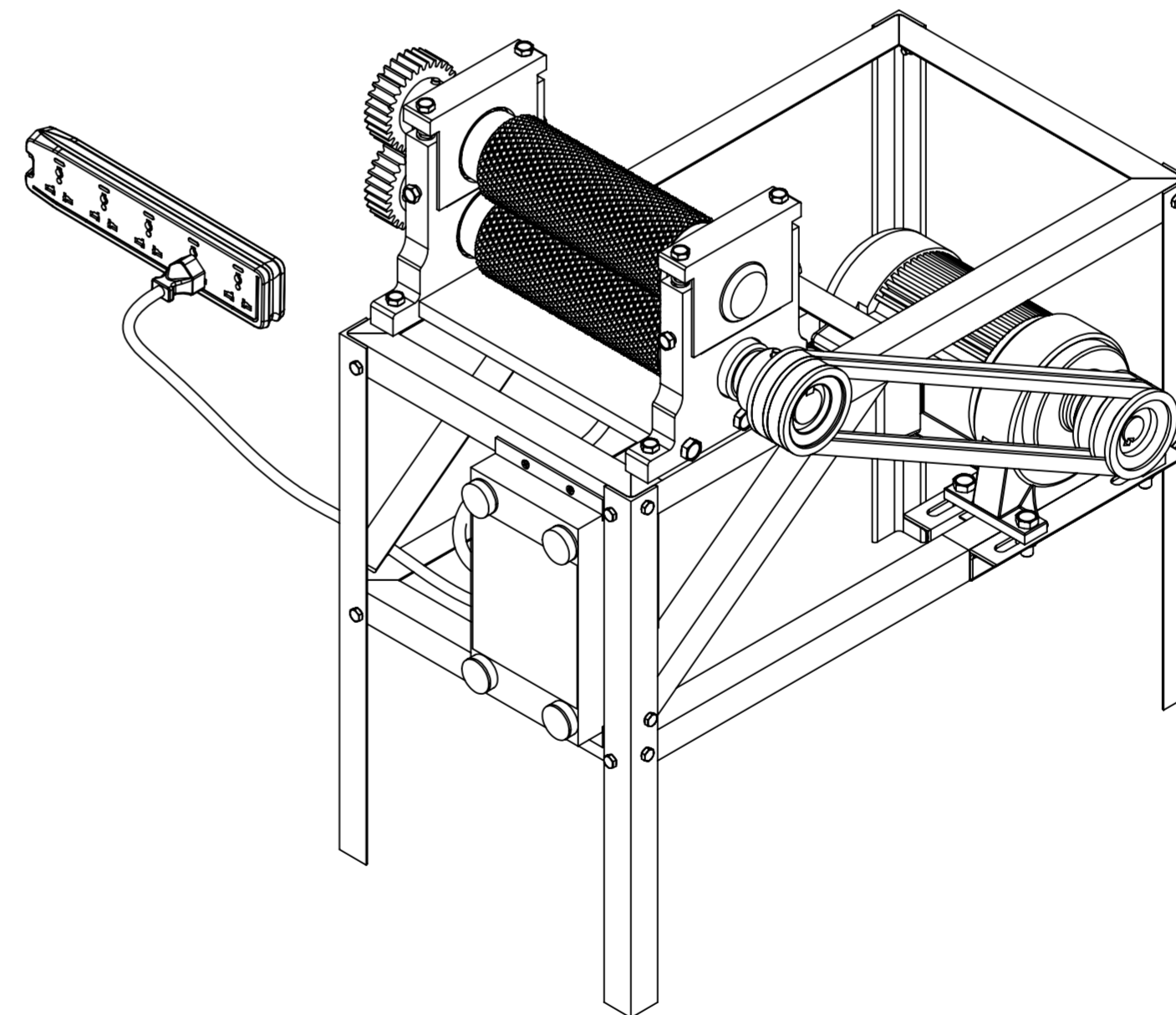


VISTA LATERAL
ESCALA 1:5



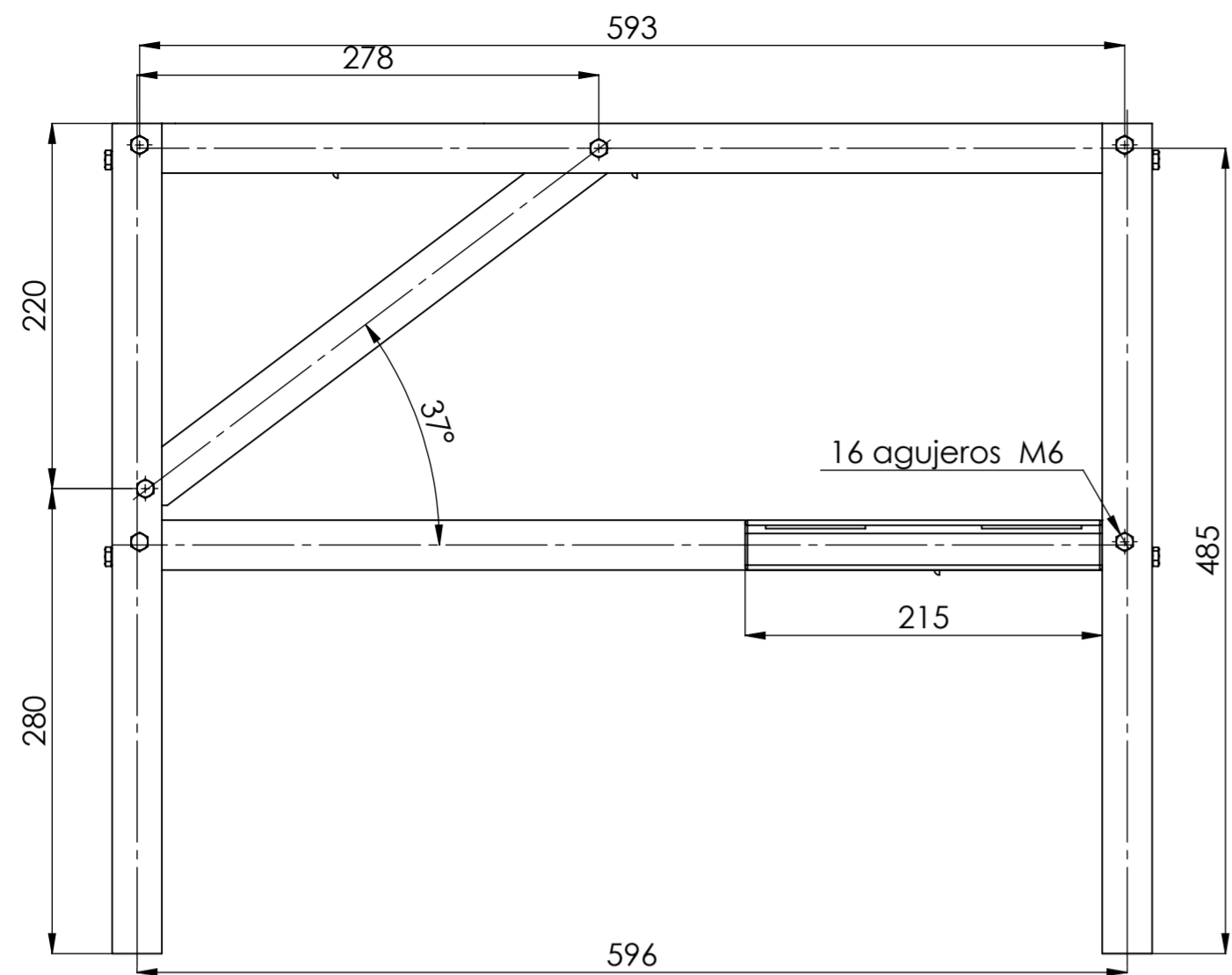
VISTA INFERIOR
ESCALA 1:5

NOTA:
Las medidas están en mm

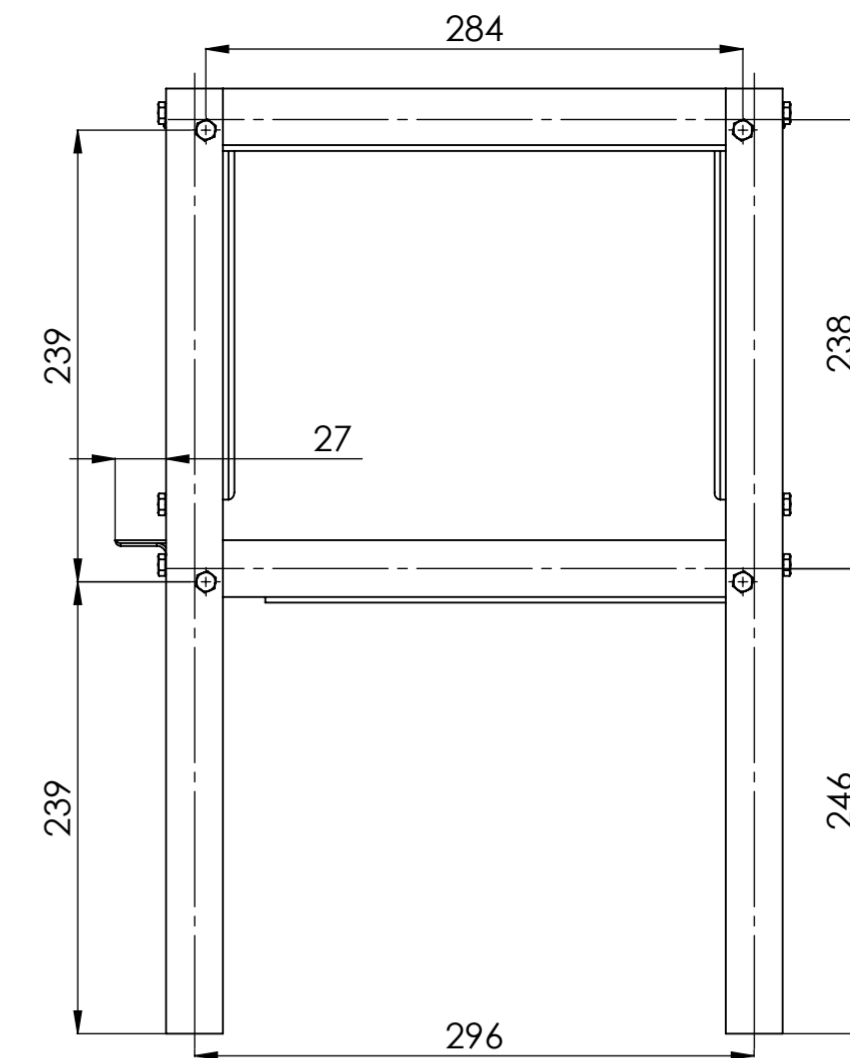


				Tolerancia	Masa	Material	
				+/- 0,05	30 kg	VARIOS	
				fecha	Nombre		Escala
				Dib. 15/05/21	Lider & Mario	LAMINADORA	1:1
				Rev. 15/05/21	Ing. E. Ruano		
				Apro. 15/05/21	Ing. E. Ruano		
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre			1.1	

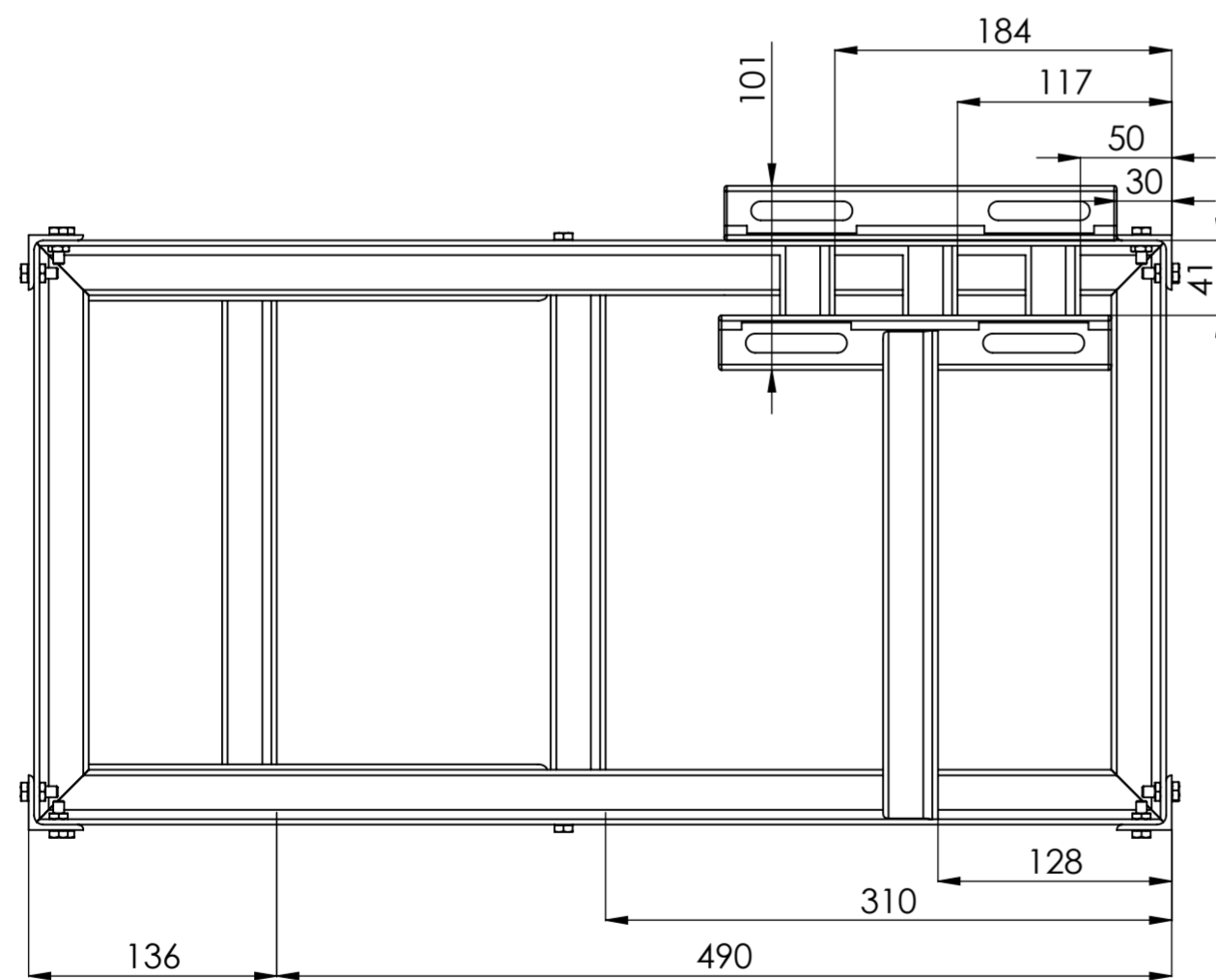




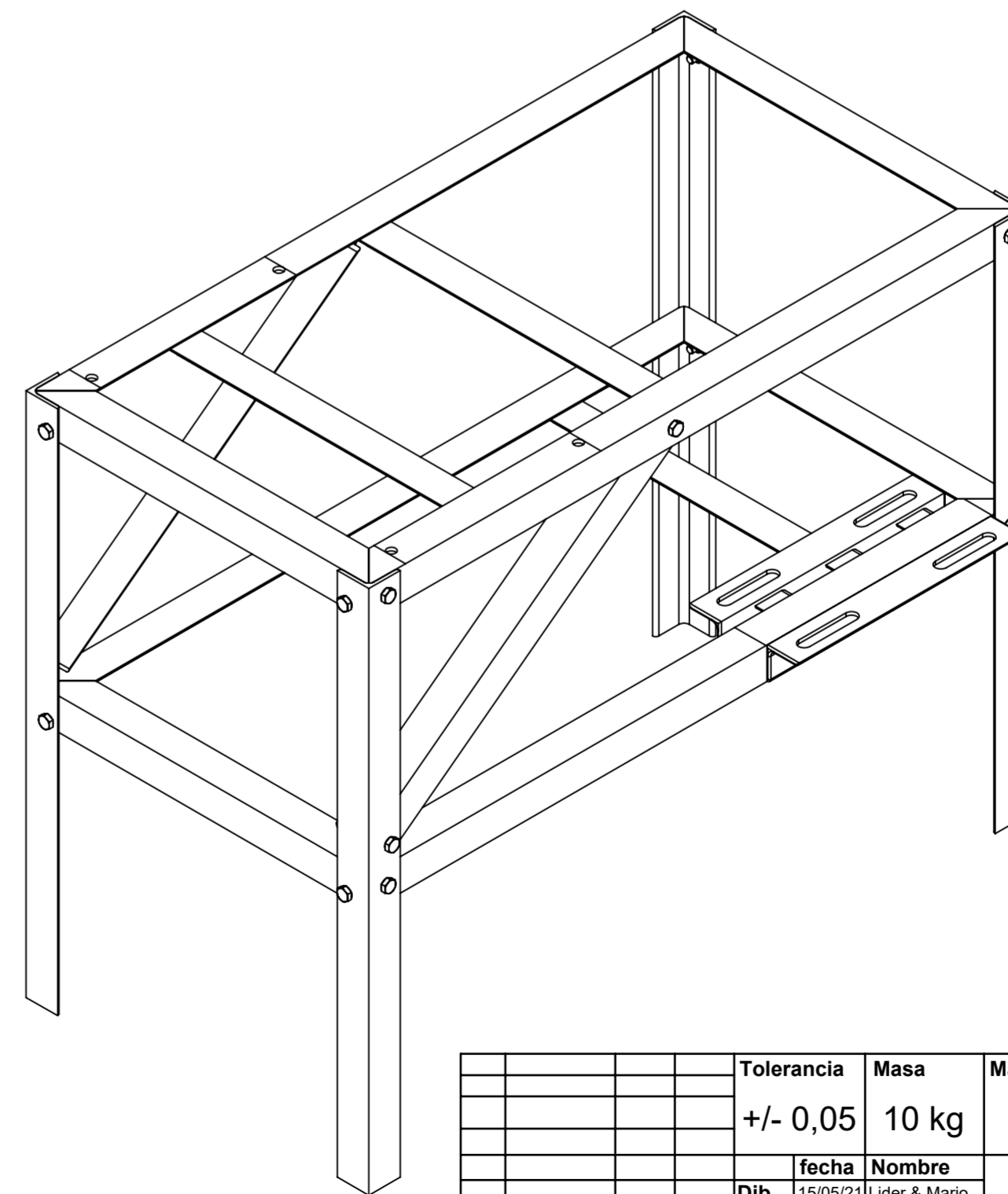
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:4



VISTA LATERAL
ESCALA 1:4

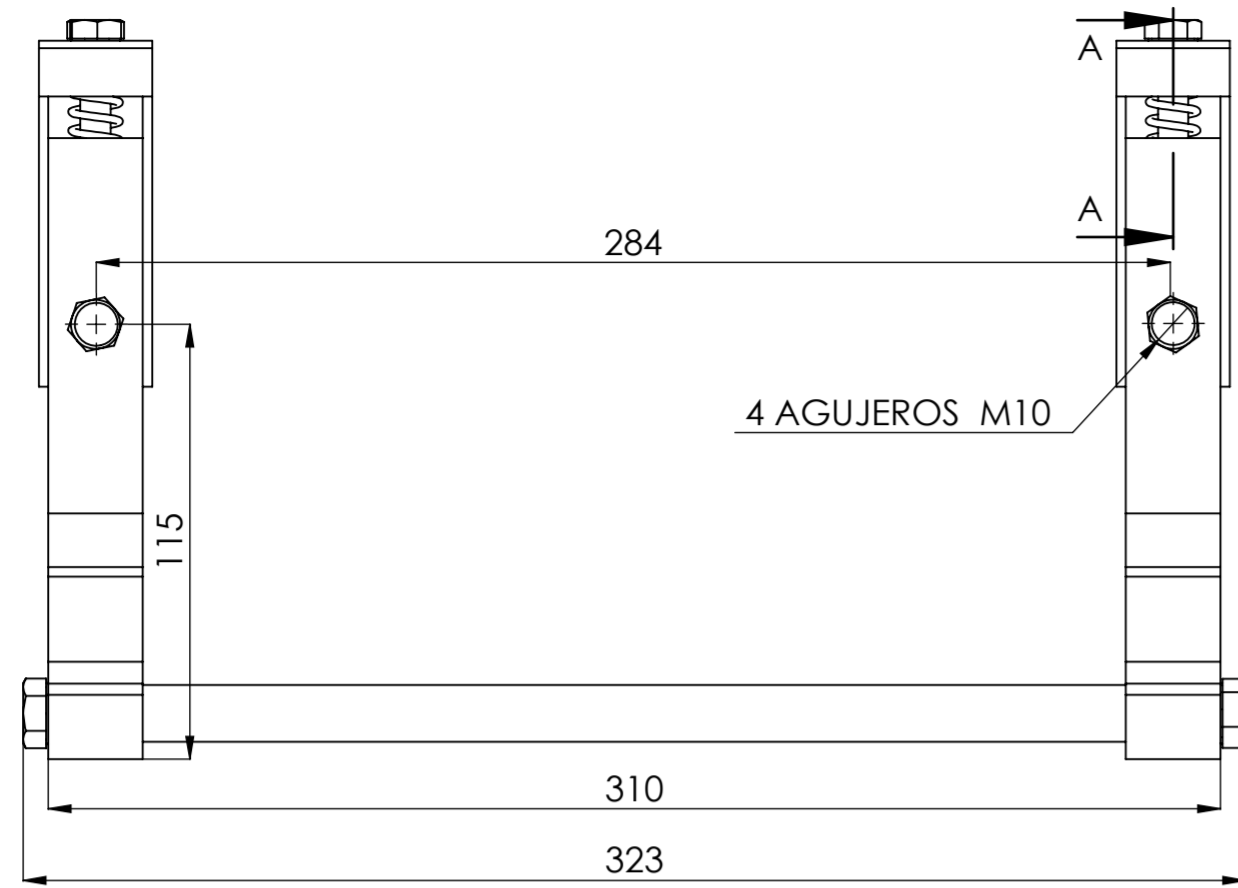


VISTA INFERIOR
ESCALA 1:4

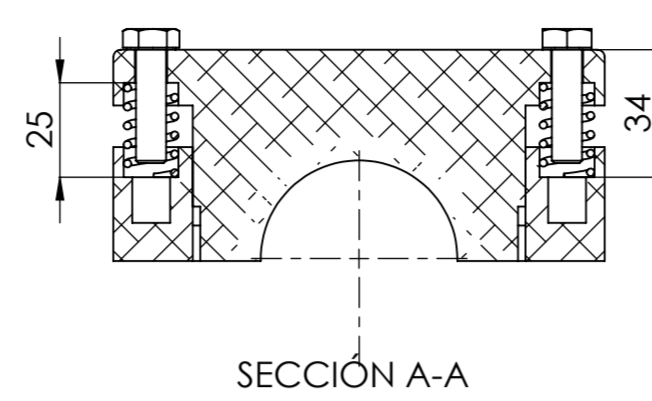


NOTA:
Todas las perforaciones tienen el mismo diámetro.
Los pernos son M6, de 16 mm de longitud
La estructura esta conformada por perfiles tipo L 30x30x3mm

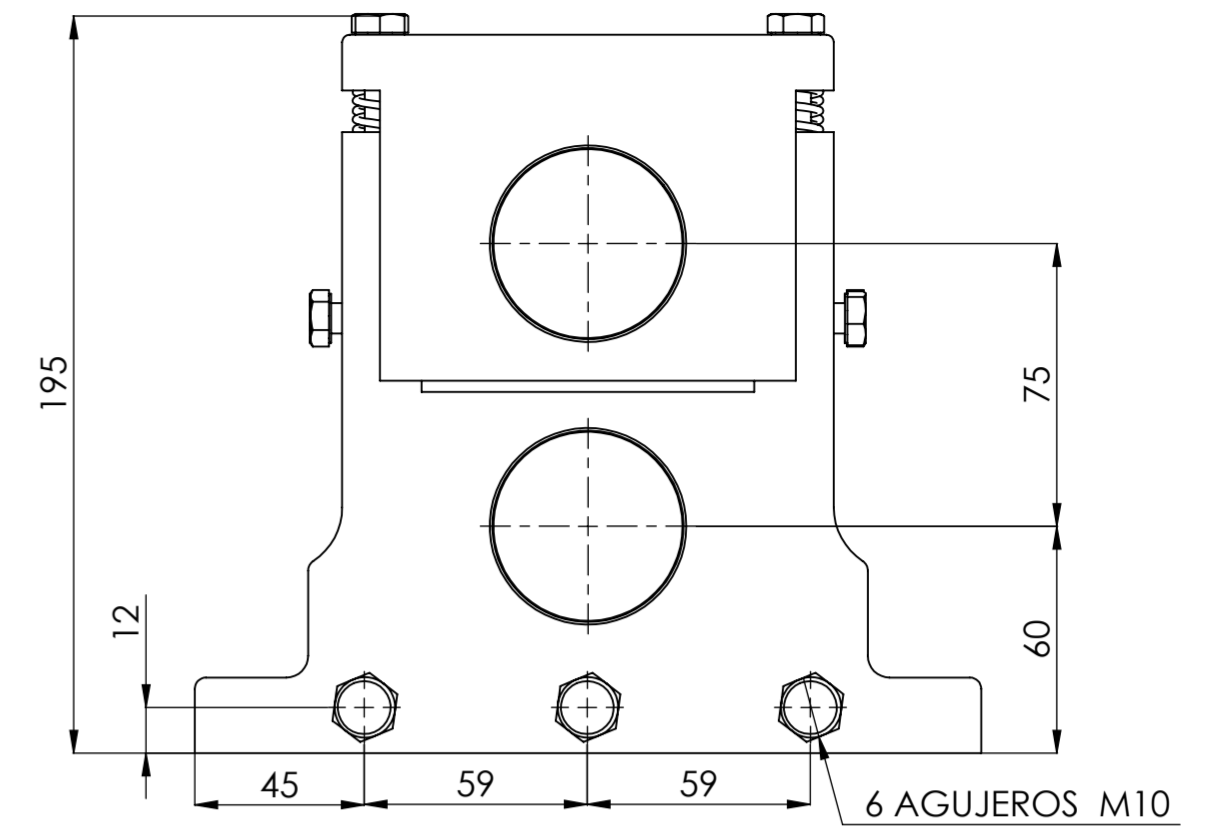
				Tolerancia	Masa	Material	
				+/- 0,05	10 kg	ACERO ASTM A36	
				fecha	Nombre		Escala
				Dib. 15/05/21	Lider & Mario		1:1
				Rev. 15/05/21	Ing. E. Ruano	ESTRUCTURA	
				Apro. 15/05/21	Ing. E. Ruano		
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre			1.1	



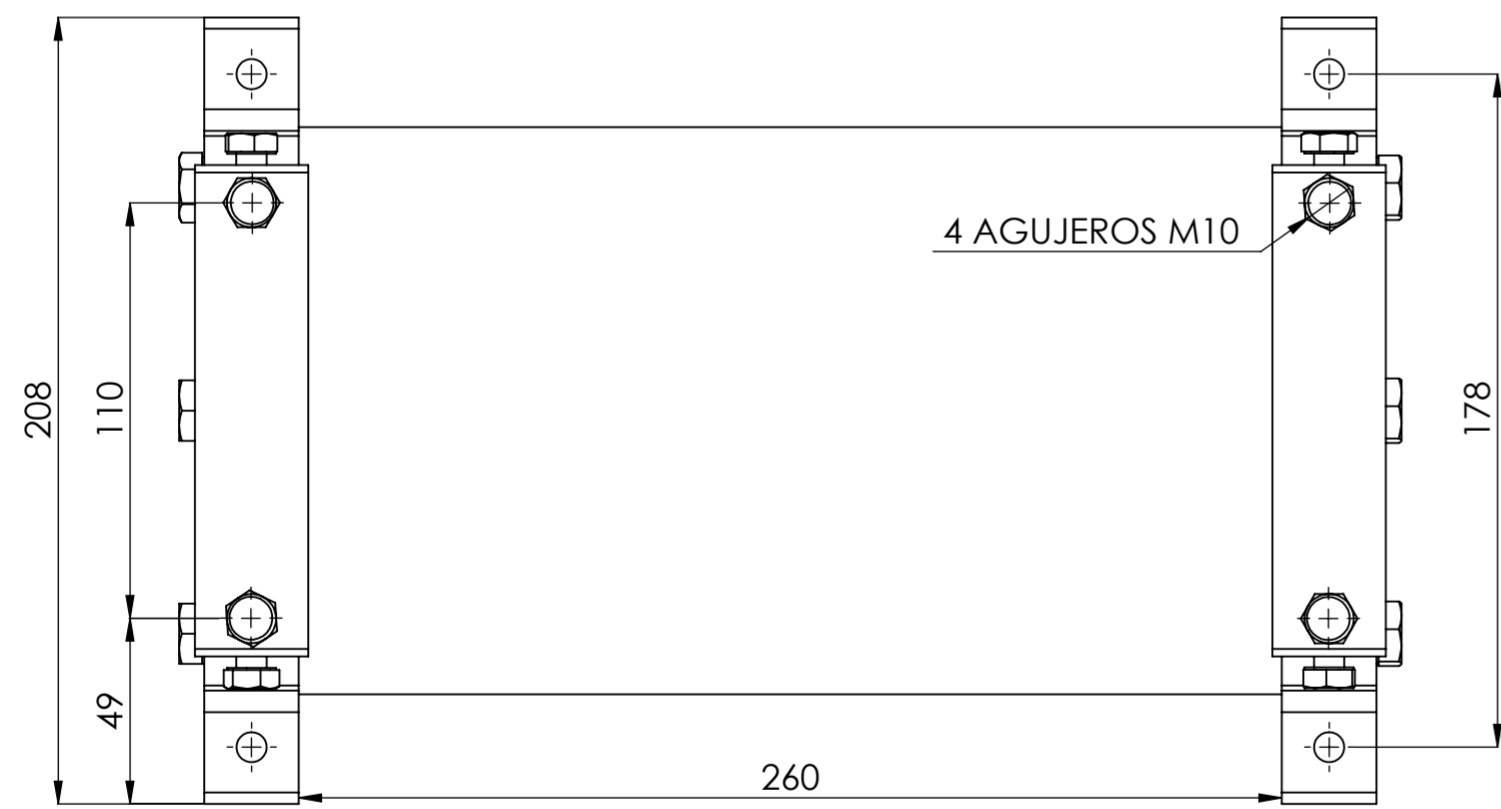
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:2



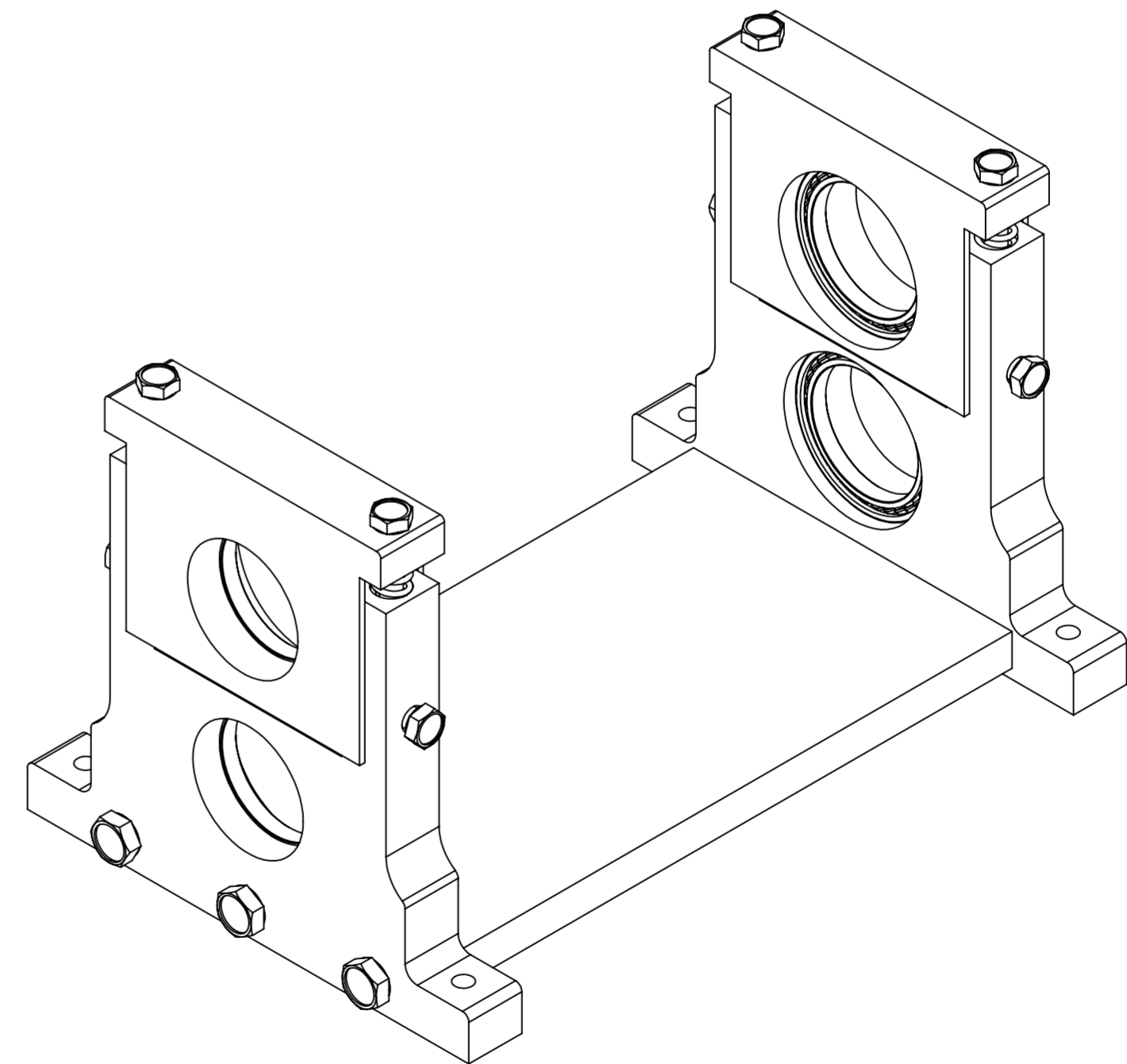
SECCIÓN A-A



VISTA LATERAL
ESCALA 1:2



VISTA INFERIOR
ESCALA 1:2



NOTA:
-Las medidas están en milímetros mm
-Base de duraluminio

				Tolerancia	Masa	Material	
				+/- 0,05	5 kg	DURALUMINIO	
				fecha	Nombre		Escala
				Dib. 15/05/21	Lider & Mario		1:1
				Rev. 15/05/21	Ing. E. Ruano		
				Apro. 15/05/21	Ing. E. Ruano		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

