Universidad Nacional de Loja

Facultad de la Energía, Las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables

Carrera de Ingeniería en Electromecánica

Diseño e implementación de un mecanismo de inversión de giro, como sistema contra accidentes para un trapiche de uso doméstico

Trabajo de Titulación previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico.

AUTOR:

Mauricio Alexander Poma Cuenca

DIRECTOR:

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo Mg. Sc.

Loja – Ecuador

2023

Certificación

Loja, 10 de enero de 2023

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.
DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

CERTIFICO:

Que he revisado y orientado todo el proceso de elaboración del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño e implementación de un mecanismo de inversión de giro, como sistema contra accidentes para un trapiche de uso doméstico**, previo a la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico**, de la autoría del señor **Mauricio Alexander Poma Cuenca** con **cédula de identidad Nro. 1150036901**, una vez que el trabajo cumple con todos los requisitos exigidos por la Universidad Nacional de Loja, para el efecto, autorizo la presentación del mismo para su respectiva sustentación y defensa.

Firmado electrónicamente por:
BYRON AGUSTIN
SOLORZANO
CASTILLO

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.
DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Autoría

Yo**, Mauricio Alexander Poma Cuenca**, declaro ser autor del presente Trabajo de Titulación, y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales, por el contenido del mismo. Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación del Trabajo de Titulación en el Repositorio Institucional-Biblioteca Virtual.

Firma:

Cédula: 1150036901

Fecha: 29 de marzo de 2023

Correo electrónico personal: mauriciopoma100@hotmail.com

Correo electrónico institucional: mapomac@unl.edu.ec

Teléfono: 0969512675

Carta de autorización por parte del autor para la consulta de reproducción parcial o total, y/o publicación electrónica del texto completo, Trabajo de Titulación.

Yo, **Mauricio Alexander Poma Cuenca**, declaro ser autor del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño e implementación de un mecanismo de inversión de giro, como sistema contra accidentes para un trapiche de uso doméstico,** como requisito para optar el grado de **Ingeniero Electromecánico**, autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que, con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Institucional.

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el Repositorio Institucional, en las redes de información del país y del exterior, con los cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia del Trabajo de Titulación que realice un tercero.

Para la constancia de esta autorización en la ciudad de Loja, a los veintinueve días del mes de marzo del dos mil veintitrés.

Firma:

Autor: Mauricio Alexander Poma Cuenca

C.I: 1150036901

Dirección: Loja, Carigán-Manzano

Teléfono: +593 969512675

Correo electrónico: mapomac@unl.edu.ec

DATOS COMPLEMENTARIOS:

Director del Trabajo de Titulación: Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo Mg. Sc.

Dedicatoria

El presente Trabajo de Titulación se lo dedico principalmente a Dios y a mi Familia quienes han sido el pilar fundamental en mi formación académica, han estado siempre ahí dándome ánimo y sabiduría a fin de cumplir con las metas que me propongo.

A mis queridos padres Camilo Poma y Delicia Cuenca, especialmente a mi madre por todo el amor y consejos que me da día a día, a mis seis queridos hermanos Diana, Johnny, Rommel, Nathaly, Denis, Darwin por estar siempre a mi lado apoyándome.

Mauricio Poma

Agradecimiento

Mi más sincera gratitud a la Universidad Nacional de Loja, al personal Docente y Administrativo de la Carrera de Ingeniería Electromecánica por haberme transmitido sus conocimientos de manera ética y profesional. A mi director de Trabajo de Titulación Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo Mg. Sc., que con ética profesional transmitió sus conocimientos, y supo guiarme en el proceso y culminación de mi Trabajo de Titulación.

Mauricio Poma

Índice de contenidos

Portada……i

Certificación.....ii

Autoría…….....iii

Carta de autorización.....iv

Dedicatoria….....v

Agradecimiento.....vi

Índice de contenidos.....vii

Índice de tablas:.....x

Índice de figuras:.....xi

Índice de anexos:.....xv

1.Título…….....1

2. Resumen….....2

2.1 Abstract.....3

3. Introducción.....4

4. Revisión literaria.....7

4.1 Generalidades de los trapiches utilizados para la extracción de jugo de caña. ..7

4.1.1 Proceso de la extracción del jugo de caña. 7

4.1.2 Los trapiches.....7

4.1.3 Número de masas.....8

4.1.4 Fuentes de energía utilizadas para accionar el trapiche. 8

4.1.5 Parámetros funcionales del trapiche 8

4.1.6 Velocidad lineal y velocidad de rotación en las masas del trapiche 9

4.1.7 Capacidad del trapiche.....9

4.1.8 La presión en los molinos.....9

4.1.9 Determinación de la potencia ocupada por la máquina para extraer el jugo de caña. 10

4.2 Mecanismos de transmisión de potencia 10

4.2.1 Sistemas de transmisión de potencia 10
4.2.2 Transmisión por correas y poleas 11
4.2.3 Transmisión por cadena 13
4.2.4 Transmisión de potencia por engranajes 14
4.3 Algunos aspectos de los sistemas de transmisión de potencia 15
4.3.1 Trenes de mecanismos 15
4.3.2 Trenes de engranajes 16
4.3.3 Relaciones de transmisión 16
4.4 Conceptos de diseño 18
4.4.1 Ejes 18
4.4.2 Ejes estriados 18
4.4.3 Esfuerzos en ejes 19
4.4.4 Procedimiento de diseño de un eje 19
4.4.5 Rodamientos 22
4.4.6 Retenes 22
4.4.7 Engranajes de sistemas 25
4.4.8 Características de los engranajes rectos 25
4.4.9 Relaciones para el cálculo de perfil de engranes 26
4.4.10 Geometría del engranaje recto. 27
4.5 Norma AGMA para engranajes 28
4.5.1 Fallas en los engranajes 29
4.5.2 Norma ANSI/AGMA 2101-D04 30
4.6 Fundamentos del diseño mecánico 51
4.6.1 Resistencia de materiales 51
4.6.2 Transmisión de potencia 57
4.6.3 Transmisión de par de torsión 59
4.6.4 Rodamientos 64
4.7 Resortes de extensión 66

4.7.1 Tipos de carga y esfuerzos admisibles....70
4.7.2 Materiales para los resortes....71
5. Metodología....72
5.1 Materiales bibliográficos....72
5.2 Software....72
5.3 Equipo de computación....72
5.4 Equipos de construcción....73
5.5 Materiales y componentes de construcción....73
5.6 Métodos....74
5.6.1 Generalidades....74
6. Resultados....82
7. Discusión....175
8. Conclusiones....178
9. Recomendaciones....179
10. Bibliografía....180
11. Anexos....183

Índice de tablas:

Tabla 1. Ventajas y desventajas de los rodamientos.....22

Tabla 2. Coeficiente elástico Cp (Z_E) $[MPa]^{0,5}$.....34

Tabla 3. Factor de sobrecarga.....35

Tabla 4. Factor de estado superficial.....39

Tabla 5. Factor de confiabilidad K_R (Y_Z).....46

Tabla 6. Factores de seguridad en engranes.....57

Tabla 7. Factor de distribución de carga.....61

Tabla 8. Factor de aplicación.....63

Tabla 9. Factor de vida útil.....63

Tabla 10. Equipos de construcción.....73

Tabla 11. Materiales y componentes de construcción.....74

Tabla 12. Matriz toma de decisión, para selección del mecanismo de inversión de giro.....77

Tabla 13. Escala de puntuación empleada en la matriz de toma de decisiones.....78

Tabla 14. Diámetro y carga realizada en experimentos.....84

Tabla 15. Porcentajes de fibra de caña.....85

Tabla 16. Resultados obtenidos de los engranajes del trapiche.....87

Tabla 17. Factor de servicio de los engranajes.....89

Tabla 18. Nuevo factor de servicio.....90

Tabla 19. Datos del submecanismo 1.....94

Tabla 20. Datos del submecanismo 2.....103

Tabla 21. Datos del submecanismo 3.....106

Tabla 22. Datos del submecanismo 4.....109

Tabla 23. Resultados del eje uno, dos y las ranuras de ambos.....155

Tabla 24. Costos de fabricación.....175

Índice de figuras:

Figura 1. Trapiche vertical. 7

Figura 2. Trapiche horizontal. 8

Figura 3. Correa plana. 11

Figura 4. Correa trapecial. 12

Figura 5. Correa dentada. 12

Figura 6. Transmisión de potencia por cadena. 13

Figura 7. Engranajes 14

Figura 8. Tren de engranajes simple. 16

Figura 9. Tren de engranajes compuesto. 16

Figura 10. Tren de engranajes para cálculo de relación de transmisión. 17

Figura 11. Estanqueidad de un retén. 23

Figura 12. Presión y sobrecalentamiento. 24

Figura 13. Nomenclatura de los dientes de engranes rectos. 27

Figura 14. Falla por fatiga superficial. 30

Figura 15. Falla por flexión. 30

Figura 16. Factor dinámico. 36

Figura 17. Distribución de cargas en la cara del engranaje. 37

Figura 18. Definiciones de las distancias S y S_1. 38

Figura 19. Constantes empíricas A, B y C. 39

Figura 20. Resistencia a la fatiga por contacto Sc a 10^7 ciclos y confiabilidad de 0,99 de engrane de acero completamente endurecido. 41

Figura 21. Resistencia al picado superficial permisible. 42

Figura 22. Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión. 43

Figura 23. Factor de ciclos de esfuero de resistencia a la picadura. 43

Figura 24. Factor de relación de la dureza C_H (acero completamente endurecido). 45

Figura 25. Factor de relación de la dureza C_H (piñón de acero endurecido superficialmente)……. 45

Figura 26. Factor de espesor. 48

Figura 27. Factor geométrico (tensión de flexión) 49

Figura 28. Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos.....50

Figura 29. Número de esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero nitrurado endurecido completamente. 50

Figura 30. Tensión de flexión admisible.....51

Figura 31. Elementos sometidos a carga axial.....52

Figura 32. Elemento sometido a cortante. 53

Figura 33. Elemento sometido a flexión. 53

Figura 34. Elemento sometido a torsión.....54

Figura 35. Barra circular sometida a flexión y torsión.....55

Figura 36. Estrías de caras rectas. 60

Figura 37. Datos de materiales. 61

Figura 38. Resorte de extensión. 66

Figura 39. Notación de los diámetros de un resorte. 67

Figura 40. Esfuerzos en los extremos de los resortes de extensión. 68

Figura 41. Simbología gráfica de elementos de transmisión. 75

Figura 42. Mapa mental. 81

Figura 43. Trapiche escogido para el respectivo análisis. 82

Figura 44. Trapiche escogido para el respectivo análisis. 82

Figura 45. Diagrama cinemático del trapiche. 91

Figura 46. Ubicación del sistema de inversión de giro en el trapiche. 92

Figura 47. Diagrama cinemático del sistema de seguridad, cotas en mm. 93

Figura 48. Submecanismo 1. 94

Figura 49. Submecanismo 2. 103

Figura 50. Submecanismo 3. 106

Figura 51. Submecanismo 4. 109

Figura 52. Submecanismo 5. 112

Figura 53. Diente lateral izquierdo del submecanismo 5, cotas en mm. 112

Figura 54. Diente lateral derecho del submecanismo 5, cotas en mm. 114

Figura 55. Submecanismo 6. 116

Figura 56. Bosquejo de los elementos presentes en el pedal, cotas en mm. 117

Figura 57. Fuerzas actuantes en los pasadores. 118

Figura 58. Fuerza actuante en el pedal, cotas en mm. 121

Figura 59. Fuerzas actuantes en los orificios del pasador del elemento B. 122

Figura 60. Momento de inercia en la pletina, cota en mm. 122

Figura 61. Fuerzas actuantes en el elemento B. 124

Figura 62. Área crítica en el elemento B. 124

Figura 63. Fuerza actuante en el apoyo principal del elemento A, cotas en mm. 125

Figura 64. Submecanismo 7. 128

Figura 65. Diferentes posiciones de trabajo entre el engrane uno y dos. 131

Figura 66. Fuerzas entre engranes 1-2 (caso crítico), eje uno. 131

Figura 67. Fuerzas entre engranes 3-4, eje uno. 132

Figura 68. Fuerzas entre engrane 5-6, eje uno. 133

Figura 69. Cargas horizontales, eje uno, cotas en mm. 133

Figura 70. Cargas verticales, eje uno, cotas en mm. 134

Figura 71. Momento flector horizontal, eje uno. 136

Figura 72. Momento flector vertical, eje uno. 137

Figura 73. Fuerzas entre engranes 3-4, eje dos. 139

Figura 74. Fuerzas entre engranes 6-7, eje dos. 139

Figura 75. Diferentes posiciones de trabajo entre el engrane ocho y nueve. 140

Figura 76. Fuerzas entre engranes 8-9 (caso critico), eje dos. 141

Figura 77. Cargas horizontales, eje dos, cotas en mm. 141

Figura 78. Cargas verticales, eje dos, cotas en mm.....142

Figura 79. Momento flector horizontal, eje dos. 144

Figura 80. Momento flector vertical, eje dos. 145

Figura 81. Fuerzas entre engranes 5- 6, eje inferior. 147

Figura 82. Carga horizontal eje inferior, cotas en mm. 148
Figura 83. Carga vertical eje inferior, cotas en mm. 148
Figura 84. Momento flector horizontal, eje inferior. 149
Figura 85. Momento flector vertical, eje inferior. 150
Figura 86. Submecanismo 8. 156
Figura 87. Visor de nivel de aceite. 165
Figura 88. Mesa de soporte del mecanismo. 166
Figura 89. Doblado de placas de 4mm (caja del mecanismo). 166
Figura 90. Perforación de los agujeros de la caja del mecanismo. 167
Figura 91. Soldadura SMAW de las uniones de la caja del mecanismo. 167
Figura 92. Mecanizado del eje inferior. 168
Figura 93. Proceso de ubicación de los rodamientos en sus soportes. 168
Figura 94. Ubicación previa de los engranes para su alineación. 169
Figura 95. Fijación de la palanca accionadora de posición. 169
Figura 96. Sistema de accionamiento de la palanca. 170
Figura 97. Posicionamiento del resorte de la palanca. 170
Figura 98. Pintada de las partes de la caja del mecanismo. 171
Figura 99. Pintada de las partes del pedal y la mesa. 171
Figura 100. Partes del mecanismo listas para ensamblar. 172
Figura 101. Sistema de engranes en la caja del mecanismo 172
Figura 102. Eje inferior en la caja del mecanismo. 173
Figura 103. Empaques en los soportes de los rodamientos. 173
Figura 104. Ajuste de la palanca en el sistema de engranes. 174
Figura 105. Mecanismo listo para usarse. 174

Índice de anexos:

Anexo 1. Momentos de inercia para diferentes secciones 183

Anexo 2. Factores de servicio para motores. 184

Anexo 3. Tamaño de la cuña (pulg) en función del diámetro del eje. 185

Anexo 4. Factor de corrección f_z.....186

Anexo 5. Factores de servicio típicos. 187

Anexo 6. Rango de temperatura de materiales de los retenes.....188

Anexo 7. Número de dientes del piñón, engranes rectos. 188

Anexo 8. Módulos normalizados AGMA.....189

Anexo 9. Esfuerzo cortante torsional recomendado para un resorte de extensión, causado por la tensión inicial.....190

Anexo 10. Factor de Wahl en función del índice de resorte, para alambre redondo.....191

Anexo 11. Módulo de elasticidad en cortante (G) y en tensión (E) de alambres de resorte…….....191

Anexo 12. Criterio de pandeo de resortes. Si la relación real de fo/Lf es mayor que la relación crítica, el resorte se pandea a la deflexión de operación. 192

Anexo 13. Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A227, estirado en frio…….....192

Anexo 14. Material para resortes.....193

Anexo 15. Planos Técnicos del mecanismo.....194

Anexo 16. Certificación de traducción del resumen 206

1. Título

Diseño e implementación de un mecanismo de inversión de giro, como sistema contra accidentes para un trapiche de uso doméstico

2. Resumen

El presente trabajo de titulación denominado “Diseño e implementación de un mecanismo de inversión de giro, como sistema contra accidentes para un trapiche de uso doméstico”; tiene como objetivo diseñar y construir un mecanismo de inversión de giro que se plantea como una propuesta para evitar accidentes en los trapiches convencionales, para ello, se realizó una investigación bibliográfica con la intención de definir parámetros de construcción para dicho mecanismo, en base a esta información recopilada diseñar, construir y seleccionar algunas de la piezas y elementos del mecanismo de inversión de giro; así mismo se definió el proceso de dimensionamiento en cada pieza y componente, aquellas que cuentan con la suficiente capacidad de trabajo de acuerdo a la potencia que ofrece un motor de un trapiche de uso doméstico previamente inspeccionados en la localidad; con ello se obtuvo un mecanismo de inversión de giro, basado en un sistema de engranes, el mismo que cuenta con dos ejes de trasmisión (entrada y salida de potencia), mediante un proceso de validación se verificó la correcta funcionalidad del mecanismo, consiguiendo obtener una inversión de giro en el engrane que conecta con los rodillos o masas del trapiche analizado previamente.

Este sistema es maniobrado por un pedal, este consta de articulaciones que transforman un movimiento vertical en horizontal que fue acoplado de acuerdo a las condiciones de funcionamiento del mecanismo de engranes. Con la ayuda del pedal, el conjunto de engranes puede ofrecer el cambio de giro, ya que en el eje de entrada de potencia existe un engrane intermedio (engrane con desplazamiento axial libre) el cual conecta ya sea a izquierda o derecha con otro engrane para obtener un giro deseado en el eje de salida de potencia.

Palabras claves: Trapiche, sistema de engranes, articulación mecánica, inversión de giro.

2.1 Abstract

The research topic entitled "Design and implementation of a mechanism of inversion of rotation, as a system against accidents for a trapiche of domestic use"; aims to design and build a mechanism of inversion of rotation that is proposed as a proposal to prevent accidents in conventional trapiches, for this, a bibliographic research was conducted with the intention of defining construction parameters for such mechanism, based on this information collected design, build and select some of the parts and elements of the mechanism of inversion of rotation; Likewise, the sizing process was defined in each part and component, those that have sufficient working capacity according to the power offered by an engine of a domestic mill previously inspected in the locality; with this we obtained a mechanism of inversion of rotation, based on a system of gears, which has two transmission shafts (input and output power), through a validation process the correct functionality of the mechanism was verified, obtaining an inversion of rotation in the gear that connects with the rollers or masses of the mill previously analyzed.

This system is maneuvered by a pedal, which consists of joints that transform a vertical movement into a horizontal movement that was coupled according to the operating conditions of the gear mechanism. With the help of the pedal, the gear set can offer the change of rotation, since in the power input shaft there is an intermediate gear (gear with free axial displacement) which connects either left or right with another gear to obtain a desired rotation in the power output shaft.

Key words: trapiche, gear system, mechanical articulation, rotation reversal.

3. Introducción

Los trapiches para la molienda de caña de azúcar son máquinas de mucha utilidad en la producción de azucares y derivados de esta, ya que agilitan el proceso de molienda, dando mayor producción en esta área de la industria. Estas máquinas o trapiches en la actualidad son accionados mediante un motor eléctrico o de combustión interna todo esto gracias a la potencia mecánica que ofrece un motor de diferentes prestaciones.

Esta investigación tiene como objetivo general: diseñar e implementar un mecanismo de inversión de giro para un trapiche de uso doméstico; como objetivos específicos, primero definir parámetros operacionales y características constructivas de los trapiches a nivel local, mediante una breve visita a lugares que se dedican a la venta de trapiches en la localidad y adicional a ello haciendo una revisión bibliográfica a través de libros de diseño mecánico, catálogos y datos de fabricación; como segundo, diseñar el mecanismo de seguridad que se acople a las condiciones de operación del trapiche analizado, en base a cálculos matemático, materiales, elementos y máquinas disponibles para su respectiva construcción.

Seguidamente, construir el mecanismo de seguridad propuesto, tomando en cuenta las respectivas técnicas recomendadas para la construcción y ensamblaje de ingeniería, dando como resultado un mecanismo diseñado que cuenta con un sistema de inversión de giro mecánico, conformado por un sistema de engranes que cuenta con dos ejes (entrada y salida de potencia). En uno de los extremos de los ejes lleva un engrane de hierro fundido como los del trapiche.

El presente trabajo en su apartado denominado revisión literaria brinda información acerca de los trapiches, su funcionamiento y diferentes consideraciones lo cual sirvió para la propuesta de un mecanismo; seguido, se presentan fundamentos sobre mecanismos de transmisión de potencia; también se encuentran conceptos básicos y principales de diseño; así mismo se da a conocer la norma AGMA para engranes, misma que toma en cuenta diversos factores de construcción a fin de garantizar una buena selección del tipo de engrane que se vaya a utilizar con el fin específico; finalmente se exponen breves fundamentos de diseño mecánico (dinámica, estática, mecánica) necesarios para llevar a cabo los cálculos que intervienen en el diseño del mecanismo de inversión de giro.

En continuidad, en el apartado de metodología que es donde se especifica lo que se utilizó y cómo se utilizó para el desarrollo del mecanismo. Dentro de materiales se detalló todo lo necesario para la debida construcción; la metodología que se aplicó en la investigación ubicados en tres parámetros: teórico, diseño y dimensionamiento, finalmente, construcción y validación para el debido cumplimiento de los objetivos.

Posteriormente, en el apartado de resultados que es donde se realizó los cálculos para dimensionar, validar y seleccionar, según corresponda las diferentes piezas y elementos de máquinas asegurando el cumplimiento de la calidad y capacidad de trabajo requeridos, se representan partes en este proceso. Primeramente, se valida el sistema de transmisión de potencia del trapiche previamente seleccionado, aquí se evidencia la capacidad que necesita la máquina para moler la caña de azúcar; se hace un análisis del mecanismo de inversión de giro previamente seleccionado de la matriz de toma de decisiones; se opta por dividir en 8 submencanismos en los cuales se hacen los respectivos cálculos y validación de los componentes y elementos que van a conformar el mecanismo total de inversión de giro; en el submecanismo 1 se valida la transmisión de potencia de ingreso al eje uno que es mediante engranes; en el submecanismo 2 y submecanismo 3 se validan los engranes que interviene en el sistema de inversión de giro; en el submecanismo 4 se hacen de igual manera los diferentes cálculos de validación de estos engranes que son los de la salida de potencia mediante el eje dos; el submecanismo 5 cuenta con los cálculos de los dientes laterales del engrane intermedio de posicionamiento; el submecanismo 6 trata sobre el diseño de la palanca que acciona el engrane intermedio, el diseño también cuenta con sus cálculos correspondientes a considerar durante su funcionamiento, aquí también se selecciona un resorte acorde al esfuerzo de trabajo del mecanismo; el submecanismo 7 cuenta con diversos cálculos que intervienen en el dimensionamiento de los ejes de entrada y salida de potencia (uno y dos) y el diseño y dimensionamiento del eje inferior, aquí también se validan las estrías que conforman estos ejes; el submecanismo 8 expone la caja contenedora del sistema de inversión de giro en el cual se acoplan los rodamientos de los ejes tomando en cuenta el espacio disponible entre ellos para un correcto ensamblaje final, esta caja también se diseña tomando en cuenta parámetros de construcción enfocados en un diseño mecánico adecuado el cual consta de un visor de nivel de aceite y un tapón inferior para el desfogue del mismo; finalmente se indica el producto final del mecanismo de inversión de giro ensamblado adecuadamente.

En la discusión se analiza sobre los resultados que fueron las bases para las conclusiones del trabajo en base al cumplimiento de los objetivos propuestos y sus respectivas recomendaciones; posterior, se presenta la bibliografía utilizada; finalmente la sección de anexos que constan de tablas, gráficas para el diseño y construcción del mecanismo de inversión de giro.

Objetivos

Objetivo principal

- Diseñar e implementar un mecanismo de inversión de giro, como sistema contra accidentes para un trapiche de uso doméstico.

Objetivos específicos

- Definir parámetros operacionales y características constructivas de los trapiches domésticos a nivel local.
- Diseñar el mecanismo de seguridad que se acople a las condiciones de operación de los trapiches analizados.
- Implementar y validar el mecanismo de seguridad propuesto.

4. Revisión literaria

4.1 Generalidades de los trapiches utilizados para la extracción de jugo de caña.

4.1.1 Proceso de la extracción del jugo de caña.

El sistema empleado en las industrias azucarera y panelera es el de compresión, sistema muy antiguo, las maquinas son similares a las empleadas en la trituración de rocas.

La caña se somete a compresión en los rodillos o mazas, lo cual propicia la salida del contenido del líquido de los tallos del mismo.

Finalmente se obtienen dos productos el jugo crudo y el bagazo. El primero, es la materia prima para la producción de panela, mientras que el segundo se emplea como material combustible para ocuparlo en la hornilla luego de haberse secado (Cadavid, 2007).

4.1.2 Los trapiches

El trapiche es el equipo destinado a extraer el jugo de la caña, mediante la compresión que se produce cuando se hace pasar la caña por medio de los rodillos o mazas que giran a una determinada velocidad y están ajustados convenientemente.

La clasificación de los tipos de trapiches se da por la orientación de las mazas:

Trapiches verticales: Sus tres mazas se encuentran ubicadas en forma vertical (Figura 1). Son accionados por tracción animal teniendo una capacidad extracción que esta entre 100 y 200 Kg de caña molida por hora.

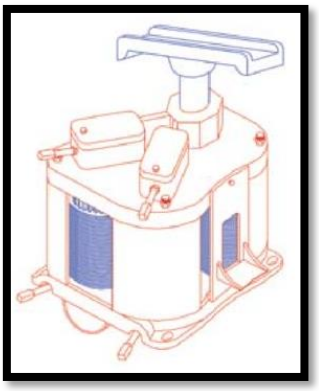


Figura 1. *Trapiche vertical.*

Nota. Obtenido de (ResearchGate, 2007)

Trapiches horizontales: Sus masas están en posición horizontal (Figura 2). Son accionados por tracción mecánica y tiene una capacidad de molienda de entre 0.5 y 3 toneladas de caña por hora.

Figura 2. *Trapiche horizontal.*

Nota. Obtenido de (Ramirez, s.f.)

4.1.3 Número de masas

El número de mazas determina el desempeño de los trapiches en la extracción del jugo de la caña. Existen trapiches de tres mazas, cinco mazas, etc. Pero la mayoría de los trapiches utilizados en la industria panelera son de tres mazas (Figura 2), por la facilidad de manipulación en la extracción del jugo (Valencia Villafuerte & Villacís Toctaguano, Diseño de un trapiche accionado mediante energía hidráulica para uso en fincas productoras de caña, 2008).

Para un mejor agarre de la caña y evitar el patinaje de la misma, las mazas poseen ranuras circunferenciales de sección triangular. En la práctica se recomienda 55° como un valor más adecuado para el ángulo en estas ranuras (Valencia Villafuerte & Villacís Toctaguano, Diseño de un trapiche accionado mediante energía hidráulica para uso en fincas productoras de caña, 2008).

4.1.4 Fuentes de energía utilizadas para accionar el trapiche.

Para accionar los trapiches se pueden utilizar fuentes de energía animal, hidráulica, eléctrica y motores de combustión interna.

- Energía animal: Es utilizada para el accionamiento de los molinos verticales.
- Energía hidráulica: Se utiliza tanto la rueda hidráulica como la turbina Banki.
- Energía eléctrica: Se utilizan motores trifásicos.
- Motores de combustión interna.

4.1.5 Parámetros funcionales del trapiche

Los factores más importantes que determinan la capacidad de un trapiche son (Valencia Villafuerte & Villacís Toctaguano, Diseño de un trapiche accionado mediante energía hidráulica para uso en fincas productoras de caña, 2008):

- Dimensiones y velocidad de los cilindros y mazas
- Numero de cilindros
- Presión en los molinos

4.1.6 Velocidad lineal y velocidad de rotación en las masas del trapiche

La velocidad lineal de un punto de la circunferencia de las masas, se expresa generalmente en m/min (metros por minuto).

La velocidad de rotación de las masas que viene a ser el número de vueltas que estas dan por unidad de tiempo, se miden en revoluciones por minuto.

Para la relación entre las dos velocidades se tiene:

$$V = \pi \times D \times n \qquad \text{Ec.(1)}$$

Donde:

V velocidad periférica (m/min).

D diámetro de los cilindros en m.

n velocidad de rotación en rpm.

La velocidad recomendada para la molienda de caña es de 5 a 15 rpm (Trujillo Gavilanes & Pazmiño Palma, 2008).

4.1.7 Capacidad del trapiche

La capacidad de molienda de un trapiche (Cm) es la cantidad de caña que este es capaz de pasar por unidad de tiempo. Generalmente se expresa en toneladas de caña por día y también se lo puede expresar en toneladas de caña por hora (Valencia Villafuerte & Villacís Toctaguano, Diseño de un trapiche accionado mediante energía hidráulica para uso en fincas productoras de caña, 2008).

4.1.8 La presión en los molinos

La presión presente en los trapiches varía según la cantidad de caña molida, su contenido de fibra, el largo y el diámetro de las masas y otros factores. La forma más viable para regular la presión es la de regular la cantidad o el volumen de caña que pasa a través del trapiche (Valencia Villafuerte & Villacis Toctaguano, 2008).

4.1.9 Determinación de la potencia ocupada por la máquina para extraer el jugo de caña.

Para determinar la potencia consumida por el trapiche es necesario tomar en cuenta varios factores que intervienen en el mismo.

$$Pot = 0.5 \times Q \times n \times D \times \sqrt{\frac{\varsigma}{\delta \times f}} \qquad \text{Ec.(2)}$$

Donde:

Pot: Potencia consumida por el molino.

D: Diámetro del cilindro en m.

Q: Carga sobre el cilindro superior en Ton.

ς: Carga fibrosa específica =q/D, en kg/m³.

δ: Densidad del bagazo comprimido = 850 kg/m³.

f: % de fibra, para ello se utiliza la siguiente formula: $f = \frac{bagazo\ en\ 500\text{g}\ de\ caña}{10} - 0.4$

Mediante experimentos realizados por (Trujillo Gavilanes & Pazmiño Palma, 2008), se ha llegado a la conclusión que el rodillo superior soporta la carga de los dos rodillos inferiores, y para ello también se ha tomado como referencia media que el diámetro de la caña es de 5cm. Con esto los valores correspondientes de carga son: 1.21 Ton al empezar con el aplastamiento de la caña, al pasar por el segundo rodillo inferior se da una carga de 0.78 Ton ya que la caña llega aplastada, saliendo con un espesor mínimo comprimido que se lo considera de 3mm. Por eso se sabe que la carga presente en el rodillo superior del trapiche es de 1.99 Ton.

4.2 Mecanismos de transmisión de potencia

4.2.1 Sistemas de transmisión de potencia

En la industria se encuentran diversos tipos de máquinas para los diferentes procesos industriales, estas máquinas se encuentran gobernadas por sistemas de transmisión, los mismos que son los encargados de llevar potencia y movimiento a los distintos elementos de una máquina, de esta manera la maquina podrá cumplir la funcionalidad requerida (Gutiérrez Silva, 2015).

Los sistemas mecánicos más comunes para la transmisión de potencia y movimiento son: sistemas de transmisión por cadena, correa y engranajes.

Los elementos de una maquinan se dividen en dos categorías: elementos activos, elementos pasivos.

- Elementos activos: aquellos que ejecutan un trabajo útil, como las transmisiones. Aquí se encuentran los elementos de transmisión flexibles tales como correas y cadenas.
- Elementos pasivos: aquellos que sostienen los elementos activos.

4.2.2 Transmisión por correas y poleas

Las corres tienen como objetivo transmitir potencia mecánica mediante un movimiento de rotación entre los dos ejes que generalmente se encuentran en paralelo. En el sistema de transmisión por correas no se mantiene una relación de transmisión exacta y constante, esto se debe a las pérdidas generadas por el deslizamiento frecuente entre la correa y las poleas.

Este tipo de transmisión es adecuado implementarlo para distancias entre ejes relativamente grandes, son silenciosos y tienen una larga vida útil sin presentar problemas de funcionamiento siempre y cuando se seleccione adecuadamente para la aplicación requerida.

Para los sistemas de transmisión por correas se presentan tres tipos principales:

- Correa plana (transmisión simple)

Se caracterizan por ser muy flexibles y permite radios de poleas pequeños, aquí se pueden presentar potencias y velocidades muy elevadas, obteniendo una eficiencia del 96-98%, se puede visualizar en la Figura 3.

Figura 3. *Correa plana.*

Nota. Obtenido de (Made-in-China, s.f.)

- Correa trapecial (transmisión múltiple)

Para este tipo de correas no se requiere una gran tensión inicial lo que genera menor carga en los ejes de las poleas, sin embargo, estas trabajan con velocidades menores, en comparación a las correas planas. Estas correas son menos flexibles y pueden transmitir potencias más elevadas con una eficiencia del 92-94%,Figura 4.

Figura 4. *Correa trapecial.*

Nota. Obtenido de (Gates)

- Correa dentada (transmisión simple)

Estas garantizan el sincronismo entre el conductor y el conducido debido a que presentan la transmisión de potencia por arrastre. Al igual que las correas planas pueden trabajar con velocidades altas con una eficiencia del 96-98%, con una tensión inicial mínima. Los dientes de la correa se encuentran en la parte interna de esta (Figura 5).

Figura 5. *Correa dentada.*

Nota. Obtenido de (AUTOMOVIL MAGAZINE, s.f.)

Fallos en los sistemas de transmisión por correa

Los fallos más comunes que se presentan en este tipo de transmisión son:

La rotura de la correa la cual se da principalmente cuando se escoge un dimensionamiento incorrecto de la misma o puede ser causada por una sobrecarga impidiendo de esa manera el correcto funcionamiento. La rotura de la correa interrumpe la transmisión de potencia siendo esta falla la más drástica para el sistema.

Desgaste excesivo: el desgaste de la correa genera fallo en este, sin embargo, es considerado natural debido a la vida útil que posee, no obstante, el desgaste excesivo puede

presentarse por: desgaste en la cara interna de la correa, desgaste en la cara exterior de la correa, endurecimiento de la correa, superficie de la correa abultada.

Ruido en la transmisión, esto es una señal de que el sistema está presentando una falla y que frecuentemente es ocasionado por el desplazamiento existente en la banda, holgura excesiva, mal alineamiento de las poleas o tal vez la implementación de una correa inadecuada (mal dimensionadas) (Gutiérrez Silva, 2015).

4.2.3 Transmisión por cadena

La transmisión por cadena trabaja bajo el principio de engranaje. La transmisión de potencia por cadena consta de la rueda de cadena conductora, de la rueda conducida y de la cadena que abraza las ruedas engranando los dientes (EcuRed, s.f.). En este tipo de transmisión el movimiento y la fuerza se transmiten a través de piñones ubicados en un mismo plano de forma paralela y generalmente de manera horizontal (Figura 6). La transmisión por cadena es implementada cuando la distancia presente entre el árbol y el conductor son muy largas como para usar engranajes o muy cortas como para usar transmisión por correas (Gutiérrez Silva, 2015).

El tipo de cadena más común que se encuentra, es la cadena de rodillos. Esta se caracteriza por su paso que representa la distancia entre las partes correspondientes de eslabones adyacentes, este paso se suele indicar como la distancia entre centros de pernos adyacentes.

Figura 6. *Transmisión de potencia por cadena.*

Nota. Obtenido de (EcuRed, s.f.)

Como cualquier sistema de transmisión de potencia este presenta ventajas y desventajas las cuales son:

Ventajas

- No requiere de una tensión inicial por ser compacta

- Tiene un tiempo de vida útil mayor al de las bandas

- Poco sensibles al entorno de trabajo

- Fácil reparación

- Alta eficiencia

Desventajas

- Mayor costo que las correas o bandas

- Necesidad de un buen mantenimiento (limpieza y lubricación periódica)

- Aplicables solo en ejes paralelos

- Aquí los ejes deben centrarse de manera horizontal para facilitar el sistema

4.2.4 Transmisión de potencia por engranajes

Este sistema se encuentra conformado por dos o más ruedas dentadas cuyos dientes encajan entre si (Figura 7), consecuentemente la transmisión de movimiento se realiza por arrastre. Estas ruedas dentadas permiten realizar la inversión del sentido de giro o eventualmente la velocidad angular, que viene dada por la relación del diámetro entre las mismas (Gutiérrez Silva, 2015).

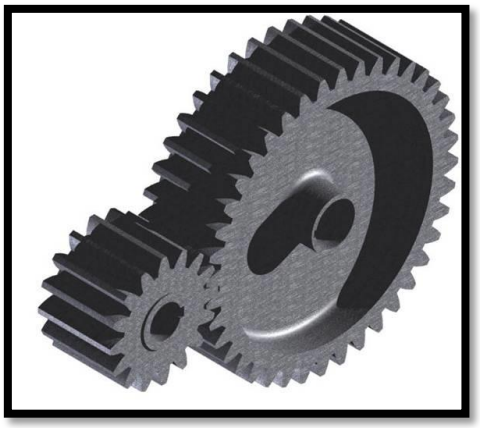


Figura 7. *Engranajes*

Nota. Obtenido de (Correa Quintana, 2010)

De acuerdo a la disposición de los ejes conductores y conducidos, se puede realizar la transmisión del movimiento de dos maneras.

Entre ejes paralelos:

- Engranajes entre dientes rectos.

- Engranajes entre dientes helicoidales.

- Engranajes entre dientes en V.

Entre ejes perpendiculares:

- Transmisión entre ejes que se cruzan.

- Transmisión entre ejes que se cortan.

Ventajas y desventajas en este sistema:

Ventajas

- Reducción del espacio ocupado.

- Reducción de ruido.

- Mayor capacidad de transmisión de potencia.

- No se presenta deslizamiento entre las ruedas dentadas.

Desventajas

-Alto costo y poca flexibilidad.

- La transmisión de potencia ejercida no se puede llevar a cabo en grandes distancias.

- Desgaste continuo por la fricción generada entre las ruedas dentadas.

- El daño o ruptura leve de alguna rueda, requiere el cambio total de la pieza.

4.3 Algunos aspectos de los sistemas de transmisión de potencia

4.3.1 Trenes de mecanismos

Los mecanismos tanto si forman parte integral de las máquinas, como si se emplean solamente con su función primaria de reguladores de movimiento, están formados por combinaciones de sistemas dispuestos en cadena. Estas cadenas reciben el nombre de trenes de mecanismos. Estos trenes pueden estar constituidos por una gran variedad de elementos: mecanismos articulados, levas, engranajes, cadenas, cuerdas, correas, etc. (Galarza Villafuerte & Pérez Basantes , 2014).

Cuando la distancia entre los ejes es relativamente grande, se pueden utilizar correas o cadenas. Si esa distancia es relativamente pequeña y se requiere una transmisión segura se usan los engranajes. Con un tren de mecanismos es prácticamente posible conseguir cualquier resultado deseado, tales como el plano, dirección y tipo de movimiento final (giratorio, alternativo, continuo, intermitente, etc.).

Los trenes de mecanismos se hallan en toda clase de máquinas y, al conectar la fuente de energía con el elemento que la va a utilizar, debe satisfacer, por separado o en

combinación, las exigencias de ventaja mecánica, una determinada relación de velocidades, flexibilidad de empleo y tener medidas compactas.

4.3.2 Trenes de engranajes

Si el movimiento se transmite totalmente por medio de engranajes, la combinación de éstos es denominada un tren de engranajes. Dos ajustes comúnmente utilizados son: los simples y los compuestos. En un tren de engranajes simple, cada eje del mecanismo lleva una sola rueda (Figura 8).

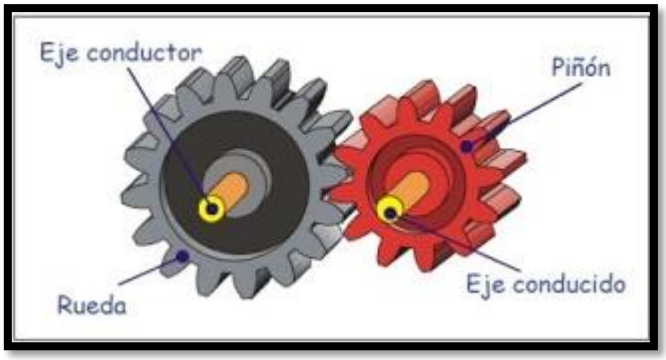


Figura 8. *Tren de engranajes simple.*

Nota. Obtenido de (Mecanismos, s.f.)

En un tren de engranajes compuesto cada eje, excepto el primero y el último, lleva dos ruedas asociadas entre sí, (Figura 9).

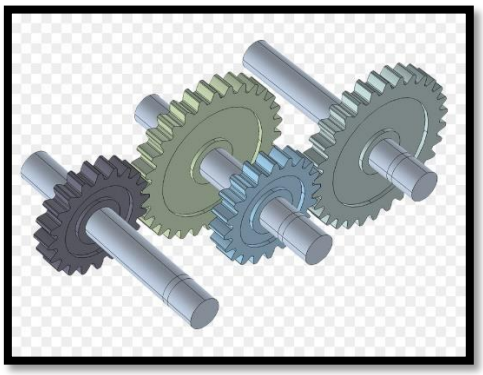


Figura 9. *Tren de engranajes compuesto.*

Nota. Obtenido de (freepng.es, s.f.)

Con los engranajes se pueden conseguir disminuciones o aumentos significativos de la velocidad de giro de los ejes con el simple hecho de acoplar un tren de engranajes.

4.3.3 Relaciones de transmisión

Un cambio de velocidades consiste fundamentalmente en una combinación de varios trenes de engranajes de distinto valor de reducción. En un sistema de engranajes la fuerza

transmitida es inversamente proporcional a la velocidad de giro; a esta condición se le denomina relación de transmisión y se representa por las siglas “Rt o i”.

Si la rueda motriz es más pequeña que la rueda impulsada, la rueda impulsada transmite un par de giro mayor pero menor números de revoluciones.

- i > 1 significa que hay una desmultiplicación
- i < 1 significa que hay una multiplicación

4.3.3.1 Cálculo de la relación de transmisión

Se define la relación de transmisión como el cociente entre la velocidad de giro del piñón conductor y la velocidad de giro del piñón conducido. Un engranaje compuesto por un piñón conductor (entrada) que gira a rpm y un piñón conducido (salida), su relación de transmisión se representa de la siguiente forma:

$$i = \frac{N\ piñón\ conductor}{N\ piñón\ conducido} \qquad \text{Ec.(3)}$$

i: relación de transmisión

N: régimen o velocidad de giro

En este caso la relación de transmisión se calcula multiplicando entre si las diferentes relaciones que la forman. El tren de engranes de la Figura 10 se compone de cinco engranes. La velocidad del engrane 6 corresponde a:

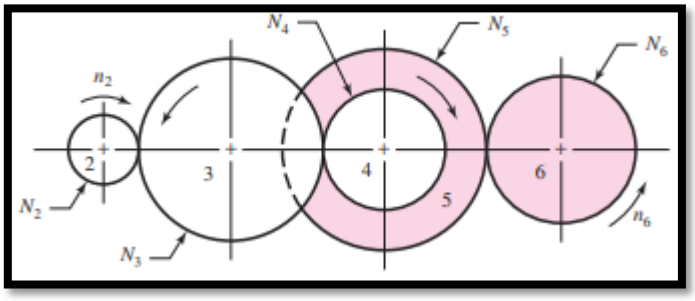


Figura 10. *Tren de engranajes para cálculo de relación de transmisión.*

Nota. Obtenido de SHINGLEY Joseph. Diseño en ingeniería mecánica. p. 679.

$$Relación\ de\ transmisión = \frac{N3}{N2}\frac{N4}{N3}\frac{N6}{N5} \qquad \text{Ec.(4)}$$

4.4 Conceptos de diseño

4.4.1 Ejes

Es un elemento constructivo destinado a guiar el movimiento de rotación a una pieza o de un conjunto de piezas, como una rueda o un engranaje. Un eje se aloja por un diámetro exterior al diámetro interior de un agujero, como el de cojinete o un cubo, con el cual tiene un determinado tipo de ajuste. En algunos casos el eje es fijo y un sistema de rodamientos o de bujes insertas en el centro de la pieza permite que ésta gire alrededor del eje. En otros casos, gira solidariamente al eje y el sistema de guiado se encuentra en la superficie (Galarza Villafuerte & Pérez Basantes , 2014).

En una caja de cambios existen diferentes ejes que sirven para el soporte de los engranes y para la transmisión de movimiento de la caja de cambios. Las cajas de cambio actualmente poseen tres tipos de ejes, los cuales son:

- Eje primario: Este eje transmite el movimiento que viene desde el motor hacia todo el conjunto de la caja de cambios, para lo cual consta de un estriado en uno de sus extremos mientras que en el otro un piñón que da el movimiento al eje intermediario.
- Eje secundario: El eje secundario cuenta con engranajes que giran libremente sobre éste, estos engranajes corresponden a cada una de las diferentes velocidades de la caja de cambio. Es por este eje por donde en la mayoría de los casos sale el movimiento final.
- Piñones locos: Son unos engranajes que giran libremente sobre el eje secundario, hay tantos piñones locos como marcha tenga el cambio y están engranados constantemente con el eje secundario.
- Eje intermediario: El eje intermediario recibe el movimiento del eje primario y lo transmite al secundario por medio de un grupo de engranajes.

4.4.2 Ejes estriados

Los ejes estriados se asemejan a dientes de engranajes cortados o formados en la superficie del eje y en la parte interior de la maza del componente sobre el que se transmite la carga. Por lo general, los ejes estriados son mucho más caros de fabricar que las cuñas, y normalmente no son necesarios para la transmisión de pares de torsión simples. De manera típica, se emplean cuando se transfieren pares de torsión considerables. Una característica del eje estriado es que puede hacerse con un ajuste deslizante bastante holgado para permitir un gran movimiento axial entre el eje y el componente al mismo tiempo que se transmite el par de torsión. SAE y ANSI publican normas para los ejes estriados. Los factores de concentración del esfuerzo son mayores en los extremos del eje estriado y en los puntos

donde éste se dobla, pero por lo general son bastante moderados (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

4.4.3 Esfuerzos en ejes

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto en componentes medios como en alternantes. Para el análisis se combinan los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de von Mises alternantes y medios. Es conveniente adaptar las ecuaciones especialmente para aplicaciones de ejes. En general, las cargas axiales son comparativamente muy pequeñas en ubicaciones críticas donde dominan la flexión y la torsión, por lo que pueden dejarse fuera de las siguientes ecuaciones (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008). Los esfuerzos debidos a la flexión y la torsión están dados por:

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} \qquad \sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I} \qquad \text{Ec.(5)}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a c}{J} \qquad \tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J} \qquad \text{Ec.(6)}$$

Donde M_m y M_a son momentos flexionantes medio y alternante, T_m y T_a son los pares de torsión medio y alternante, y K_f y K_{fs} son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión.

Si se supone un eje solido con sección transversal redonda, pueden introducirse términos geométricos apropiados para c, I y J, lo que resulta:

$$\sigma_a = K_f \frac{32 M_a}{\pi d^3} \qquad \sigma_m = K_f \frac{32 M_m}{\pi d^3} \qquad \text{Ec.(7)}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16 T_a}{\pi d^3} \qquad \tau_m = K_{fs} \frac{16 T_m}{\pi d^3} \qquad \text{Ec.(8)}$$

4.4.4 Procedimiento de diseño de un eje

Para esta sección de las ecuaciones respectivas para los ejes se tomaron del libro llamado: Elementos de máquinas de Bernard J. Hamrock.

(Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000). El procedimiento general para el diseño de ejes es como sigue:

1. Se desarrolla un diagrama de cuerpo libre reemplazando elementos de máquinas montados sobre el eje.

2. Se dibuja un diagrama de los momentos flexionantes en los planos x-y y x-z. El momento interno resultante en cualquier sección a lo largo del eje se expresa como:

$$M_x = \sqrt{{M_{xy}}^2 + {M_{xz}}^2} \qquad \text{Ec.(9)}$$

3. Se desarrolla un diagrama de los pares de torsión.

4. Se establece la localización de la sección transversal crítica o la localización x donde el par de torsión y el momento son mayores.

5. Para materiales dúctiles se usa la teoría del esfuerzo cortante máximo.

6. Para materiales frágiles se usa la teoría del esfuerzo normal máximo.

- **Carga estática**

Se considera una variedad de condiciones de carga. El diseñador debe establecer el diámetro mínimo del eje para soportar adecuadamente las cargas que actúan sobre el eje.

Momento flexionante y de torsión

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi \times d^3} \qquad \text{Ec. (10)}$$

$$\sigma_{xy} = \frac{16T}{\pi \times d^3} \qquad \text{Ec.(11)}$$

$$\sigma_1 \times \sigma_2 = \frac{16}{\pi \times d^3}\left(M \pm \sqrt{M^2 \times T^2}\right) \qquad \text{Ec. (12)}$$

$$\tau_1 \times \tau_2 = \pm\frac{16}{\pi \times d^3}\left(M \pm \sqrt{M^2 \times T^2}\right) \qquad \text{Ec.(13)}$$

Teoría de la energía de distorsión

$$({\sigma_1}^2 + {\sigma_2}^2 - \sigma_1 \times \sigma_2)^{1/2} \geq \frac{S_y}{FS} \qquad \text{Ec.(14)}$$

S_y es la Resistencia a la fluencia del material del eje, [Pa]

FS es el factor de seguridad

Se produce la falla si:

$$\frac{16}{\pi \times d^3}(4M^2 + 3T^2)^{1/2} \geq \frac{S_y}{FS} \quad \text{Ec.(15)}$$

De esta forma se predice el diámetro más pequeño donde la falla empezará a ocurrir como

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times FS}{\pi \times S_y} \times \sqrt[2]{M^2 + \frac{3}{4}T^2}} \quad \text{Ec.(16)}$$

Donde:

FS Factor de seguridad.

S_y Resistencia de fluencia.

M Momento flector.

T Momento torsor.

Teoría del esfuerzo cortante máximo

$$\frac{32\sqrt{M^2 + T^2}}{\pi \times d^3} \geq \frac{S_y}{FS} \quad \text{Ec.(17)}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times FS}{\pi \times S_y} \times \sqrt[2]{M^2 + T^2}} \quad \text{Ec.(18)}$$

- **Carga cíclica**

$$d = \left(\frac{32 \times FS}{\pi S_y}\sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e}K_f M_a\right)^2 + \left(T_m + \frac{S_y}{S_e}K_{fs}T_a\right)^2}\right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec.(19)}$$

El factor de concentración de esfuerzos por fatiga K_{fs} se calcula utilizando la torsión en lugar de la carga axial en el factor de concentración de esfuerzos.

El diámetro más pequeño seguro que corresponde a un factor de seguridad específico se puede expresar como

$$d = \left(\frac{32 \times FS}{\pi S_y}\sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e}K_f M_a\right)^2 + \frac{3}{4}\left(T_m + \frac{S_y}{S_e}K_{fs}T_a\right)^2}\right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec.(20)}$$

4.4.5 Rodamientos

Para permitir el giro de los ejes sobre sus alojamientos, éstos se montan sobre rodamientos. Los rodamientos reducen el rozamiento y el desgaste facilitando el giro y alargando los periodos de mantenimiento de los componentes de las cajas de cambios (Galarza Villafuerte & Pérez Basantes , 2014).

Tabla 1

Ventajas y desventajas de los rodamientos

	Ventajas	Desventajas
Rodamientos de bolas de una o dos hileras.	Altas velocidades de giro.	Soportan cargas axiales muy pequeñas.
Rodamientos de rodillos cilíndricos.	Soportan cargas medias radiales.	No permiten cargas axiales.
Rodamientos de agujas.	Se pueden montar con poca diferencia de diámetros entre ejes.	Soportan grandes cargas radiales. No permiten cargas axiales.
Rodamientos de rodillos cónicos.	Soportan grandes cargas axiales y radiales.	Necesitan un reglaje de precarga en el montaje.

Nota. Obtenido de (Dudley, 1973)

4.4.6 Retenes

En este apartado se darán a conocer definiciones y aspectos que se debe tener como referencia para poder implementar un retén en un sistema mecánico de trabajo. Para ello se tomará como referencia el catálogo de retenes de (Technology).

Los retenes sirven para proteger y aislar radialmente ejes con respecto a una parte fija. El retén tiene un labio que está en contacto continuo con el eje, impidiendo la fuga del lubricante.

Las normas DIN 3760/3761 definen los aspectos básicos del diseño de retenes radiales tales como medidas, materiales, montajes y protección de superficies, entre otros.

4.4.6.1 Condiciones de funcionamiento

Para realizar una apropiada selección del retén de trabajo, es necesario definir correctamente las condiciones de servicio y las exigencias de la aplicación, tales como:

- Diámetro del eje (mm).
- Temperatura (°C).
- Velocidad de rotación (r.p.m).
- Presión (MPa/bar).
- Suciedad en el exterior.

- Nivel de vibraciones.

Un retén debe garantizar la estanqueidad del eje sobe el que se instala, así como en su alojamiento tal como se ve en la Figura 11.

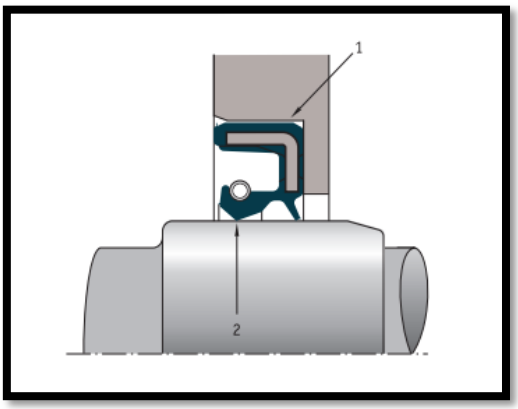


Figura 11. *Estanqueidad de un retén.*

Nota. Obtenido de (Technology)

4.4.6.2 Lubricación y fricción

Solo con una lubricación suficiente del labio de sellado el desgaste será mínimo. Bajo ningún concepto el labio de un retén radial debe funcionar en seco, para ello se asegurará la lubricación del labio de obstrucción mediante un engrase previo o aceitado del retén y del eje.

4.4.6.3 Efecto de la presión

Si el fluido a estanqueizar esta presurizado el labio de obturación sufre una fuerza de apriete adicional contra el eje. Como consecuencia se perturba la hidrodinámica debajo de la arista de sellado y también se produce una fricción mayor, elevándose la temperatura en la arista estanqueizante del retén. En la Figura 12 se indica la influencia de la presión cuando un retén que gira a 3000 rpm y con el eje sumergido al 50% en aceite SAE 20, trabaja presurizado y sin presión, pero con una buena disipación de calor.

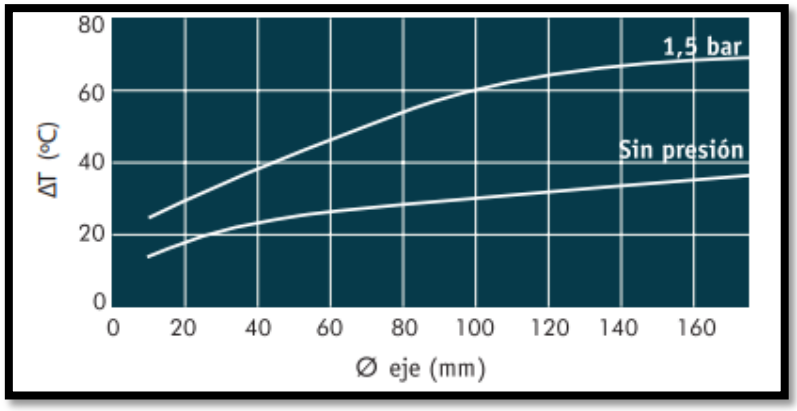


Figura 12. *Presión y sobrecalentamiento.*

Nota. Obtenido de (Technology)

4.4.6.4 Diseño del labio

La geometría del labio del retén incide en su desgaste. Dada una cierta presión del medio, la fuerza total que percibe la arista de estanqueidad es la suma de la fuerza de apriete del muelle más la correspondiente a su entorno. En las mismas condiciones de presión, al comparar dos retenes del mismo elastómero, el que tenga una membrana con una mayor superficie sufrirá una menor fricción porque la fuerza radial total será menor.

4.4.6.5 Suciedad del entorno de trabajo

Frente a la suciedad o humedad del exterior, es aconsejable la aplicación de un retén radial suministrado de labio guardapolvo. El espacio comprendido entre labio guardapolvo y obturador debe llenarse con grasa antes del montaje, esta grasa no es sólo necesaria para la lubricación del labio guardapolvo, sino también para la protección del eje contra la corrosión por humedad. Los aspectos a tomar en cuenta para la selección de la solución más adecuada son:

- Grado de suciedad del entorno.
- Velocidad periférica (m/s).
- Temperatura (°C).
- Juego axial.
- Procedimiento de montaje.

4.4.6.6 Materiales

El medio a estanqueizar determina en gran medida la selección del elastómero a emplear, y también el tipo de reten radial. Los elastómeros pueden endurecerse o hincharse a causa del contacto con el fluido de trabajo.

El elastómero que trabaje a una temperatura más alta que la recomendada sufrirá un endurecimiento con pérdida de elasticidad y formación de grietas en la arista de estanqueidad.

Posterior a ensayos mecánicos en probetas se comprueba que los diversos medios lubricantes producen variaciones del alargamiento a la rotura en determinados elastómeros. En relación con la vida útil del material y por lo tanto también la del retén, se toma como variación máxima admisible una disminución del alargamiento a la rotura de un 50%.

A partir de la continua utilización de los retenes se dice que los elastómeros toleran los aceites básicos. Tales como los aceites minerales, la agresividad de los aceites sintéticos depende de los aditivos y sus concentraciones.

La mayor parte de los diseños de retenes llevan dos materiales: metálico para la cascara (acero al carbono), la pletina interna y el muelle; y otro de elastómero para la membrana y labio. Los retenes utilizados para trabajos a alta presión son de termoplástico PTFE.

4.4.7 Engranajes de sistemas

Los engranes se estudian ya que la transmisión del movimiento rotatorio de un eje a otro se presenta en casi todas las máquinas. Los engranes constituyen uno de los mejores medios disponibles para transmitir el movimiento sin demasiada perdida de potencia.

4.4.7.1 Engranajes rectos

Tiene dientes paralelos al eje de rotación y se emplean para transmitir el movimiento de un eje a otro eje paralelo. De todos los tipos el engrane recto es el más sencillo, es por ello que se usa para desarrollar las relaciones cinemáticas básicas de la forma de los dientes.

4.4.7.2 Engranajes helicoidales

Poseen ejes inclinados con respecto al eje de rotación, y se utilizan para las mismas aplicaciones que los engranes rectos y, cuando se utilizan de esta forma, no son tan ruidosos, debido al engranado más gradual de los dientes durante el acoplamiento.

4.4.7.3 Engranajes cónicos e hipoides

Presentan dientes formados en superficies cónicas, se emplean sobre todo para transmitir movimiento entre ejes que se intersecan. Los engranes hipoides son muy similares a los engranes cónicos en espiral, excepto por el hecho de que los ejes están desplazados y no se intersecan.

4.4.8 Características de los engranajes rectos

Según (Galarza Villafuerte & Pérez Basantes , 2014), el piñón es el más pequeño de los dos engranes acoplados; el más grande se denomina el engrane. A continuación, se indica las características principales de los engranes rectos.

- El paso circular Pc es la distancia, medida sobre el círculo de paso, va desde un punto sobre uno de los dientes hasta un punto correspondiente sobre un diente adyacente.
- El paso diametral P es el número de dientes en el engrane por pulgada de diámetro de paso. Las unidades del paso diametral son el recíproco de pulgadas. Hay que tomar en cuenta que en realidad no se puede medir el paso diametral sobre el engrane propiamente dicho.
- El módulo m es la razón del diámetro de paso al número de dientes. La unidad de longitud acostumbrada es el milímetro. EI módulo es el índice del tamaño del diente en el SI.
- Addendum a es la distancia radial entre el borde superior y el círculo de paso.
- Dedendum b es la distancia radial que va del borde inferior hasta el círculo de paso.
- La altura total h es la suma del addendum y el dedendum.

4.4.9 Relaciones para el cálculo de perfil de engranes

La relación con la que se parte para obtener los valores previos al dibujo y/o construcción de engranes, es la que relaciona el módulo y el diámetro primitivo del mismo.

$$P = \frac{m}{d} \qquad \text{Ec.(21)}$$

$$m = \frac{d}{N} \qquad \text{Ec.(22)}$$

En donde:

P Paso diametral, dientes por pulgadas.

N Número de dientes.

d Diámetro de paso, pulgada o mm.

m módulo en mm.

$$P_C = \pi \times m \qquad \text{Ec.(23)}$$

En donde P_C es el paso circular en pulgadas o milímetros.

$$P_C P = \pi \qquad \text{Ec.(24)}$$

4.4.10 Geometría del engranaje recto.

4.4.10.1 Perfil envolvente del engrane

La envolvente en una de los tipos de curvas geométricas llamadas curvas conjugadas. Cuando dos dientes con esos perfiles engranan y giran, existe una relación constante de velocidad angular entre ellos. Desde el momento inicial hasta el desengrane, la velocidad del engrane motriz está en una proporción constante respecto a la del engrane conducido. La acción que resulta en los dos engranes es muy uniforme. Si no fuera así, habría algo de aceleraciones y desaceleraciones durante el engrane y desengrane, y las aceleraciones resultantes causarían vibración, ruido y oscilaciones torsionales peligrosas en el sistema (Galarza Villafuerte & Pérez Basantes , 2014).

4.4.10.2 Paso

La distancia entre dientes adyacentes y el tamaño de los dientes se controlan mediante el paso de los dientes. Existen 3 tipos de paso que son de uso común en los engranes:

- Paso circular
- Paso diametral
- Módulo métrico

4.4.10.3 Paso circular

La distancia de un punto del diente de un engrane en el círculo de paso correspondiente del siguiente diente, medida a lo largo del círculo de paso, es el paso circular.

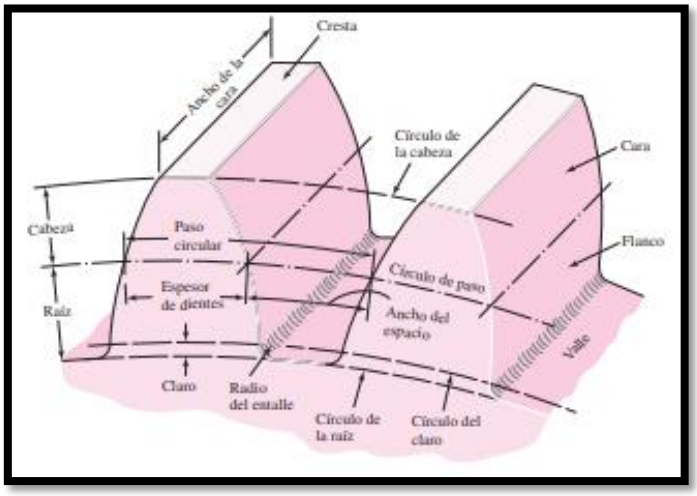


Figura 13. *Nomenclatura de los dientes de engranes rectos.*

Nota. Obtenido de SHINGLEY Josep. Diseño en ingeniería mecánica.p.656

4.4.10.4 Paso diametral

Es el sistema de paso utilizado con más frecuencia en los Estados Unidos; igual al número de dientes por pulgada de diámetro de paso.

$$P_d = \frac{NG}{DG} = \frac{N_p}{D_p} \qquad \text{Ec.(25)}$$

Donde:

P_d Paso diametral.

NG Número de dientes del engrane.

DG Diámetro del engrane.

N_p Número de dientes del piñón.

D_p Diámetro del piñón.

Como se ve, sus unidades están en pulgadas. Sin embargo, casi nunca se indican las unidades, y a los engranes se les indica como de paso 8 o paso 20 por ejemplo. Una de las ventajas del sistema de paso diametral es que hay una lista de pasos normalizados, y la mayor parte de los pasos tienen valores enteros. Sin embargo, en el sistema métrico el paso diametral no es utilizado, y los engranes se normalizan a partir de módulos estándar para el reemplazo de los mismo y el número de dientes. En el

Anexo 8 se encuentran los módulos normalizados por la norma AGMA.

4.5 Norma AGMA para engranajes

Última actualización de la norma: 17 de mayo de 2018

La AGMA, American Gear Manufacturers Association, en español, Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes, es una asociación de empresas, consultores y académicos con interés directo en el diseño, fabricación y uso de engranajes, acoplamientos, componentes y mecanismos de transmisión de potencia y equipos relacionados (AGMA, s.f.).

Fundada en 1916, AGMA es una organización impulsada por el mercado, orientada a la normalización, investigación y prestación de servicios a la industria de engranajes y sus clientes. AGMA cuenta con más de 495 empresas dentro de sus miembros, incluyéndose fabricantes de engranajes (de Estados Unidos, México y Canadá) y expertos de 30 países alrededor del mundo.

AGMA está acreditada por la American National Standards Institute (ANSI) para escribir todas las normas de Estados Unidos respecto a ruedas dentadas. Desde el año 1993 posee la presidencia del Comité Técnico 60 de la Organización Internacional de Normalización

(ISO). TC 60 es el comité responsable del desarrollo de todas las normas internacionales de engranajes.

AGMA comenzó el enfoque al desarrollo de las nuevas tecnologías. En 1916, estaba surgiendo un nuevo mercado de engranajes. Hizo hincapié en el funcionamiento silencioso, especialmente para los engranajes de sincronización en la industria automotriz.

Las normas técnicas AGMA están sujetas a constantes mejoras, revisiones o cancelaciones dictadas por la experiencia. En el momento de realización del presente proyecto, la normativa objeto de estudio es la publicación más reciente disponible.

4.5.1 Fallas en los engranajes

AGMA define cuatro tipos de fallas: Desgaste, Deformación plástica, Fatiga superficial y Ruptura, cada una de ellas se subdivide en diferentes tipos, siendo los dos últimos los de mayor importancia debido a lo desastroso que pueden resultar (Ramírez, Guía técnica para el diseño y cálculo de engranajes para reductores de velocidad, 2017).

La principal diferencia entre la resistencia a la picadura y la resistencia a la flexión es que la primera es un fenómeno de compresión entre dos cilindros y es proporcional a la raíz cuadrada de la carga aplicada sobre el diente. La resistencia a la flexión en cambio, es un fenómeno de tracción en una placa en voladizo y es directamente proporcional a la carga. La diferencia en la naturaleza de las tensiones provocadas en las áreas superficiales y en la raíz de los dientes se refleja en una diferencia en los valores de Resistencia a la fatiga, de contacto y flexión (σ_H y σ_F), para idénticos materiales e intensidades de cargas.

4.5.1.1 Picado o fatiga superficial

La picadura o fatiga superficial (Figura 14) es una falla en la superficie del flanco del diente que se produce al sobrepasar el límite de la resistencia superficial de los materiales. Los engranajes desarrollan esfuerzos superficiales constantes y si las cargas tienen la suficiente intensidad y el ciclo de esfuerzos se repite frecuentemente, ocurre fatiga en algunos fragmentos de metal en la superficie, dando origen a las picaduras (Dudley, 1973).

Figura 14. *Falla por fatiga superficial.*

Nota. Obtenido de (htt5)

4.5.1.2 Falla por flexión en la base del diente

La falla por resistencia a la flexión intermitente en la base de los dientes de engranajes (Figura 15) es un fenómeno de fatiga originado por la repetición de esfuerzos desarrollados sobre el límite de resistencia, dando origen a una fisura o grieta del diente en el filete de raíz en una etapa inicial, y al desprendimiento total o parcial del diente en una etapa avanzada.

Empieza, en general, con una fisura en la base del diente, en donde se infiltra el aceite lubricante, que en conjunto con los movimientos producidos por los ciclos de carga produce desgaste por fricción, al momento de la falla se encontrará una superficie lisa, característica de este tipo de falla, en cambio, si la superficie de la falla presenta vetas y es de apariencia fibrosa la ruptura fue provocada por una sobrecarga. Con frecuencia la ruptura de los dientes es un efecto secundario del desgaste o de la formación de picaduras (Dudley, 1973).

Figura 15. *Falla por flexión.*

Nota. Obtenido de (Mechelena, 2016)

4.5.2 Norma ANSI/AGMA 2101-D04

El presente trabajo de titulación está basado en la norma ANSI/AGMA 2101-D04. Dicha norma trata de los factores fundamentales y de los métodos de cálculo para engranajes de dientes rectos y helicoidales.

En las normas AGMA se utilizan dos fórmulas fundamentales, una para la resistencia a la picadura (σ_H ó σ_c) y otra para la resistencia a la falla por flexión (σ_F ó σ). Los resultados obtenidos son llamados **números de esfuerzo**, desde ahora llamada **resistencia AGMA** o simplemente resistencia (Ramírez, Guía Técnica para el diseño y cálculo de engranajes para reductores de velocidad., 2017).

4.5.2.1 Campo de aplicación de la norma

La norma ANSI/AGMA 2101-D04 proporciona un método de cálculo mediante el cual distintas parejas de engranajes pueden ser estudiadas y comparadas de forma teórica.

Las fórmulas utilizadas en el proceso de cálculo son aplicables para el cálculo del factor de seguridad frente a fallo por picado superficial en el flanco del diente y frente a fallo por flexión en la base del diente de engranajes de dientes rectos o helicoidales (en este caso para engranajes rectos), sean engranajes externos o internos, cuyos ejes de funcionamiento sean paralelos. Las fórmulas evalúan la capacidad de la transmisión según los principales factores que influyen en el picado superficial y en la fractura en la base del diente.

Las fórmulas de esta norma no son aplicables bajo cualquiera de las siguientes condiciones (AGMA, s.f.):

- Dientes del engranaje dañados.
- Engranajes rectos con un grado de recubrimiento, ε_a, inferior a 1.0.
- Engranajes rectos o helicoidales con un grado de recubrimiento, ε_a, superior a 2.0.
- Existen interferencias entre la cabeza del diente y la base del diente con la que engrana.
- Los dientes son puntiagudos.
- La reacción es cero.
- El área superior a la zona activa se encuentra debilitada.
- El perfil de la base está dañado o es irregular.
- Cuando la base de los dientes se ha producido por un proceso distinto a la generación (por ejemplo, mediante mecanizado).
- El ángulo de hélice es mayor de 50 grados.

4.5.2.2 Cálculo del coeficiente de seguridad frente a fallo por picado superficial en el flanco del diente.

El fallo debido al picado superficial se considera un fenómeno de fatiga. El inicio y el desarrollo del picado superficial de una pareja de engranajes aparece ilustrado y descrito en la norma ANSI/AGMA 1010-E95.

Posibles causas del fallo:

- Fluencia superficial.
- Fluencia en la zona de transmisión de la capa endurecida.
- Gripado.
- Picado superficial.

El coeficiente de seguridad frente al fallo por picado superficial se calculará de forma individual, tanto para la rueda como para el piñón, y será el mínimo de los dos. A su vez, el coeficiente calculado deberá ser superior a un valor mínimo según los requisitos de diseño (Regalado González & Quesada González, 2015).

Para la distinción entre ambos coeficientes y de todos y cada uno de los parámetros que difieran para la rueda o para el piñón, se utilizará para su distinción el subíndice "p", en el caso del piñón, o el subíndice "G", en el caso de la rueda. Bajo este criterio, el coeficiente de seguridad debido al fallo por picado superficial se calculará a través de las siguientes expresiones:

$$FS_{Hp} = \frac{\sigma_{c,perm\_p}}{\sigma_{c\_p}} > FS_H \qquad FS_{HG} = \frac{\sigma_{c,perm\_G}}{\sigma_{c\_G}} > FS_H \qquad \text{Ec.(26)}$$

Siendo:

FS_{Hp}, FS_{HG} el coeficiente de seguridad para el piñón y para la rueda.

$\sigma_{c,\ perm\_p}$, $\sigma_{c,\ perm\_G}$ el valor del esfuerzo de contacto permisible del diente.

σ_{c_p}, σ_{c_G} el valor de esfuerzo de contacto al que están sometidos los dientes.

$FS_{H\ es}$ el valor deseado para el factor de seguridad.

4.5.2.2.1 Cálculo de la tensión de contacto σ_c

Para determinar el valor de la tensión de contacto se calculará mediante la siguiente expresión.

$$\sigma_c = C_p \times \sqrt{W^t \times K_o \times K_v \times K_s \times \frac{K_m}{d_p \times F} \times \frac{C_f}{I}} \text{ (Unidades habituales en Estados Unidos)} \qquad \text{Ec.(27)}$$

$$\sigma_c = Z_E \times \sqrt{W^t \times K_o \times K_v \times K_s \times \frac{K_H}{d_{w1} \times b} \times \frac{Z_R}{Z_I}} \quad \text{(Unidades SI)} \qquad \text{Ec.(28)}$$

Donde:

σ_c es el valor de la tensión de contacto, N/mm^2.

Cp (Z_E) es el coeficiente elástico, $[N/mm^2]^{0.5}$.

Wt (F_t) es la carga tangencial transmitida, lbf (N).

K_O es el factor de sobrecarga.

Kv es el factor dinámico.

Ks es el factor de tamaño.

K_H (Km) es el factor de distribución de cargas.

C_f (Z_R) es el factor de condición superficial.

dp (d_{w1}) es el diámetro primitivo del piñón, mm.

Ld: F (b) es el ancho de cara del elemento más angosto, mm.

I (Z_I) es el factor geométrico de resistencia a la picadura.

Según la normativa de diseño de engranajes, existe una relación entre el diámetro primitivo, tanto del piñón como de la rueda, el número de dientes de ambos y la distancia entre los centros de los dos elementos. Dicha relación se detalla a continuación:

$$d_{w1} = \frac{2a}{u+1}$$ En el caso de que los engranajes sean externos. Ec.(29)

$$d_{w1} = \frac{2a}{u-1}$$ En el caso de que los engranajes sean internos. Ec.(30)

Donde

a es la distancia entre centros, mm.

u es la relación de transmisión (jamás inferior a 1).

4.5.2.2.2 Cálculo del coeficiente elástico, C_p (Z_E)

El coeficiente elástico está definido por la siguiente formula:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi\left[\left(\frac{1-v_p{}^2}{E_p}\right)+\left(\frac{1-v_G{}^2}{E_G}\right)\right]}} \quad [\text{N/mm}^2]^{0.5}$$ Ec.(31)

Donde:

Z_E es el coeficiente elástico, [N/mm2]0.5.

v_p y v_G son los coeficientes de Poisson para el piñón y para la rueda.

Ep y E_G son los módulos de elasticidad para el piñón y para la rueda.

Este valor también puede obtenerse directamente de la Tabla 2.

Tabla 2

Coeficiente elástico Cp (Z_E) [MPa]^{0,5}

		Material y módulo de elasticidad del engranaje o rueda (MPa)					
Material del piñón	Módulo de elasticidad (MPa)	Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce de aluminio	Bronce de estaño
		$2x10^5$	$1,7x10^5$	$1,7x10^5$	$1,5x10^5$	$1,2x10^5$	$1,1x10^5$
Acero	2×10^5	191	181	179	174	162	158
Hierro maleable	$1,7x\ 10^5$	181	174	172	168	158	154
Hierro nodular	$1,7 \times 10^5$	179	172	170	166	156	152
Hierro fundido	$1,5 \times 10^5$	174	168	166	163	154	149
Bronce de aluminio	$1,2 \times 10^5$	162	158	156	154	145	141
Bronce de estaño	$1,1 \times 10^5$	158	154	152	149	141	147

Nota. Obtenido de (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

4.5.2.2.3 Cálculo de la fuerza tangencial, (W^t ó Ft)

Para el cálculo de la carga tangencial trasmitida (Ft ó W^t), considerando que la carga es uniforme, se expresa de la manera siguiente.

$$W^t = \frac{33000\ H}{V} \quad \text{(Unidades habituales en Estados Unidos)} \qquad \text{Ec.(32)}$$

Donde:

- H es la potencia en [HP].
- V es la velocidad en el diámetro primitivo [ft/s].

$$\boldsymbol{W_t = 1000(P)/v_t} \quad \text{(Unidades SI)} \qquad \text{Ec.(33)}$$

Donde:

- P es la potencia transmitida [kW].
- v_t es la velocidad en el diámetro primitivo [m/s].

$$v_t = \frac{\pi \times D_P \times n_P}{60000} \qquad \text{Ec.(34)}$$

Donde D_P (diámetro primitivo) está en mm y n_p (velocidad) está en revoluciones por minuto (rpm).

4.5.2.2.4 Cálculo del factor de sobrecarga, Ko

El factor de sobrecarga unitario está definido como la capacidad de soportar hasta 4 arranques en 8 horas con valores máximos que no excedan del 200% del valor nominal durante 1 segundo como máximo (Regalado González & Quesada González, 2015).

Existen otros factores similares tales como el factor de aplicación o de servicio, estos factores se establecen después de obtener una considerable experiencia de campo para una aplicación particular (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

No existe un proceso de cálculo recomendado, en la Tabla 3 se puede ver un cuadro con los posibles valores que puede tomar Ko.

Tabla 3

Factor de sobrecarga

Fuente de energía	**Carga en la máquina impulsada**		
	Uniforme	Choque moderado	Choque fuerte
Uniforme	1	1,25	1,75 o superior
Choque ligero	1,25	1,5	2 o superior
Choque mediano	1,5	1,75	2,25 o superior

Nota. Obtenido de (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

4.5.2.2.5 Cálculo del factor dinámico, Kv

El factor dinámico justifica los esfuerzos que se producen en el interior de los engranajes producidos por la acción de engrane. Aunque el par y la velocidad de entrada sean constantes, pueden existir pequeñas vibraciones en las masas acopladas y, por consiguiente, esfuerzos dinámicos en los dientes. Estas fuerzas son el resultado de las aceleraciones relativas entre los miembros engranados como respuesta a “errores de transmisión” (Regalado González & Quesada González, 2015).

El error de transmisión se define como la desviación de la velocidad angular uniforme de un par de ruedas dentadas. Con el propósito de obtener algún control sobre estos efectos, la AGMA ha definido algunos “números de control”. Estos números definen las tolerancias para engranes de diversos tamaños. Los números de calidad del 3 al 7 incluyen la mayoría de los engranes de calidad comercial, los números del 8 al 12 son de calidad de precisión (Budynas & Nisbett, 2008).

En la Figura 16 se puede ver el valor del factor dinámico según las distintas velocidades periféricas del piñón.

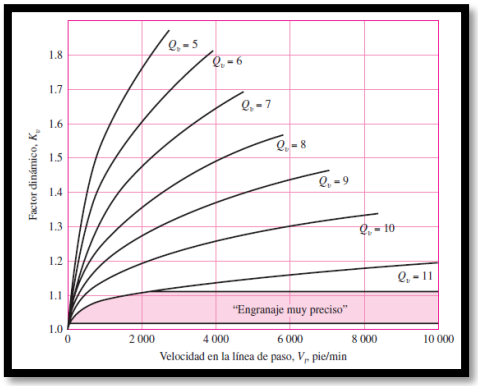


***Figura 16**. Factor dinámico.*

Nota. Obtenido de (Budynas & Nisbett, 2008)

La siguiente formula del factor dinámico se basan estos números Qb:

$$K_v = \left(\frac{A+\sqrt{V}}{A}\right)^B \qquad \text{V en pie/min} \qquad \text{Ec.(35)}$$

$$K_v = \left(\frac{A+\sqrt{200V}}{A}\right)^B \qquad \text{V en m/s} \qquad \text{Ec.(36)}$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \qquad \text{Ec.(37)}$$

$$B = 0{,}25(12 - Q_v)^{2/3} \qquad \text{Ec.(38)}$$

4.5.2.2.6 Cálculo del factor de tamaño, Ks

El factor de tamaño refleja la no uniformidad de las propiedades del material de los engranajes. Depende especialmente de:

- Tamaño del diente.
- Diámetro de las partes del engranaje.
- Relación entre el tamaño del diente y el diámetro de las partes del engranaje.
- Ancho de cara.
- Patrón del área con sobretensiones.
- Relación entre la profundidad y el tamaño del diente.
- Dureza y tratamiento térmico de los materiales.

No existe un procedimiento estándar de cálculo, por lo que habitualmente AGMA recomienda que el factor de tamaño se deberá tomar como unitario o mayor que la unidad. Si no hay efecto perjudicial de tamaño, se usa un valor unitario (Ks = 1) (Budynas & Nisbett, 2008).

4.5.2.2.7 Cálculo del factor de distribución de cargas Km (K_H)

El factor de distribución refleja la distribución no uniforme de la carga a lo largo de las líneas de contacto (Budynas & Nisbett, 2008).

Para la aplicación del método empírico se recomienda que los engranajes cumplan con los siguientes requisitos:

- Relación entre el ancho de cara y el diámetro primitivo del piñón, Ld/d (Ld/d_{w1}) ≤ 2.0.
- Los elementos de la transmisión se han montado entre cojinetes.
- Anchos de cara menor de 40 pulg (1020 milímetros).
- Contacto de toda la superficie del miembro más estrecho.

Se define como el máximo valor de la carga dividido por el valor medio y está afectado por la componente axial y transversal de la misma (Regalado González & Quesada González, 2015). En la Figura 17 se puede ver un esquema de la distribución de las cargas a lo largo del ancho de cara de los engranajes.

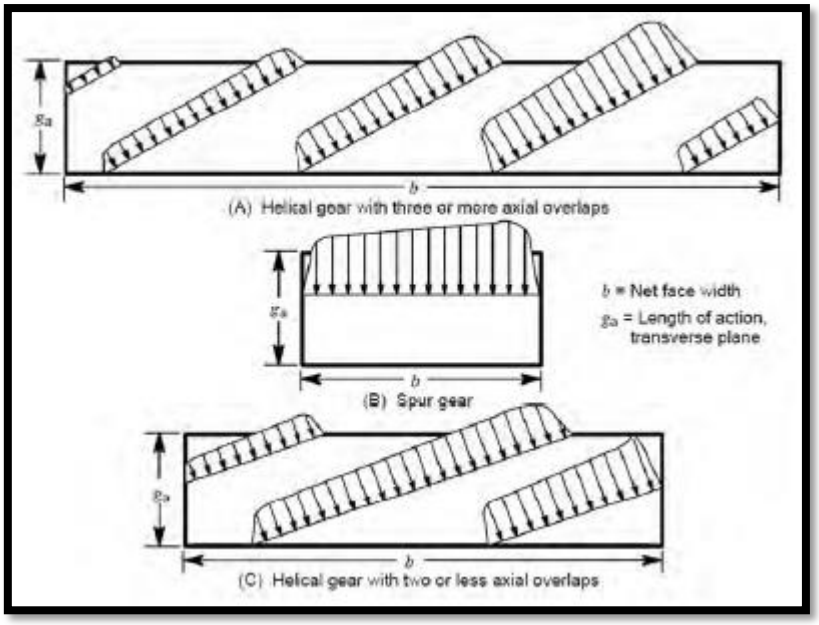


Figura 17. *Distribución de cargas en la cara del engranaje.*

Nota. Obtenido de (Silva Cueva, 2015)

El factor de distribución de la carga bajo estas condiciones esta dado regularmente por el factor de distribución de la carga en la cara C_{mf}, donde

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \qquad \text{Ec.(39)}$$

Para C_{mc}:

C_{mc} = 1 para dientes sin coronar Ec.(40)

C_{mc} = 0,8 para dientes coronados Ec.(41)

Para Cpf:

$\frac{Ld}{10d} - 0{,}025 \qquad Ld \leq 1$ pulg Ec.(42)

$\frac{Ld}{10d} - 0{,}0375 + 0{,}0125\ Ld \qquad 1 < Ld \leq 17$ pulg Ec.(43)

$\frac{Ld}{10d} - 0{,}1109 + 0{,}0207\ Ld - 0{,}000\ 2288\ Ld^2 \qquad 17 < Ld \leq 40$ pulg Ec.(44)

Para Cpm:

$C_{pm} = 1$ Para piñón montado separado con $S_1/S < 0{,}175$ Ec.(45)

$C_{pm} = 1{,}1$ Para piñón montado separado con $S_1/S < 0{,}175$ Ec.(46)

Los valores de S y S_1 se encuentran en la siguiente Figura 18.

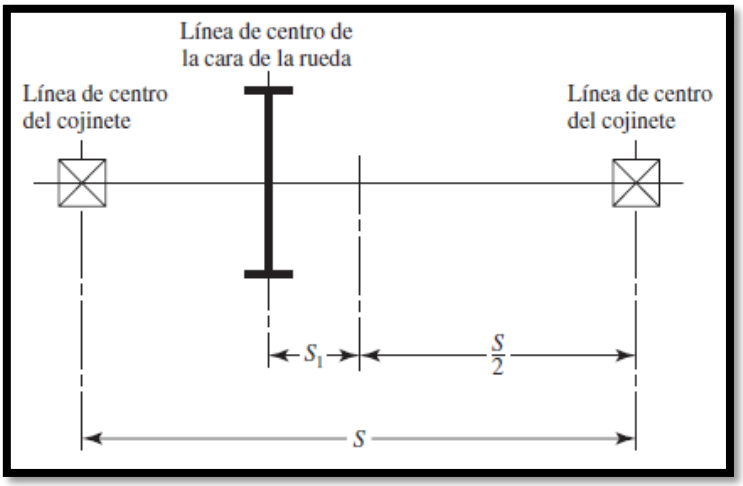


Figura 18. *Definiciones de las distancias S y S_1.*

Nota. Obtenido de (Budynas & Nisbett, 2008)

Para Cma:

$C_{ma} = A + BF + CF^2$ Ec.(47)

Los valores de A, B, C se encuentran en la Figura 19.

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	$-0.765(10^{-4})$
Unidades comerciales, cerradas	0.127	0.0158	$-0.930(10^{-4})$
Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.0128	$-0.926(10^{-4})$
Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.0102	$-0.822(10^{-4})$

*Vea la norma ANSI/AGMA 2101-D04, pp. 20-22, para formular en unidades SI.

Figura 19. *Constantes empíricas A, B y C.*

Nota. Obtenido de (Budynas & Nisbett, 2008)

Para Ce:

- Ce = 0,8 para engranajes ajustados durante el ensamble o si la compatibilidad se mejora mediante lapeado, o ambos.
- Ce = 1 para todas las otras condiciones.

4.5.2.2.8 Cálculo del factor de estado superficial, C_f (Z_R)

El factor de estado superficial se emplea únicamente en la ecuación de la resistencia a la picadura y depende de:

- Acabado superficial.
- Esfuerzos residuales.
- Efectos plásticos (endurecimiento de los engranajes).

Debido al carácter empírico de la norma, no existe un cálculo analítico de este parámetro. Se recomienda emplear valores mayores que la unidad cuando existan defectos evidentes en la superficie. Para una mayor orientación se puede utilizar los valores de la Tabla 4.

Tabla 4

Factor de estado superficial

Estado superficial	Z_R
Defectos de acabado en la superficie.	1,25
Esfuerzos residuales.	1,25
Combinación de ambas	1,5

Nota. Obtenido de (Regalado González & Quesada González, 2015)

4.5.2.2.9 Cálculo del factor geométrico, I (Z_I)

El factor **I** también conocido como factor geométrico de resistencia a la picadura (según AGMA) evalúa el radio de curvatura de los dientes en contacto basado en la geometría del diente (Regalado González & Quesada González, 2015).

Se desarrolla una expresión para **I** para ello se definirá la relación de las velocidades m_G como:

$$m_G = \frac{N_G}{N_p} = \frac{d_G}{d_p} \qquad \text{Ec.(48)}$$

El factor valido tanto para engranajes rectos como helicoidales se describe en la siguiente ecuación.

$$Z_I = \frac{sen\ \emptyset_t \times cos\emptyset_t}{2 \times m_N} \times \frac{m_G}{m_G \pm 1} \qquad \text{Ec.(49)}$$

Para engranajes externos se utiliza el signo positivo y para engranajes internos el negativo.

Donde:

Z_I es el factor geométrico para el cálculo de la resistencia al picado superficial.

ϕ_t es el ángulo de presión transversal.

m_N es el factor de comparación de cargas, $\mathbf{m_N = 1}$ para engranes rectos

m_G es la relación de velocidades.

4.5.2.2.10 Cálculo de la resistencia al fallo por picado superficial admisible, $\sigma_{c,perm}$

El valor de la resistencia admisible varía en los materiales dependiendo de la composición del material, limpieza superficial, tensión residual, microestructura interna, calidad, tratamiento térmico y proceso de fabricación (Regalado González & Quesada González, 2015). La ecuación del esfuerzo de contacto permisible $\sigma_{c,perm}$ está dada por:

$$\sigma_{c,perm} = \frac{S_c}{FS_H} \times \frac{Z_N \times C_H}{K_T K_R} \qquad \text{(Unidades en Estados Unidos)} \qquad \text{Ec.(50)}$$

$$\sigma_{c,perm} = \frac{S_c}{FS_H} \times \frac{Z_N \times Z_W}{Y_\theta Y_Z} \qquad \text{(Unidades SI)} \qquad \text{Ec.(51)}$$

Donde:

- Sc son los esfuerzos de contacto permisible, lbf/pulg^2 (N/mm^2).
- Zn es el factor de vida de ciclos de esfuerzo.
- C_H (Z_W) son los factores de la relación de durezas de resistencia a la picadura.
- K_T (Y_θ) son los factores de temperatura.
- K_R (Y_Z) son los factores de confiabilidad.
- S_H es el factor de seguridad AGMA, una relación de esfuerzos.

Los valores del esfuerzo de contacto permisible Sc, se ilustran en la Figura 20.

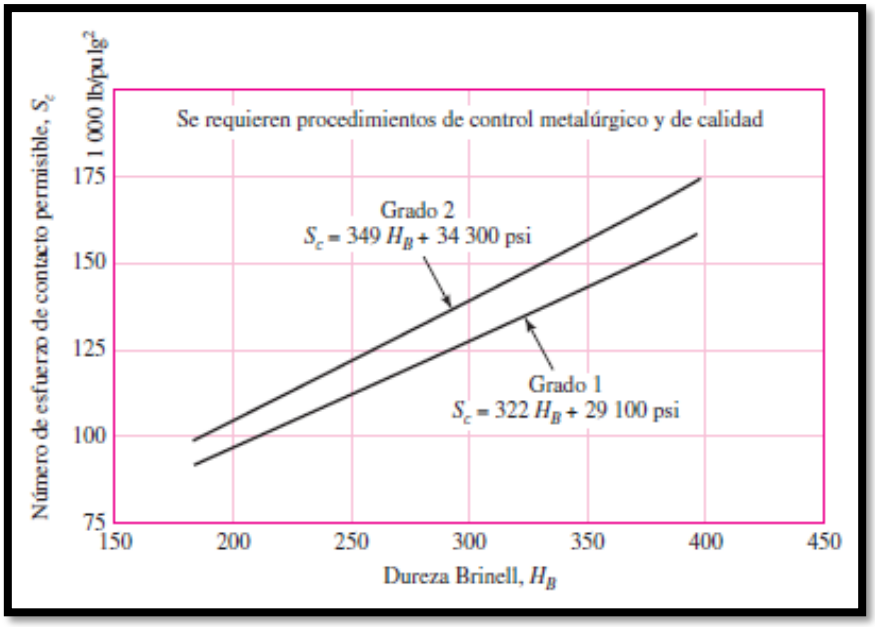


Figura 20. *Resistencia a la fatiga por contacto Sc a 10^7 ciclos y confiabilidad de 0,99 de engrane de acero completamente endurecido.*

Nota. Obtenido de (Budynas & Nisbett, 2008)

Los valores de resistencia permisible se pueden encontrar en la Figura 21. Dichos valores son estimaciones obtenidas en ensayos de laboratorio. Están basados en factores de sobrecarga unitarios, 10 millones de ciclos de estrés, cargas unidireccionales y una confianza del 99%. En la Figura 21, se puede ver los valores de tensión admisibles de algunos materiales según el tratamiento térmico al cual han sido sometidos.

Material		Tratamiento térmico	Tensión de contacto admisible, N/mm^2
Acero		Endurecido interno	600 – 1200
		Endurecido por llama o inducción	1170 – 1310
			1205 – 1345
		Carburizado y endurecido	1240 – 1895
		Nitrado	1035 – 1205
			1070 – 1240
2.5% cromo (sin aluminio)		Nitrado	1070 – 1305
Nitralloy 135M			1070 – 1345
Nitralloy N			1185 – 1415
2.5% cromo (sin aluminio)			1215 – 1490
Fundición gris ASTM A48	Clase 20	Fundición	345 – 415
	Clase 30		450 – 520
	Clase 40		520 – 585
Fundición dúctil ASTM A536	Grado 60-40-18	Recocido	530 – 635
	Grado 80-55-06	Templado y revenido	530 – 635
	Grado 100-70-03		635 – 770
	Grado 120-90-02		710 – 870
Bronce		Fundición en moldes de arena	205
	ASTM B-148 aleación 954	Tratamiento a altas temperaturas	450

Figura 21. *Resistencia al picado superficial permisible.*

Nota. Obtenido de (Regalado González & Quesada González, 2015)

4.5.2.2.11 Cálculo del factor de duración, Z_N

El cálculo del factor de duración se realiza de una manera similar tanto para el cálculo del coeficiente de seguridad frente a fallo debido a la flexión en la base del diente (Y_N) Figura 22, como en el cálculo del coeficiente de seguridad frente a fallo debido al picado superficial del diente (Z_N) Figura 23.

La diferencia entre ambos factores estriba en los distintos parámetros por los que son afectados. Mientras que Y_N está afectado por la velocidad de giro, el estado superficial del engranaje, las tensiones residuales y la ductilidad y la dureza superficial del material, Z_N está afectado, además, por la lubricación, los criterios de fallo y los requisitos de funcionamiento (Regalado González & Quesada González, 2015).

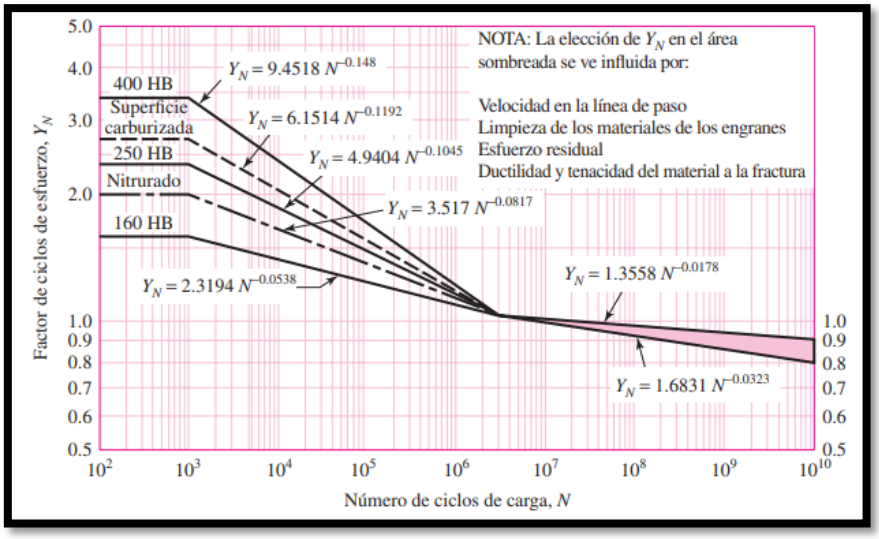


Figura 22. *Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión.*

Nota. Obtenido de (Budynas & Nisbett, 2008)

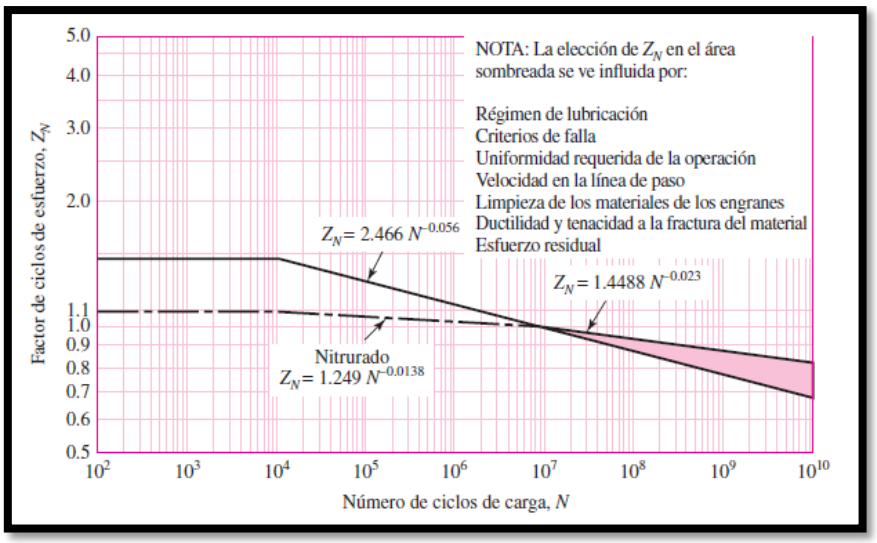


Figura 23. *Factor de ciclos de esfuero de resistencia a la picadura.*

Nota. Obtenido de (Budynas & Nisbett, 2008)

4.5.2.2.12 Cálculo del factor de relación de dureza, C_H (Z_w)

(Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008) Menciona que el factor de duración C_H se usa solo para la corona. Su objetivo consiste en ajustar las resistencias superficiales para este efecto. Los valores de C_H se obtienen mediante la siguiente ecuación y en la Figura 24.

$$C_H = 1{,}0 + A^{'}(m_G - 1{,}0) \qquad \text{Ec.(52)}$$

Donde:

$$A^{!} = 8{,}98(10^{-3})\left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}}\right) - 8{,}29(10^{-3})1{,}2 \leq \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \leq 1{,}7 \qquad \text{Ec.(53)}$$

Los términos H_{BP} y H_{BG} representan los grados de dureza Brinell (bola de 10 mm a una carga de 3000 kg) del piñón y la corona, respectivamente. El termino m_G simboliza la relación de la velocidad (Budynas & Nisbett, 2008).

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1{,}2 \quad A^{!} = 0 \qquad \text{Ec.(54)}$$

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} > 1{,}7 \quad A^{!} = 0{,}00698 \qquad \text{Ec.(55)}$$

Cuando se operan piñones endurecidos superficialmente, con dureza 48 escala Rockwell C (Rockwell C48) o más duras, con ruedas endurecidas por completo (180-400 Brinell), se desarrolla un endurecimiento por trabajo. El factor C_H es una función del acabado superficial del piñón fp y de la dureza de la corona acoplada, se aplica la siguiente formula, y también en la Figura 25.

$$C_H = 1 + B^{!}(450 - H_{BG}) \qquad \text{Ec.(56)}$$

Donde:

$$B^{!} = 0{,}00075^{-0{,}0112fp} \qquad \text{Ec.(57)}$$

fp es el acabado superficial del piñón, expresado como la raíz media cuadrada de la rugosidad Ra en micropulgadas (μpulg).

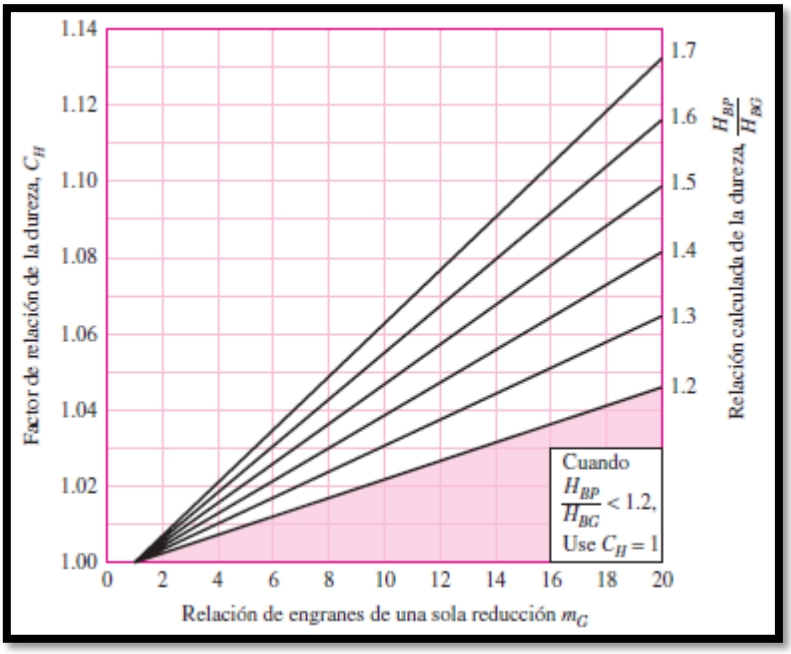


Figura 24. *Factor de relación de la dureza C_H (acero completamente endurecido).*

Nota. Obtenido de (Budynas & Nisbett, 2008)

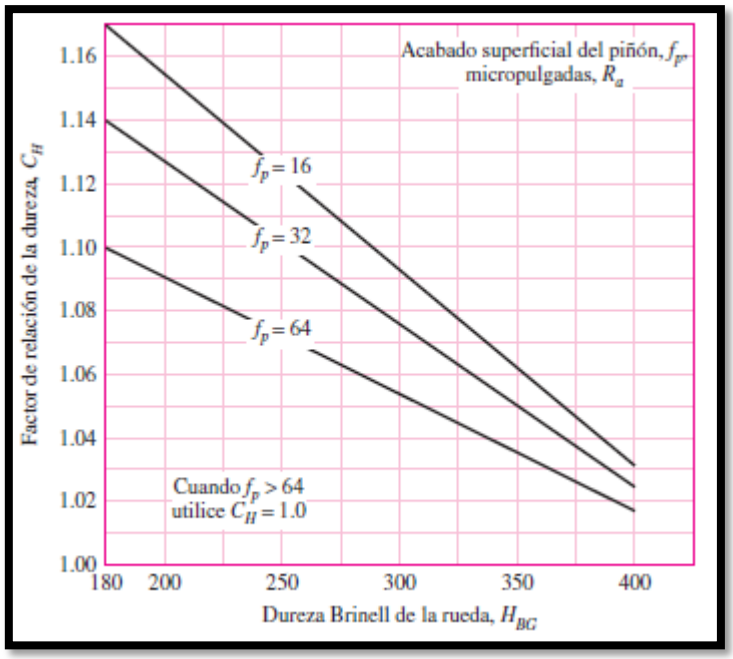


Figura 25. *Factor de relación de la dureza C_H (piñón de acero endurecido superficialmente).*

Nota. Obtenido de (Budynas & Nisbett, 2008)

4.5.2.2.13 Cálculo del factor de temperatura, K_T (Y_θ)

Los engranajes están diseñados para trabajar en un rango de temperaturas determinado. Fuera de ese rango de temperaturas hay que tener cuidado con todas las partes de un engranaje, como son el piñón, la rueda, el eje, la lubricación (Regalado González & Quesada González, 2015).

Para temperaturas del aceite o del disco del engrane hasta de 250ºF (120ºC), se emplea $K_T = Y_\theta = 1$. Cuando las temperaturas son más altas, estos factores deben ser mayores que la unidad (Budynas & Nisbett, 2008).

4.5.2.2.14 Cálculo del factor de confiabilidad K_R (Y_Z)

El factor de confianza tiene en cuenta los efectos de la distribución estadística de las fallas por fatiga del material. Las variaciones de la carga no intervienen aquí. La resistencia AGMA St y Sc se basan en una confiabilidad de 99%. La Tabla 5 se basa en los datos desarrollados por la Marina Estadounidense de fallas por fatiga debidas a esfuerzos de flexión y de contacto.

Tabla 5

Factor de confiabilidad K_R (Y_Z)

Confiabilidad	K_R (Yz)
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Nota. Obtenido de (Budynas & Nisbett, 2008)

4.5.2.3 Cálculo del coeficiente de seguridad frente a fallo debido a la flexión en la base del diente.

La resistencia a la flexión del diente de un engranaje es un fenómeno no de fatiga relacionado con la resistencia a la rotura en la base del diente en engranajes externos y en la sección crítica en engranajes internos. Las roturas más frecuentes se pueden observar en la norma ANSI/AGMA 1010-E95.

Posibles causas del fallo:

- Rotura violenta de la base del diente por sobrecargas en la transmisión.
- Rotura de la base del diente por fatiga (tensiones fluctuantes).
- Rotura esquinada a causa de una distribución de carga desigual a lo largo del ancho del diente.
- Astillado de la cabeza de dientes templados sometidos a cargas bruscas.

El coeficiente de seguridad frente al fallo por flexión en la base del diente se calculará, al igual que el coeficiente de seguridad frente al fallo por picado superficial, de forma individual, tanto para la rueda como para el piñón, y será el menor de los dos. A su vez, el coeficiente calculado deberá ser superior a un valor mínimo según los requisitos de diseño.

Para la distinción entre ambos coeficientes y de todos y cada uno de los parámetros que difieran para la rueda o para el piñón, se utilizará para su distinción el subíndice “p”, en el caso del piñón, o el subíndice “G”, en el caso de la rueda. Bajo dicho criterio, el coeficiente de seguridad debido al fallo por flexión en la base del diente se calculará a través de las siguientes expresiones:

$$FS_{Fp} = \frac{\sigma_{perm\_p}}{\sigma_p} > FS_F \qquad FS_{FG} = \frac{\sigma_{perm\_G}}{\sigma_G} > FS_F \qquad \text{Ec.(58)}$$

Donde:

FS_{Fp}, FS_{FG} el coeficiente de seguridad para el piñón y para la rueda.

σ_{perm_p}, σ_{perm_G} el valor del esfuerzo de flexión admisible del diente.

σ_p, σ_G el valor de esfuerzo de flexión al que están sometidos los dientes.

FS_F es el valor deseado para el factor de seguridad.

4.5.2.3.1 Cálculo de la tensión o esfuerzo de flexión, σ

$$\sigma = W^t \times K_o \times K_v \times K_s \times \frac{P_d}{F} \times \frac{K_m \times K_B}{J} \quad \text{(Unidades en EEUU)} \qquad \text{Ec.(59)}$$

$$\sigma = W^t \times K_o \times K_v \times K_s \times \frac{1}{b \times m_t} \times \frac{K_H \times K_B}{Y_J} \quad \text{(Unidades SI)} \qquad \text{Ec.(60)}$$

Donde, según las unidades habituales en Estados Unidos (unidades SI),

- σ_F es el valor de la tensión de flexión, [N/mm^2]
- Wt es la carga tangencial transmitida, en lbf (N)
- Ko es el factor de sobrecarga
- Kv es el factor dinámico
- Ks es el factor de tamaño
- Pd es el paso diametral transversal
- Ld: F (b) es el ancho de la cara del elemento más angosto, en pulg (mm)
- Km (K_H) es el factor de distribución de la carga
- K_B es el factor del espesor del aro
- J (YJ) es el factor geométrico de resistencia a la flexión (que incluye el factor de concentración de esfuerzo en la raíz del entalle *Kf*)
- (m_t) es el módulo métrico transversal

4.5.2.3.2 Cálculo del factor de espesor del aro K_B

Cuando el espesor del aro no es suficiente para proporcionar soporte completo a la raíz del diente, la ubicación de la falla por fatiga por flexión puede ser a través del aro del

engrane. Para ello se recomienda el uso de un factor de modificación de esfuerzo, el factor del espesor del aro K_B ajusta el esfuerzo de flexión estimado de un engrane con aro delgado (Budynas & Nisbett, 2008). Es una función de la relación de apoyo m_B.

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \qquad \text{Ec.(61)}$$

Donde t_R es el espesor del aro debajo del diente (en pulg), y h_t es la profundidad total, Figura 26. Este factor K_B está dado por:

$$K_B = 1{,}6\, In\, \frac{2{,}242}{m_B} \qquad m_B < 1{,}2 \qquad \text{Ec.(62)}$$

$$K_B = 1 \qquad m_B \geq 1{,}2 \qquad \text{Ec.(63)}$$

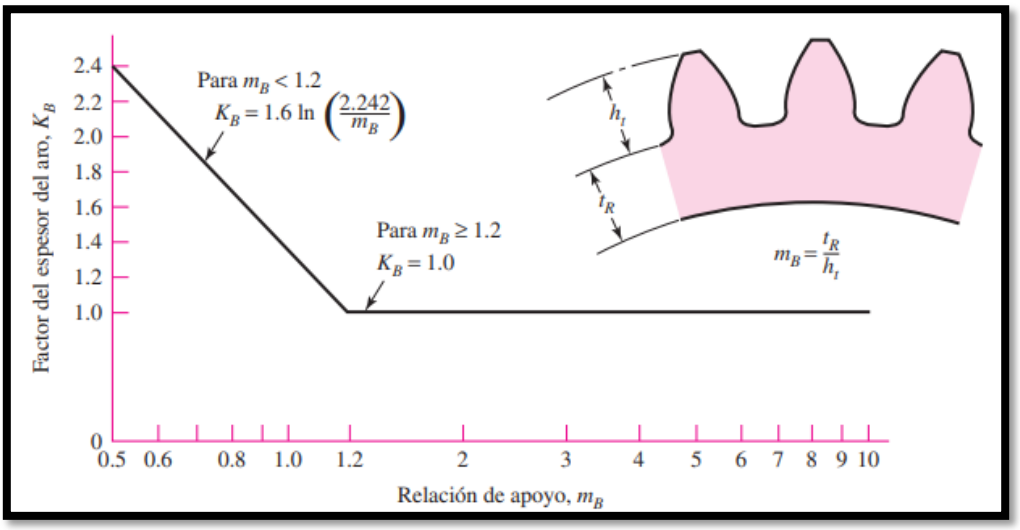


Figura 26. *Factor de espesor.*

Nota. Obtenido de (Budynas & Nisbett, 2008)

4.5.2.3.3 Cálculo del factor geométrico, J (Y_J) de resistencia a la flexión

El factor geométrico en el cálculo de la resistencia a la flexión en la base del diente evalúa la forma de los dientes, la posición en la que la carga más dañina es aplicada y el grado de compartición de cargas (Regalado González & Quesada González, 2015).

La Figura 27 se utiliza para obtener el factor geométrico J de engranes rectos con un ángulo de presión de 20° y dientes de tamaño completo.

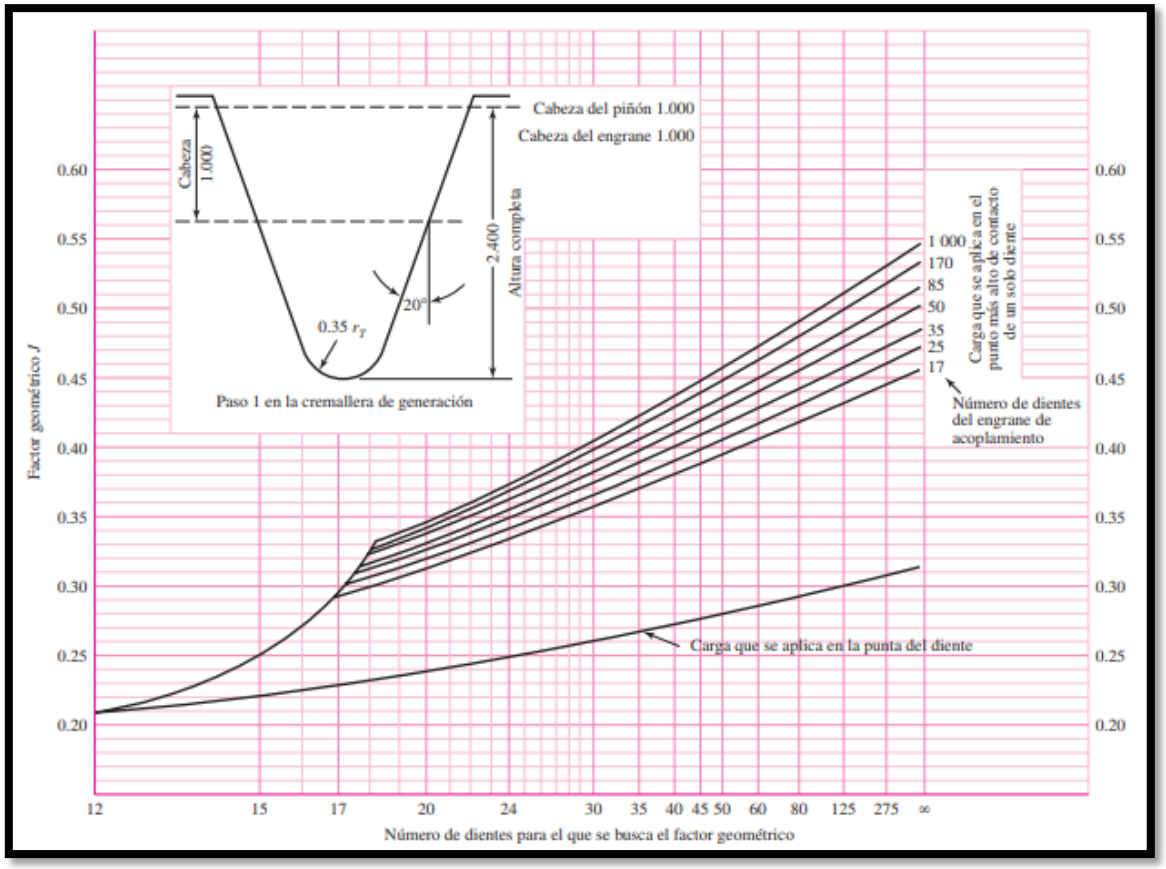


Figura 27. *Factor geométrico (tensión de flexión)*

Nota. Obtenido de (Budynas & Nisbett, 2008)

4.5.2.3.4 Cálculo del módulo transversal, m_t

En el caso de los engranajes rectos, el módulo transversal coincide con el módulo normal. Sin embargo, para engranajes helicoidales, el módulo transversal se calcula mediante la siguiente fórmula (Regalado González & Quesada González, 2015):

$$m_t = \frac{m_n}{cos\beta} \qquad \text{Ec.(64)}$$

Donde:

- m_n es el módulo normal.
- β es el ángulo de hélice.

4.5.2.4 Cálculo de la resistencia al fallo por flexión en la base del diente σ_{perm}

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{FS_F} \times \frac{Y_N}{K_T \times K_R} \qquad \text{(Unidades habituales en EEUU)} \qquad \text{Ec.(65)}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{FS_F} \times \frac{Y_N}{Y_\theta \times Y_Z} \qquad \text{(Unidades SI)} \qquad \text{Ec.(66)}$$

Donde:

- S_t es el esfuerzo de flexión permisible, lbf/pulg^2 (N/mm^2).
- Y_N es el factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión.
- K_T (Y_θ) son los factores de temperatura.
- K_R (Y_Z) son los factores de confiabilidad.
- FS_F es el factor de seguridad AGMA, una relación de esfuerzo.

Los valores de la resistencia a la flexión de engrane St se dan a conocer en la Figura 28 y Figura 29 respectivamente.

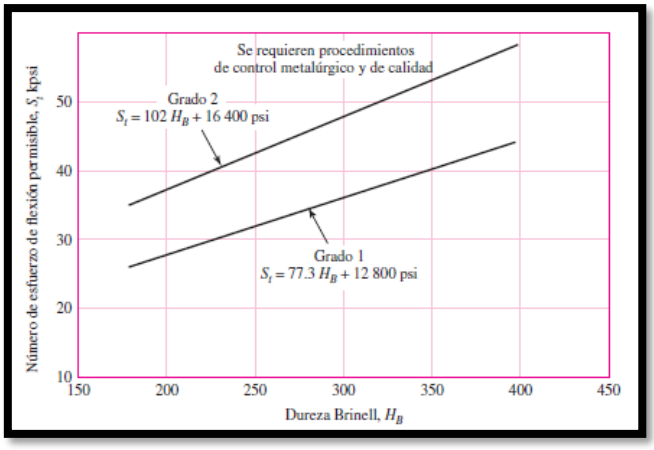


Figura 28. *Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos.*

Nota. Obtenido de (Budynas & Nisbett, 2008)

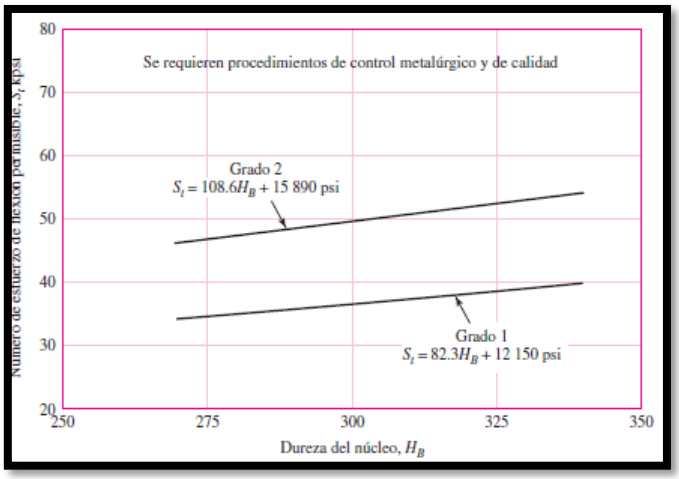


Figura 29. *Número de esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero nitrurado endurecido completamente.*

Nota. Obtenido de (Budynas & Nisbett, 2008)

El valor de la resistencia admisible varía en los materiales dependiendo de la composición del material, limpieza superficial, tensión residual, microestructura interna,

calidad, tratamiento térmico y proceso de fabricación. Los valores descritos a continuación son estimaciones obtenidas en ensayos de laboratorio. Están basados en factores de sobrecarga unitarios, 10 millones de ciclos de estrés, cargas unidireccionales y una confianza del 99%. En la Figura 30 se puede observar valores de tensión admisibles de algunos materiales según el tratamiento térmico al cual han sido sometidos (Regalado González & Quesada González, 2015):

Material		Tratamiento térmico	Tensión de flexión admisible, N/mm^2
Acero		Endurecido interno	182 – 394
		Endurecido por llama o inducción	310 – 380
			150
		Carburizado y endurecido	380 – 515
		Nitrado	237 – 364
Nitralloy 135M		Nitrado	248 – 379
Nitralloy N			248 – 379
2.5% cromo (sin aluminio)			266 – 446
Fundición gris ASTM A48	Clase 20	Fundición	34.5
	Clase 30		59
	Clase 40		90
Fundición dúctil ASTM A536	Grado 60-40-18	Recocido	150 – 230
	Grado 80-55-06	Templado y revenido	150 – 230
	Grado 100-70-03		185 – 275
	Grado 120-90-02		215 – 305
Bronce		Fundición en moldes de arena	39.5
	ASTM B-148 aleación 954	Tratamiento a altas temperaturas	165

Figura 30. *Tensión de flexión admisible.*

Nota. Obtenido de (Regalado González & Quesada González, 2015)

4.6 Fundamentos del diseño mecánico

4.6.1 Resistencia de materiales

Según sea la disposición de las fuerzas superficiales que actúan sobre un sólido, este puede estar sometido a esfuerzos normales (tracción y compresión), cortante, flexión y torsión (Villavicencio, 2017).

- **Esfuerzos normales o axiales (tracción y compresión)**

Cuando un elemento recto de sección constante, como el de la figura 31, se somete a un par de fuerzas axiales, F, aplicadas en el centroide de la sección transversal, se producen esfuerzos normales en todo el elemento (Useche, 2018) . Bajo algunas condiciones adicionales se dice que este elemento está sometido a carga axial, soportando un esfuerzo uniforme dado por:

$$\sigma = \pm \frac{F}{A} \qquad \text{Ec.(67)}$$

Donde:

σ es el esfuerzo normal en [MPa].

F es la fuerza que actúa sobre el sólido en [N].

A es la sección transversal en [m^2].

El signo positivo se utiliza si el esfuerzo es de tracción, es decir, cuando la carga es de tracción (Figura 31. a). Se aplica el signo negativo para esfuerzos de compresión, producidos al aplicar una carga de compresión (Figura 31. b).

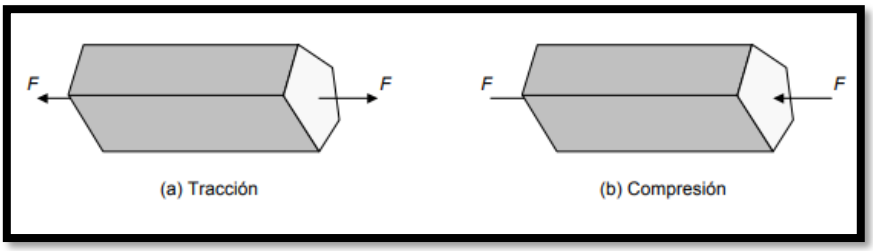


Figura 31. *Elementos sometidos a carga axial.*

Nota. Obtenido de (Useche, 2018)

- **Esfuerzo cortante**

Según (Villavicencio, 2017), un sólido de sección A está sometido a cortante cuando existen fuerzas F que actúan paralelamente al plano que las resiste y que tienden a separar las dos porciones que hay de cada lado del plano de cortadura (Figura 32); su valor viene dado por:

$$\tau = \frac{F}{A} \qquad \text{Ec.(68)}$$

Donde:

$\boldsymbol{\tau}$ es el esfuerzo cortante en [MPa].

F es la fuerza que actúa sobre el sólido en [N].

A es la sección paralela a la fuerza en [m^2].

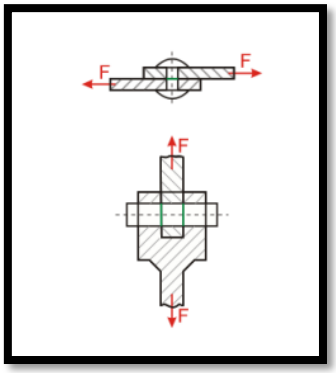


Figura 32. *Elemento sometido a cortante.*

Nota. Obtenido de (Silva Cueva, 2015)

- **Flexión**

Un sólido está sujeto a flexión cuando sobre este actúan fuerzas perpendiculares a su eje que tienden a doblarlo (Figura 33), en este caso, una parte del cuerpo se comprime y la otra se tracciona. Su valor máximo viene dado por:

$$\sigma_{máx} = \frac{M \times c}{I} \qquad \text{Ec.(69)}$$

Donde:

M es el momento flector [Nm].

c es la distancia desde el eje neutro hasta el punto en donde actúa la fuerza [m].

I es el momento rectangular de inercia [m^4]. En el anexo 1 se puede observar algunos de los momentos de inercia para diferentes tipos de secciones.

$\sigma_{máx}$ es el esfuerzo flexionate [MPa].

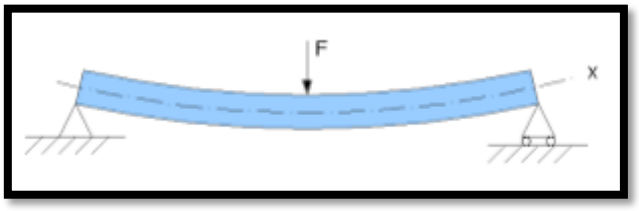


Figura 33. *Elemento sometido a flexión.*

Nota. Obtenido de (Silva Cueva, 2015)

Para los casos en lo que se necesita hallar las dimensiones mínimas con las que no falle el material ante la fluencia, se reemplaza $\sigma_{máx}$ con σ_y.

Donde σ_y: Resistencia a la fluencia del material en [MPa].

- **Torsión**

Un sólido o elemento está sometido a torsión cuando se le aplica fuerzas perpendiculares al eje de igual magnitud, pero de sentido contrario, tendiéndolo a retorcer (Figura 34). Para calcular el esfuerzo cortante máximo se aplica la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{T \times r}{J} \qquad \text{Ec.(70)}$$

Donde:

T es el momento de torsión [N].

r es el radio de giro [m].

J es el momento polar de inercia [m^4].

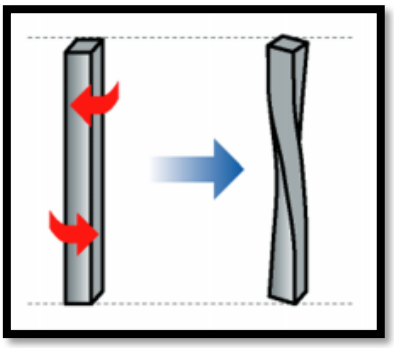


Figura 34. *Elemento sometido a torsión.*

Nota. Obtenido de (Silva Cueva, 2015)

Si consideramos que el momento polar de inercia para una sección circular llena de diámetro d es:

$$J = \frac{\pi \times d^4}{32} \qquad \text{Ec.(71)}$$

Reemplazando (Ec. 71) en (Ec. 70) se obtiene la siguiente expresión para un eje macizo:

$$\tau_{máx} = \frac{16 \times T}{\pi \times d^3} \qquad \text{Ec.(72)}$$

- **Esfuerzos combinados**

Los esfuerzos combinados representan la suma o combinación de varios esfuerzos que son aplicados a un elemento siendo estos esfuerzos de carga axial, flexión o torsión. Su determinación es de mucha utilidad en todas las ramas de la ingeniería, ya que por lo general los elementos analizados no están sometidos a un solo tipo de esfuerzo, sino más bien a la interacción de varios esfuerzos de manera simultánea. También es un método para seleccionar y dimensionar un elemento adecuado en un proceso de construcción (Mott, 2006).

- **Caso especial, elementos sometidos a flexión y torsión**

Un elemento se encuentra sometido a esfuerzos combinados de flexión y torsión, cuando en él actúan fuerzas como las presentadas en la Figura 35.

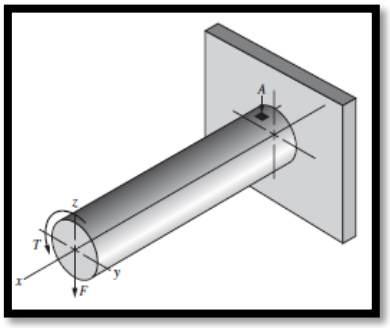


Figura 35. *Barra circular sometida a flexión y torsión.*

Nota. Obtenido de (Mott, 2006)

Para el análisis de estos esfuerzos combinados (Mott, 2006), plantea la siguiente ecuación:

$$\tau_{máx} = \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{2 \times W} \qquad \text{Ec. (73)}$$

Donde:

$\boldsymbol{\tau}_{máx}$ es el esfuerzo máximo.

M es el momento flector.

W es el módulo de sección del elemento.

La ecuación anterior sale como resultado del análisis de las ecuaciones planteadas a continuación.

$$S_x = \frac{M \times c}{I} \qquad \text{Ec. (74)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{T \times r}{J}$$ Ec. (75)

$$S_{n(máx)} = \frac{S_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{S_x}{2}\right)^2 + {\tau_{xy}}^2}$$ Ec. (76)

$$S_{n(máx)} = \frac{S_x}{2} - \sqrt{\left(\frac{S_x}{2}\right)^2 + {\tau_{xy}}^2}$$ Ec. (77)

$$\tau_{máx} = \frac{S_{n(máx)} - S_{n(mín)}}{2}$$ Ec. (78)

Donde:

S_x es el esfuerzo debido a la flexión.

$\boldsymbol{\tau}_{xy}$ es esfuerzo debido a la torsión.

$S_{n\,(máx)}$ es el esfuerzo normal máximo.

$S_{n\,(mín)}$) es el esfuerzo normal mínimo.

$\boldsymbol{\tau}_{máx}$ es el esfuerzo cortante máximo.

- **Factor de seguridad**

El factor de seguridad es la relación entre el esfuerzo límite del material y el esfuerzo de diseño. Si $FS > 1$ el diseño es adecuado. Entre mayor sea FS más seguro será el diseño. Este factor se define como:

$$FS = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma_d} \geq 1$$ Ec.(79)

La resistencia de un elemento de máquinas depende de la clase, tratamiento y geometría del espécimen, y también del tipo de carga que el elemento de máquina experimente. El esfuerzo de diseño σ_d se relaciona con los esfuerzos permisibles, o con el

valor reducido de la resistencia. El esfuerzo normal permisible σ_{perm} y el esfuerzo cortante permisible τ_{perm} para metales ferrosos y no ferrosos con varios tipos de carga se pueden representar como (Villavicencio, 2017):

Tensión: $0{,}45\sigma_y \leq \sigma_{perm} \leq 0{,}60\sigma_y$ Ec.(80)

Cortante: $\tau_{perm} = 0{,}40\sigma_y$ Ec.(81)

Flexión: $0{,}60\sigma_y \leq \sigma_{perm} \leq 0{,}75\sigma_y$ Ec.(82)

Compresión: $\sigma_{perm} = 0{,}90\sigma_y$ Ec.(83)

En la Tabla 6 se muestran los factores de seguridad aplicados a los engranes.

Tabla 6

Factores de seguridad en engranes

Requisitos de la aplicación	**Engranaje evaluado para fatiga**	
	Superficial	Por flexión
Alta confiabilidad	1,25 y mayor	1,50 y mayor
Menos de 1 falla en 10	1,00	1,00
Menos de 1 falla en 3	0,80	0,70

Nota. Obtenido de (Dudley, 1973)

4.6.2 Transmisión de potencia

- **Potencia nominal**

La potencia nominal es la potencia máxima que demanda una máquina en condiciones de uso normales; esto quiere decir que la maquina está diseñada para soportar esa cantidad de potencia, sin embargo, debido a fluctuaciones en la corriente, al uso excesivo o continuo, o en situaciones de uso distintas a las del diseño, la potencia real puede diferir de la nominal, siendo más alta o más baja (Silva Cueva, 2015).

Para elementos de transmisión mecánica está definida por la siguiente ecuación:

$$P_N = T \times \omega_{salida}$$ Ec.(84)

Donde:

T es el torque en [Nm].

ω_{salida} es la velocidad angular de salida en [rad/s].

- **Potencia a transmitir**

Es la potencia de servicio entre la eficiencia del sistema de transmisión, para una transmisión por fricción este valor esta entre el 75 al 96%, está definida por la expresión:

$$P_e = \frac{P_n}{\eta} \qquad \text{Ec.(85)}$$

Donde:

P_n es la potencia nominal.

η es el rendimiento de la transmisión.

- **Potencia de diseño**

Es la potencia empleada para el cálculo y selección de un motor eléctrico, pero considerando el factor de servicio (FS), para una máquina impulsada con características del par de torsión normal:

$$P_D = P_N \times FS \qquad \text{Ec.(86)}$$

- **Factor de servicio**

Es simplemente un multiplicador que indica el monto de carga adicional que un motor puede manejar por encima del caballaje escrito en su placa. El factor de servicio aparece en la placa del motor, algunas veces abreviado como Fs o Sf.

En el Anexo 2 se puede encontrar los valores de factor de servicio recomendados para diferentes aplicaciones y uso de un motor eléctrico.

- **Diseño de eje por rigidez torsional**

El diseño del eje por rigidez torsional se basa en el ángulo de giro permisible. La cantidad permisible de giro depende de la aplicación particular, y varía desde 0,08 grados por pie para ejes de máquinas herramientas hasta 1,0 grados por pie para ejes de transmisión.

$$\theta = 57{,}3\ \frac{T \times L}{J \times G} \qquad \text{Ec.(87)}$$

Donde:

θ es el ángulo de giro expresado en grados.

L es la longitud del eje en [m].

G es el módulo de elasticidad en torsión [MPa], (83000 MPa para el acero).

4.6.3 Transmisión de par de torsión

Las flechas sirven para transmitir un par de torsión de un engrane o polea de entrada, a través del eje, a un engrane o polea de salida. Es evidente que el eje debe tener el tamaño apropiado para soportar el esfuerzo y la deflexión por torsión. Por consiguiente, es necesario proporcionar un medio para transmitir el par de torsión entre el eje y los engranes u otros mecanismos de transmisión de potencia (Budynas & Nisbett, 2008). Los elementos comunes para transmitir el par de torsión son:

- Cuñas o chavetas
- Ejes estriados
- Tornillos de fijación

En el Anexo 3 se muestran las dimensiones de las chavetas en función del diámetro del eje, tal como se especifican en la norma ANSI B17.1-1967. El ancho es nominalmente la cuarta parte del diámetro eje.

4.6.3.1 Ejes estriados

Se menciona que las estrías son una serie de cuñas axiales, maquinadas en un eje, con sus respectivas ranuras maquinadas en el orificio de la parte acoplada (engrane, polea, catarina, entre otros) Figura 36 . Las estrías ejercen la misma función que una cuña, transmitiendo par torsional del eje al elemento acoplado. Existen muchas ventajas de las estrías sobre las cuñas. Debido a que suelen usarse cuatro estrías o más, en comparación con una o dos cuñas, el resultado es una transferencia más uniforme del par torsional, con menor carga sobre determinada parte del eje. Las estrías están integradas al eje, por lo que no puede haber movimiento relativo, como sí lo hay entre una cuña y el eje. Las estrías se maquinan con precisión, y se obtiene un ajuste controlado entre las estrías internas y externas correspondientes. Con frecuencia, la superficie de la estría se endurece para resistir el desgaste, y facilitar su uso en aplicaciones en las que se desea tener movimiento axial del elemento acoplado. Debido a que existen varias estrías en el eje, el elemento acoplado puede localizarse en varias posiciones (Mott, 2006).

Las estrías pueden ser de lados rectos o de involuta. Generalmente se prefiere la forma de involuta, porque su alineamiento es automático en el elemento acoplado, y porque se puede maquinar con las fresas de trabajo estándar, las cuales se usan para tallar dientes de engranes.

- **Estrías de lado recto**

Las estrías rectas se fabrican con las especificaciones de la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE), y suelen tener 4, 6, 10 o 16 estrías. La Figura 36 muestra la versión de seis estrías.

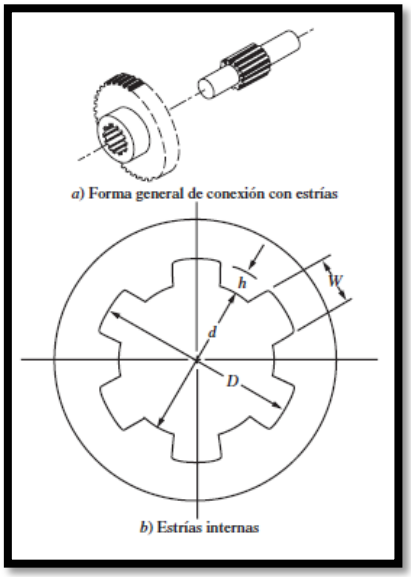


Figura 36. *Estrías de caras rectas.*

Nota. Obtenido de (Mott, 2006)

Fórmulas y procesos que intervienen en el cálculo para ranuras de flancos rectos:

Para este caso se ha seguido la metodología planteada por (Garzón).

- Se encuentra inicialmente el diámetro mínimo establecido para el eje.
- Especificación del número de nervaduras (N).
- El diámetro medio es calculado aplicando la siguiente ecuación 88.

$$d_s = \frac{D + d}{2} \qquad \text{Ec.(88)}$$

Donde:

D: diámetro externo del eje nervado [mm].

d: diámetro interno del eje nervado [mm]

- Determinar el σ_{min}, mediante la selección del material se selecciona la resistencia a la compresión admisible σ_a presente en la Figura 37.

$$\sigma_{min} = \frac{\sigma_a}{2}$$ Ec.(89)

Material	Dureza Brinell	Resistencia a la fluencia (S_y) MPa	Resistencia a la compresión admisible (σ_a) MPa	Resistencia al corte admisible (τ_a) MPa
Acero estructural	150-200	350	90	140
Acero al carbono	220-270	500	130	200
Aleación de acero	300-350	600	200	275
Acero endurecido superficial	650	650	250	275
Hierro fundido	400	400	135	140

Figura 37. *Datos de materiales.*

Nota. Obtenido de (Garzón)

- Especificación de un factor de distribución de carga Km (Tabla 7).

La relación entre la superficie de soporte de carga teórica y real del acoplamiento se define por el coeficiente de distribución de carga. Con respecto a la precisión del rodamiento, el tamaño del coeficiente está en un rango de 0,6 a 0,8.

Tabla 7

Factor de distribución de carga

Km	Diseño de acople
0,8	Acoplamiento fijo con longitudes cortas y alta precisión de rodamiento.
0,6 - 0,7	Acoplamiento con precisión normal de rodamiento.
0,5	Acoplamientos deslizantes con grandes longitudes de superficies de contacto y gran desalineación del acoplamiento.

Nota. Obtenido de (Garzón)

- Cálculo de la altura de la conexión (hst) con la siguiente ecuación:

$$h_{st} = h - 2 \times s$$ Ec. (90)

Donde:

s: Dimensión del chaflán [mm].

h: altura de conexión mínima [mm].

- Para el cálculo de la altura de la conexión mínima se aplica la siguiente ecuación.

$$h = \frac{D - d}{2}$$ Ec. (91)

Donde:

D: diámetro externo del eje nervado [mm].

d: diámetro interno del eje nervado [mm].

- A partir de los valores obtenidos se ocupa la siguiente ecuación para calcular la longitud mínima de las ranuras.

$$L_{min} = \frac{Mt \times 10^3 \times Ka \times FS}{d_s \times \sigma_{min} \times \frac{h_{st}}{2} \times N \times K_m \times k_f}$$ Ec. (92)

Donde:

L_{min}: Longitud mínima de las nervaduras [mm].

Mt: Momento de torsión [Nm].

Ka: Factor de aplicación.

FS: Factor de seguridad.

d_s: Diámetro medio.

σ_{min}: Presión mínima admitida [mm].

h_{st}: Altura de conexión [mm].

N: Numero de nervaduras.

K_m: Factor de distribución de carga.

k_f: Factor de vida útil del eje.

Para escoger el factor de aplicación (Ka) se utiliza la Tabla 8.

Tabla 8

Factor de aplicación

Fuente de poder	**Tipo de carga**			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1,00	1,20	1,50	1,80
Choque ligero	1,20	1,30	1,80	2,10
Choque moderado	2	2,20	2,40	2,80

Nota. Obtenido de (Garzón)

Se especifica el factor de seguridad FS con respecto a la precisión y credibilidad de la información de entrada, la importancia del acoplamiento, la calidad de la producción y la precisión del cálculo, generalmente su valor se encuentra entre un rango de 1,3 a 2,5.

El factor de vida útil (k_f) se lo obtiene de la Tabla 9.

Tabla 9

Factor de vida útil

	Dirección de la carga	
Número de ciclos de torque	Unidireccional	Bidireccional
10.000	1,0	1,0
100.000	0,5	0,4
1.000.000	0,4	0,3
10.000.000	0,3	0,2

Nota. Obtenido de (Garzón)

- De la siguiente ecuación se determina el esfuerzo de compresión resultante.

$$\sigma_c = \frac{Mt \times 10^3 \times K_a \times FS}{d_s \times L \times N \times K_m \times k_f} \qquad \text{Ec. (93)}$$

Donde:

σ_c: Presión calculada [MPa].

Mt: momento de torsión.

K_a: Factor de aplicación.

FS: Factor de seguridad.

d_s: Diámetro medio [mm].

L: longitud activa de la chaveta.

N: Número de nervaduras.

K_m: Factor de distribución de carga

k_f: Factor de vida útil del eje.

- Cálculo del esfuerzo de corte en el material del eje donde (d) es el diámetro interno del eje ranurado.

$$\tau_c = \frac{Mt \times 10^3 \times K_a \times FS}{\pi \times d \times K_f} \quad \text{Ec. (94)}$$

- Cálculo de la tensión de von Mises mediante la siguiente ecuación.

$$\sigma' = (\sigma_c{}^2 + 3\tau_c{}^2)^{0.5} \quad \text{Ec. (95)}$$

- Finalmente se encuentra el factor de seguridad del eje mediante la siguiente ecuación donde se tiene la resistencia a la fluencia (S_y) y la tensión de von Mises (σ').

$$FS = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \text{Ec. (96)}$$

4.6.4 Rodamientos

Un rodamiento es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste por medio de rodadura, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento (Silva Cueva, 2015).

La normativa ISO 281 expresa que la vida nominal de un rodamiento es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \text{Ec. (97)}$$

Donde:

L_{10} es la vida nominal (10^6 revoluciones) alcanzada o rebasada por lo menos de un 90% de un gran lote de rodamientos iguales.

C es la capacidad dinámica equivalente en [kN].

P es el exponente de vida, 3 para rodamientos de bolas y 10/3 para los rodamientos de rodillos.

La carga equivalente P toma un valor teórico, es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial en rodamientos axiales, que es constante en dirección y sentido.

P produce la misma vida que la combinación de cargas.

$$P = X \times F_r \times Y \times F_a \qquad \text{Ec. (98)}$$

Donde:

P es la carga dinámica equivalente en [kN].

Fr es la carga radial en [kN].

Fa es la carga axial en [kN].

X es el factor radial.

Y es el factor axial.

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

$$L_{10h} = L_h = \frac{10^6}{60 \times n} \times L_{10} \qquad \text{Ec. (99)}$$

Donde:

L_{10h} es la vida nominal en horas.

n es la velocidad en rpm.

Convirtiendo la ecuación (48) se tiene:

$$L_h = \frac{L_{10} \times 500 \times 33\frac{1}{3} \times 60}{n \times 60} \quad \text{ó} \quad \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[P]{\frac{33\frac{1}{3}}{n}} \times \frac{C}{P} \qquad \text{Ec. (100)}$$

Siendo:

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} \qquad \text{Ec. (101)}$$

Donde f_L es el factor de esfuerzos dinámicos (1 para una vida de 500 horas).

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33\frac{1}{3}}{n}} \qquad \text{Ec. (102)}$$

Donde f_n es el factor de velocidad (1 para una velocidad de 33 1/3 rpm)

De esa manera se obtiene una formula reducida de la vida de un rodamiento:

$$f_L = \frac{C}{P} \times f_n \qquad \text{Ec. (103)}$$

En el Anexo 4 se indican los valores de f_L que deben alcanzarse en distintas aplicaciones de rodamientos.

4.7 Resortes de extensión

El resorte de extensión es diseñado para ejercer una fuerza de tracción y para almacenar energía, está fabricada con espiras helicoidales muy próximas similares a los resortes helicoidales de compresión Figura 38. La gran mayoría de los resortes de extensión están fabricados con las espiras adyacentes en contacto, de tal manera que es necesario aplicar una fuerza inicial para separarlas (Mott, 2006).

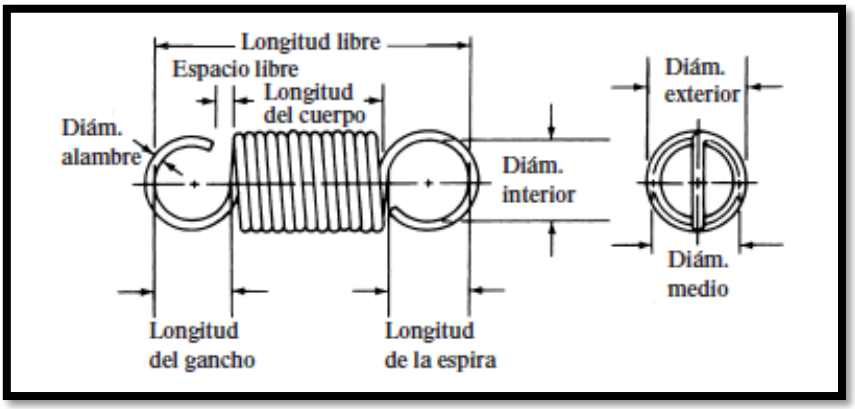


Figura 38. *Resorte de extensión.*

Nota. Obtenido de (Mott, 2006)

Los esfuerzos y deflexiones en un resorte de extensión se pueden calcular mediante las fórmulas para resortes de compresión.

- Cálculo del esfuerzo cortante por torsión en un resorte, comportamiento mostrado en el Anexo 9.

$$\tau = \frac{8KFD_m}{\pi {D_w}^3} = \frac{8KFC}{\pi {D_w}^2} \qquad \text{Ec. (104)}$$

Donde:

K: Factor de Wanl.

D_m: Diámetro medio.

D_w: Diámetro del alambre.

C: Índice del resorte.

F: Fuerza que ejerce un resorte

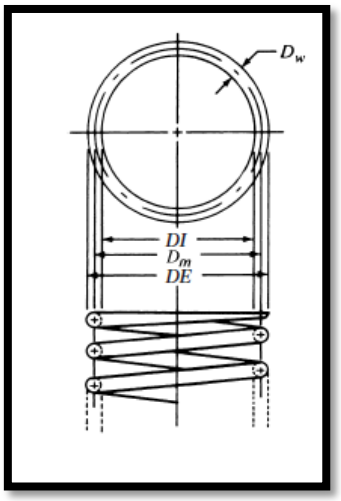


Figura 39. *Notación de los diámetros de un resorte.*

Nota. Obtenido de (Mott, 2006)

DI: diámetro interno.

Dm: diámetro medio.

DE: diámetro externo.

$$D_m = DE - D_w \qquad \text{Ec. (105)}$$

$$DI = D_m - D_w \qquad \text{Ec. (106)}$$

Las partes más débiles de un resorte de extensión son sus extremos, en especial en casos de carga de fatiga. En la Figura 40 se tiene un gran esfuerzo flexionante en el punto A, y un esfuerzo cortante por torsión en el punto B.

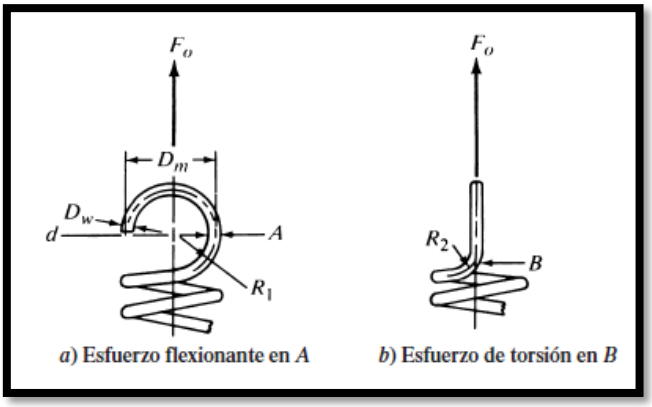


Figura 40. *Esfuerzos en los extremos de los resortes de extensión.*

Nota. Obtenido de (Mott, 2006)

Esfuerzo flexionante en A

$$\sigma_A = \frac{16\ D_m F_o K_1}{\pi {D_w}^3} + \frac{4F_o}{\pi {D_w}^2} \qquad \text{Ec. (107)}$$

$$K_1 = \frac{4{C_1}^2 - C_1 - 1}{4C_1(C_1 - 1)} \qquad \text{Ec. (108)}$$

$$C_1 = \frac{2R_1}{D_w} \qquad \text{Ec. (109)}$$

Esfuerzo torsional en B

$$\tau_B = \frac{8\ D_m F_o K_2}{\pi {D_w}^3} \qquad \text{Ec. (110)}$$

$$K_2 = \frac{4C_2 - 1}{4C_2 - 4} \qquad \text{Ec. (111)}$$

$$C_2 = \frac{2R_2}{D_w} \qquad \text{Ec. (112)}$$

Las relaciones C_1 y C_2 se refieren a la curvatura del alambre, y deben ser grandes, mayores que 4 en el caso típico, para evitar grandes esfuerzos.

- Constante del resorte

La relación entre la fuerza que ejerce un resorte y su deformación es su constante de resorte o constante de elasticidad, k. Cualquier cambio en la fuerza, dividido entre el cambio correspondiente en la deflexión, se puede usar para calcular la constante de resorte (Mott, 2006).

$$k = \frac{\Delta F}{\Delta L}$$ Ec. (113)

- Índice del resorte

La relación del diámetro medio del resorte, entre el diámetro del alambre, se llama índice del resorte, C:

$$C = \frac{D_m}{D_w}$$ Ec. (114)

Se recomienda que C sea mayor que 5,0, los resortes comunes en maquinaria tienen valores de C que van de 5 a 12. Para C menor que 5, es muy difícil dar forma al resorte, una C mayor ayudará a eliminar la tendencia de un resorte a pandearse.

- Número de espiras

N representará el número total de espiras de un resorte. Pero en cálculos de esfuerzo y deflexiones de un resorte, algunas de las espiras son inactivas, por lo que no se consideran. Por ejemplo, en un resorte con extremos escuadrados y rectificados, cada extremo de espira es inactiva, y el número de espiras activas, Na, es N – 2. Para extremos planos, todas las espiras son activas: Na = N. Para extremos planos y rectificados, Na = N – 1.

- Factor Wahl (K) considera la curvatura del alambre y el esfuerzo cortante directo.

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0{,}615}{C}$$ Ec. (115)

En el Anexo 10 se visualiza una gráfica de K en función de C para un alambre redondo. Hay que tener en cuenta que C = 5 es el valor mínimo recomendado para C. Cuando C < 5, el valor de K aumenta con rapidez.

- Características de deflexión de un resorte.

Debido a que la forma principal de aplicar la carga al alambre de un resorte helicoidal de compresión es por torsión, la deflexión es calculada a partir de la formula del ángulo de torsión.

$$\theta = \frac{TL}{GJ}$$ Ec. (116)

Donde:

θ : ángulo de torsión en radianes.

T: par torsional aplicado.

L: longitud del alambre.

G: módulo de elasticidad del material en cortante.

J: momento polar de inercia del alambre.

Por conveniencia, se usará una formula distinta de la ecuación anterior, para calcular la deflexión lineal del resorte, f, a partir de las variables características de diseño del resorte. La ecuación resultante es

$$f = \frac{8FD_m{}^3N_a}{GD_w{}^4} = \frac{8FC^3N_a}{GD_w} \qquad \text{Ec. (117)}$$

$$N_a = \frac{GD_w}{8C^3k} \qquad \text{Ec. (118)}$$

En esta ecuación se observa que el diámetro del alambre tiene un gran efecto sobre el funcionamiento del resorte.

Donde:

N_a : es el número de espiras activas

G: en el Anexo 11 se muestran los valores de G para materiales típicos de los resortes.

Pandeo:

La resistencia de un resorte a pandearse aumenta a medida que el cilindro se vuelve más alto y esbelto, casi como para una columna. El Anexo 12 indica gráficas de la relación crítica de deflexión a la longitud libre, en función de la relación de longitud libre a diámetro medio del resorte. Ahí se describen tres condiciones diferentes A, B, C.

4.7.1 Tipos de carga y esfuerzos admisibles

El esfuerzo admisible que se utiliza en un resorte depende del tipo de carga, el material y el tamaño del alambre. Según una clasificación frecuente, hay tres tipos de carga:

- **Servicio ligero:** cargas estáticas o hasta 10000 ciclos de carga, con baja rapidez de carga (sin impacto).
- **Servicio normal:** casos típicos en el diseño de máquinas: aplicación con rapidez moderada y hasta un millón de ciclos.
- **Servicio crítico:** ciclos rápidos, con más de un millón de ciclos; posibilidad de choques o impactos: un buen ejemplo son los resortes de válvulas de motor.

El Anexo 13 muestra los esfuerzos presentes en un resorte de alambre de acero ASTM A227 que son los más utilizados.

4.7.2 Materiales para los resortes

Para un resorte se puede utilizar cualquier material elástico, en la mayor parte de aplicaciones mecánicas es un alambre metálico: de acero al alto carbono (lo más común), acero aleado, acero inoxidable, latón, bronce, cobre el berilio o aleaciones a base de níquel (Mott, 2006). La mayoría de los materiales para resortes se obtienen con las especificaciones de la ASTM, Anexo 14.

5. Metodología

5.1 Materiales bibliográficos

Libros:

- ✓ Diseño de elementos de máquinas.
- ✓ Resistencia de materiales de Singer.
- ✓ Manual de engranajes de Darles W. Dudley.
- ✓ Diseño de elementos de máquinas de Schaum.
- ✓ Diseño en ingeniería mecánica de Shingley.
- ✓ Ejes y cubos estriados.

Catálogos:

- ✓ Correas V.
- ✓ Chavetas.
- ✓ Rodamientos.
- ✓ Engranes.
- ✓ Retenes.

Normas:

- ✓ Norma AGMA para engranes.

5.2 Software

- ✓ AUTOCAD 2D.
- ✓ SOLIDWORKS.
- ✓ Software de análisis matemático MATHCAD.
- ✓ Paquete de Microsoft Office.

5.3 Equipo de computación

- ✓ Computadora.
- ✓ Impresora.

5.4 Equipos de construcción

Tabla 10

Equipos de construcción

Equipos	Herramienas
Mecanizado	Torno convencional
	fresadora convencional
Soldadura	Soldadura eléctrica SMAW
Corte y acabados	Compresor de aire
	Amoladora
	Trosadora
	Discos flap
	Discos de corte
	Discos de desbastes
Máquinas herramientas	Flexómetro
	Calibrador
	Escuadra
	Dador de roscar y machuelos
	Alicate
	Matillo
	Juego de llaves
	Machuelo M4, M6, M8
	Destornilladores

Nota. Fuente: el Autor.

5.5 Materiales y componentes de construcción

Los materiales y componentes que fueron necesarios para llevar a cabo la construcción del mecanismo se muestran en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**Tabla 11.

Tabla 11

Materiales y componentes de construcción

Materiales y componentes	Cantidad	Unidad
Tubo cuadrado de 30mmx30mmx1,5mm	3,5	metros
Pletina de 25mm en 3mm	0,4	metros
Pletina de 30mm x 4mm	1,6	metros
Placa de acero AISI 1020, 20mmx20mmx4mm	2	unidad
Placa de acero AISI 1020, 27mmx15mmx4mm	2	unidad
Eje de acero AISI 1020 d=12mm	0,2	metros
Varilla de acero AISI 1020 d=12mm	0,4	metros
Varilla de acero AISI 1020 d=8mm	0,2	metros
Bridas o seguros para diámetro de 20mm	4	unidad
Conjunto o kit de engranes y ejes	1	unidad
Pernos M6x10 en acero	8	unidad
Perno M8x50 en acero	1	unidad
Pernos M6x25 en acero	7	unidad
Perno M8x10 en acero	1	unidad
Rodamiento 62/22	1	unidad
Rodamiento 60302	1	unidad
Rodamiento 6002 2RS	1	unidad
Rodamiento 6004-2RS	1	unidad
Retén 20x30x6	2	unidad

Nota. Fuente: el Autor.

5.6 Métodos

Método deductivo: en este método se suele realizar la información desde lo general hasta lo específico.

Método descriptivo: Una manera de desarrollar este estudio es estableciéndose una pregunta como base, en función a ella se busca generar una respuesta que pueda encontrar lo que se requiere.

5.6.1 Generalidades

Para llevar a cabo el diseño e implementación de un sistema mecánico de inversión de giro, se consideraron diferentes etapas para su respectiva elaboración; ello con la finalidad de brindar un sistema de seguridad que en parte ayude a evitar accidentes en los trapiches de uso doméstico.

5.6.1.1 Simbología de los elementos de transmisión de potencia.

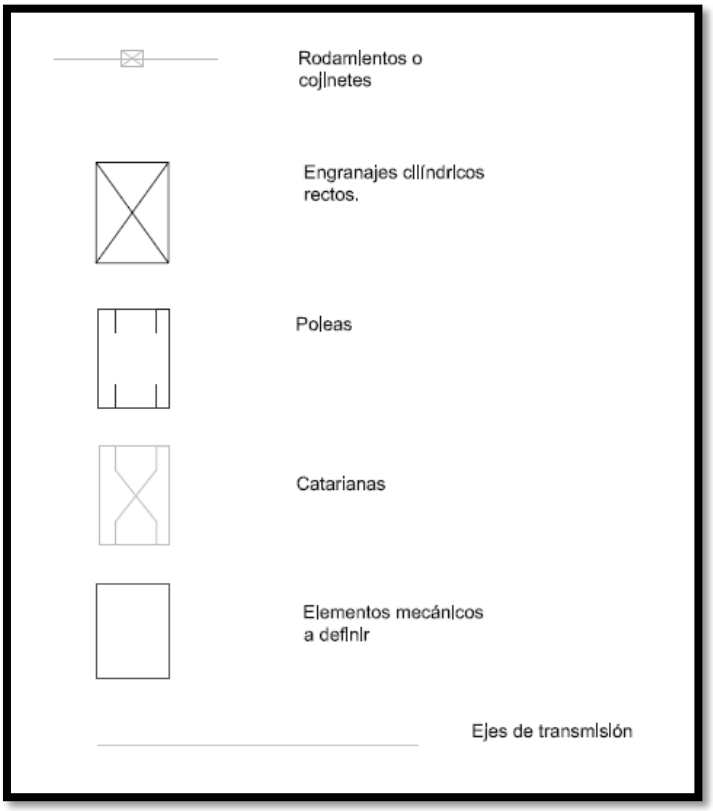


Figura 41. *Simbología gráfica de elementos de transmisión.*

Nota. Fuente: el autor.

1. Definir el modelo o tipo de trapiche local en el cual se va a aplicar el trabajo.

Recorrer la localidad y hacer una revisión de los trapiches presentes en la zona, escoger un tipo de trapiche en específico al cual se le implementará la seguridad.

2. Consultar teoría funcional de trapiches, para definir potencia en base a los datos del trapiche anteriormente identificado: en una tesis se da a conocer la potencia necesaria para aplastar una caña, a partir de esto se validó la transmisión de potencia del trapiche previamente identificado, así como también la potencia de su motor instalado.

- Validación de la potencia del motor instalado en la máquina.
- Validación del sistema de transmisión por engranes en la máquina.

3. Establecer los parámetros de torque y frecuencia de giro a los que se va a someter el mecanismo.

Los cálculos anteriormente realizados nos brindan los valores de potencia, torque, etc. Con ello es posible evidenciar las características de trabajo.

4. En base a la cinemática de la máquina definir la ubicación del mecanismo a diseñar: tomar medidas de la maquina a fin de obtener una mejor perspectiva de las dimensiones, a partir de lo cual se identificará el lugar más adecuado para implementar el sistema de inversión de giro mecánico. En este paso también se obtiene un diagrama cinemático del trapiche analizado Figura 45.

5. Obtención del modelo: Se buscó mecanismos de inversión de giro mecánicos en el internet (YouTube), con la finalidad de tener una idea más detallada del mecanismo a realizar. Para decidirse por un modelo en específico se planteó una tabla de toma de decisiones la cual cuenta con cuatro posibles sistemas de los cuales solo se escogió uno.

- **Matriz toma de decisiones**

Se realizará el diseño conceptual basado principalmente en la existencia de mecanismos similares que nos llevan a las posibles opciones del sistema de inversión de giro (lluvia de ideas). Opciones que luego de un análisis de morfología y ponderación de criterios brindan varias opciones de solución para el diseño final. La matriz de ponderación con múltiples criterios permite definir la mejor opción entre varios mecanismos existentes. La manera utilizada para escoger una de las opciones presentes se exponen en la siguiente Tabla 12.

Tabla 12

Matriz toma de decisión, para selección del mecanismo de inversión de giro

	Peso del criterio	Mecanismo 1		Mecanismo 2		Mecanismo 3		Mecanismo 4	
			Puntaje		Puntaje		Puntaje		Puntaje
Tamaño	25 %	4	1	4	1	4	1	3	0,75
Simplicidad de ensamblaje	20 %	4	0,8	4	0,8	4	0,8	3	0,6
Simplicidad de diseño	10 %	4	0,4	4	0,4	3	0,3	4	0,4
Confiabilidad de funcionamiento	10 %	5	0,5	3	0,3	5	0,5	3	0,3
Facilidad de fabricación y manufactura	25 %	4	1	4	1	4	1	3	0,75
Facilidad de mantenimiento	10 %	4	0,4	4	0,4	4	0,4	4	0,4
Total	100 %		4,1		3,9		4		3,2

Nota. Fuente: el Autor.

Mecanismo 1: Caja de cambios rasio maju mundur.

https://www.youtube.com/watch?v=wRdsMODiYpM

Mecanismo 2: Caja de cambios de marcha atrás para triciclo.

https://www.youtube.com/watch?v=GO1tmrDc4t0

Mecanismo 3: Una forma fácil de hacer marchas hacia adelante y hacia atrás utilizando marchas de motocicleta usadas.

https://www.youtube.com/watch?v=9AIXlETbc14

Mecanismo 4: Palancas giratorias: cómo funciona una transmisión (1936).

https://www.youtube.com/watch?v=JOLtS4VUcvQ

Donde el peso del criterio hace referencia a la importancia que cada uno representa respecto al resto de criterios y el puntaje se interpreta en la Tabla 13.

Tabla 13

Escala de puntuación empleada en la matriz de toma de decisiones

Puntuación				
1	2	3	4	5
Muy bajo	Bajo	Media	Bueno	Muy bueno

Nota. Fuente: el Autor.

6. Identificar los diferentes sistemas y partes que conformarán el mecanismo.

Una vez escogido el modelo, se procede a identificar todos los conjuntos mecánicos necesarios para lograr el mecanismo de inversión de giro completo. La cual consta de dos ejes (uno estriado y otro liso, o ambos estriados), cinco engranes que van dentro de la caja, rodamientos, dos engranes que irían fuera de la caja de inversión de giro en las cuales entraría la potencia y el movimiento mecánico para posteriormente salir por el otro engrane, engranes de perro y una palanca para manipular la posición de funcionamiento.

Una gran ayuda ha sido poder adquirir una caja de cambios de una motocicleta por la similitud del sistema mecánico analizado, conseguida en un taller de motocicletas de la localidad, la cual ha servido como guía para el análisis y funcionamiento del mecanismo de inversión de giro.

7. Diseñar y seleccionar, según corresponda, partes y piezas del mecanismo.

El sistema de inversión de giro se lo diseñó mediante el programa de diseño SolidWorks, pero antes de comenzar con la ejecución se ha realizado un boceto dibujado a mano alzada para poder hacerse una idea de cómo va a ser su estructura.

Posteriormente con la ayuda de un calibrador o pie de rey se procede a tomar las dimensiones de los ejes y engranes con la finalidad de dibujarlos en el programa CAD, esto ayudara a tener una mejor perspectiva del mecanismo a realizar con medidas reales.

8. Modelado del conjunto del sistema mecánico: Mediante SolidWorks se hace uno a uno todos los elementos que componen el mecanismo, para posteriormente ensamblarlos juntos.

9. Diseñar el bastidor y accionamiento del mecanismo: La caja de cambios adquirida también consta de una palanca que permite mover la posición de

funcionamiento del sistema, adicional a ello se procederá a diseñar la parte complementaria de la palanca ya que lo que se busca es que el accionamiento sea con el pie.

10. Hacer los respectivos cálculos de los elementos mecánicos, para los engranes se aplicará la norma AGMA: Para que el diseño sea bueno, se utilizara la norma AGMA para calcular los engranajes la misma que se enfoca en evitar fallas por flexión y por desgaste superficial en los dientes del engrane. Para tener mayor referencia de los parámetros que intervienen en están norma, dirigirse al marco teórico donde se encuentra desglosada la norma mencionada.

Para los respectivos cálculos de los ejes se utilizará una tesis como guía y el libro de Hamrock Bernard. De igual manera se hará una revisión de las distintas ecuaciones para escoger el material de los componentes restantes del sistema de inversión de giro.

11. Validar las dimensiones de los engranes: con los resultados obtenidos se puede verificar si las dimensiones y características del material de los engranes de la caja de cambios de una motocicleta soportan las condiciones de trabajo a las cuales está sometido el trapiche.

12. Validar los diámetros y características de los ejes: con los cálculos a obtenerse se va a poder verificar si las dimensiones y material de los ejes de la caja de cambios de una motocicleta soportan las condiciones de trabajo a las cuales estarán expuestos.

13. Adquirir y fabricar, según corresponda, algunos de los mecanismos diseñados: mecanizar las piezas necesarias para el correcto funcionamiento del mecanismo.

14. Implementar el bastidor y sistema de accionamiento del sistema: colocar la palanca con la cual se va a manipular la posición de trabajo del mecanismo. Adicional a ello también es necesario hacer una estructura metálica en la cual se ubicará el mecanismo de inversión de giro en el trapiche.

15. Construcción del mecanismo de inversión de giro: tomando en cuenta los criterios de construcción en ingeniería se procede a la fabricación y posterior ensamble de las piezas del mecanismo, haciendo uso de la maquinaria disponible en un taller mecánico y de manufactura de la localidad.

16. Realizar pruebas operacionales: poner a funcionar el mecanismo y comprobar su funcionamiento.

17. Analizar y discutir sobre el funcionamiento del sistema: hablar sobre la experiencia del funcionamiento de este mecanismo de inversión de giro.

Para dar a conocer un preámbulo de lo efectuado al lector de este trabajo de titulación, por medio de un mapa mental mostrado en Figura 42, se representa aquellas temáticas tratadas, para la construcción del sistema de seguridad de inversión de giro mecánico.

Finalmente se dispondrá de un sistema de seguridad para los trapiches de uso doméstico, fácil de utilizar al momento de moler la caña de azúcar.

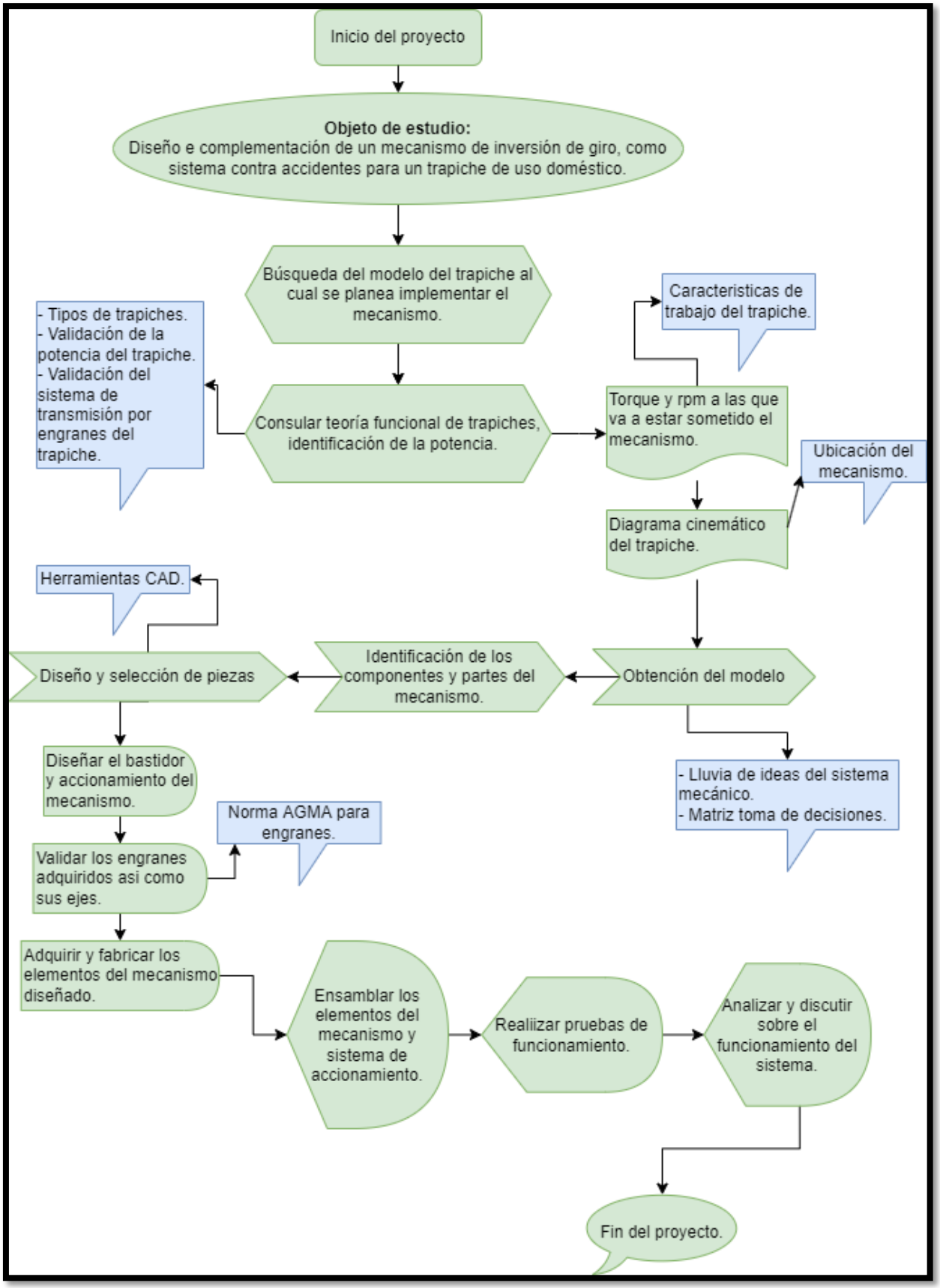


Figura 42. *Mapa mental.*

Nota. Fuente el Autor.

6. Resultados

Descripción de la propuesta:

El mecanismo se diseñará para un trapiche de uso doméstico convencional Figura 43 y Figura 44 el cual trabaja con un motor de 2 HP de potencia, el mismo que para su transmisión de potencia utiliza un conjunto de engranes y también de poleas. Para tener una mejor referencia de las características de trabajo de la maquina se realiza una breve validación de su sistema de transmisión de potencia.

Figura 43. *Trapiche escogido para el respectivo análisis.*

Nota. Fuente: el Autor.

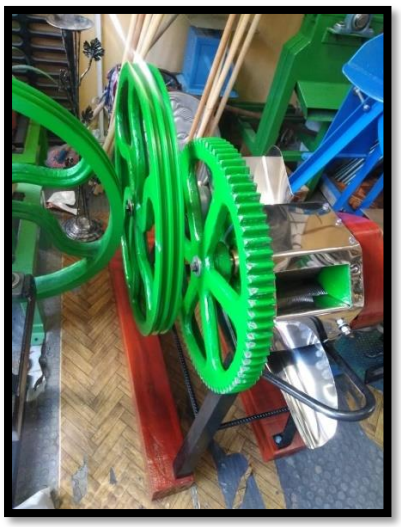


Figura 44. *Trapiche escogido para el respectivo análisis.*

Nota. Fuente: el Autor

Transmisión por correa:

Dm = 2,5 pulg

DM = 22 pulg

Primera transmisión por engranes:

Z1 = 12

Z2 = 85

Ld = 3.5 cm

Dext= 43.5 cm

Dint = 40.5 cm

Hd = 1 cm

Utilizando la fórmula de $\boldsymbol{Dint = (Z - 2.5)m}$ **,** se despeja el módulo (m) correspondiente.

$$m = \frac{\text{Dint}}{(\text{Z} - 2.5)} = \frac{40.5\ \text{cm}}{(85 - 2.5\ \text{cm})} = 0.49\ \text{cm} = 5\ \text{mm}$$

De esa manera se verifica que el módulo utilizado en estos engranes es de 5, **m=5**.

Ahora, se puede calcular el diámetro primitivo que le corresponde (Dp).

$$Dp = Z.m = 85 \times 0.5\ \text{cm} = 42{,}5\ \text{cm}$$

Características del motor instalado en esta máquina:

Motor de inducción monofásico

Pot = 2 HP

n = 1735 rpm

Características de los rodillos utilizados para moler la caña:

Longitud = 18 cm

Diámetro = 12 cm

Estos rodillos deben cumplir con una regla establecida que es $\boldsymbol{L = 1.5 \times D}$, en este caso si se cumple aquello.

Este tipo de máquinas por lo general están diseñadas para moler un aproximado de 300 Ton/año, la misma que trabaja 250 días al año y 8 horas diarias. Con estos datos se puede obtener un total de carga/h.

$$capacidad = \frac{300\ \text{Ton}}{\text{año}} \times \frac{\text{en un año}}{250\ \text{día}} \times \frac{\text{en un día}}{8\ \text{h}} = 0.15 \frac{\text{Ton}}{\text{h}}$$

La resistencia en el aplastamiento de la caña de azúcar es un parámetro fundamental para el diseño de este tipo de máquinas, la misma que se obtiene a través de experimentos realizados, estos datos se muestran en la Tabla 14.

Tabla 14

Diámetro y carga realizada en experimentos

ϕ Caña	**Carga Q1 (10mm)**	**Carga Q2 (3mm)**	**Carga total**
(mm)	(Kg)	(Kg)	(Kg)
50	780	1210	1990
47	810	1130	1940
47	920	980	1900
41	764	845	1609
47	648	1080	1728

Nota. Obtenido de (Cadavid, 2007)

En la Tabla 14, la columna de la carga Q1, representa la fuerza necesaria para compactar la caña a un espesor aproximado de 10mm, y la carga Q2 es necesaria para compactar la caña a un espesor de 3mm.

Mediante experimentos realizados por (Cadavid, 2007) se ha llegado a la conclusión que el rodillo superior soporta la carga de los dos rodillos inferiores, y para ello también se ha tomado como referencia media que el diámetro de la caña es de 5cm. Con esto los valores correspondientes de carga son: 1.21 Ton al empezar con el aplastamiento de la caña, al pasar por el segundo rodillo inferior se da una carga de 0.78 Ton ya que la caña llega aplastada, saliendo con un espesor mínimo comprimido que se lo considera de 3mm. Por eso se sabe que la carga presente en la masa superior del trapiche es de 1.99 Ton.

$$Q = (1.21 + 0.78) = 1.99\ \text{Ton}$$

Para obtener el valor de la potencia necesaria para el sistema de molido se utiliza la siguiente ecuación:

$$Pot = 0.5 \times Q \times n \times D \times \sqrt{\frac{\varsigma}{\delta \times f}}$$

Donde:

Pot: Potencia consumida por el trapiche.

D: Diámetro del cilindro en m.

Q: Carga sobre el cilindro superior en Ton.

ς: Carga fibrosa específica =q/D, en kg/m³.

δ: Densidad del bagazo comprimido = 850 kg/m³.

f: % de fibra, para ello se utiliza la siguiente formula: $f = \frac{bagazo\ en\ 500\text{g}\ de\ caña}{10} - 0.4$, esto se obtiene de forma experimental cuyos valores se muestran en la Tabla 15.

Tabla 15

Porcentajes de fibra de caña

Caña (gr)	Bagazo (gr)	Fibra f (%)
500	134	13
500	135	13,1
500	117	11,3
500	136	13,2

Nota. Obtenido de (Cadavid, 2007).

Datos:

De la tabla 2: $f = 0.131$

D = 0.12m

n = 27.8 rpm

L = 0.18m

$$\varsigma = \frac{q}{D}$$

$$q = k \times \delta \times f$$

Espesor mínimo de la caña (k) después de ser molida corresponde a k= 0.003m.

$$q = 0.003\text{m} \times \frac{850\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.131 = 0.33405\ \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$\varsigma = \frac{0{,}33405\ \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}}{0.12\ \text{m}} = 2.78375\ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Pot = 0.5 \times 1.99\ \text{Ton} \times 27.8 \times 0.12 \times \sqrt{\frac{2.78375\ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{850\ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.131}}$$

$Pot = 0.437\ \text{HP}$ (Potencia requerida por los rodillos para moler una caña)

Para obtener la potencia de diseño se considera los rendimientos de las transmisiones que respectivamente son:

$\eta_{engranes} = 0.95,\ \ \eta_{correas} = 0.9$

$$Pot = \frac{0.437\ \text{HP}}{0.95 \times 0.95 \times 0.95 \times 0.9} = 0.566\ \text{HP}$$

Considerando un factor de servicio de 1.15 acorde al trabajo que va a realizar la máquina

$$Pot_{diseño} = 0.566\ \text{HP} \times 1.15 = 0.65\ \text{HP}$$

0.65 HP sería necesario para moler una sola caña, pero se observa que el motor instalado es de 2 HP, entonces se interpreta que se va a moler más de una caña al mismo tiempo y esto se demuestra por simple cálculo.

$$Pot_{diseño} = 0.65\ \text{HP} \times 3\ \text{cañas} = 1.93\ \text{HP}$$

$\boldsymbol{Pot_{diseño} = 1.93\ \text{HP} \approx 2\ \text{HP}}$ (Con ello se comprueba que la máquina posee un motor capaz de transmitir una potencia para moler tres cañas al mismo tiempo)

Validación del sistema de transmisión por engranes.

La transmisión por engranajes es la que proporciona la potencia necesaria al mecanismo del trapiche por medio de los rodillos. Para ello es necesario tomar en cuenta el esfuerzo admisible que tiene el material con el que están hechos estos engranes, en este caso los engranes son de hierro fundido que le corresponde un esfuerzo de 100 (MPa) (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008); se utiliza además un factor de seguridad igual a 1,5 para este esfuerzo del material, esto se hace con la finalidad de obtener un rango de seguridad.

$$\sigma_{material} = 100\ \text{MPa}$$

Tabla 16

Resultados obtenidos de los engranajes del trapiche

Deno.	Z	η_s	σ_{mat} (MPa)	σ_{dis} (MPa)	Pot_{dis} (Hp)	Y	K_v	m (mm)	V_l (m/s)	F_T (N)	Ld (cm)
1	12					0,245					
		1,5	89	59,33	2		1,49	5	0,62	2403,2	4
2	85					0,439					

Nota. Fuente: el Autor.

En vista que los dos engranajes son del mismo material, se diseña la transmisión para el piñón.

Perfil fundido

$$\boldsymbol{k_v = \frac{3.05 + V}{3.05}}$$

$$\boldsymbol{\sigma_{dis}} = \frac{F_T}{m \times Ld} \times \frac{k_v}{Y}$$

$$Pot_{\boldsymbol{dis}} = F_T \times V_L$$

$$F_T = \frac{Pot_{\boldsymbol{dis}}}{V_L} = \frac{Pot_{\boldsymbol{dis}}}{\frac{\omega 1.\phi 1}{2}} = \frac{2Pot_{\boldsymbol{dis}}}{\omega 1 \times z1 \times m}$$

$$\omega = \frac{n \times \pi}{30} = \frac{197.13 \times \pi}{30} = 20.64 \ \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$F_T = \frac{2Pot_{\boldsymbol{dis}}}{20.64\frac{rad}{s} \times 12 \times m}$$

$$\boldsymbol{\sigma_{dis}} = \frac{2 \times 2 \times 745}{2476.8\ \text{m}^3} \times \frac{1}{0.245}$$

Se despeja el módulo ***m***

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \times 2\ \text{HP} \times 745\ \text{W}}{2476.8 \times 59.33 \times 10^6\ \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \times \frac{1}{0.245}}$$

$m = 4.358\ \text{mm}$ (Primera interacción)

$$V_L = \frac{\omega 1 \times z1 \times m}{2} = \frac{20.646 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 12 \times 4.358 \times 10^{-3}\text{m}}{2}$$

$$V_L = 0.5398 \ \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

k_v con V= 0.5398 m/s

$\boldsymbol{k_v} = \frac{\mathbf{3.05 + V}}{\mathbf{3.05}} = 1.177$

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \times 2 \text{ HP} \times 745 \text{ W}}{2476.8 \times 59.33 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \times \frac{1.177}{0.245}}$$

$m = 4.6\text{mm} \approx 5 \text{ mm}$ (Segunda interacción)

$\boldsymbol{m = 5}$

Ya con el módulo correcto se procede a calcular la velocidad lineal, fuerza tangencial y la longitud del diente correspondiente.

$$\emptyset_{\boldsymbol{p}} = z \times m$$

$$\emptyset_{\boldsymbol{p}} = 12 \times 0.005 \text{ m} = 0.06 \text{ m}$$

$$V_L = \frac{\omega 1 \times \emptyset_{\boldsymbol{p}} 1}{2} = \frac{20.646 \ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 0.06 \text{ m}}{2} = 0.62 \ \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$\boldsymbol{k_v} = \frac{\mathbf{3.05 + 0.62}}{\mathbf{3.05}} = 1.20$

$$F_T = \frac{Pot_{\boldsymbol{dis}}}{V_L} = \frac{2\text{HP} \ \times \ 745 \text{ W}}{0.62 \ \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 2403.22 \text{ N}$$

$$\boldsymbol{\sigma_{dis}} = \frac{F_T}{m \times Ld} \times \frac{k_v}{Y}$$

Se despeja Ld

$$Ld = \frac{F_T}{m \times \boldsymbol{\sigma_{dis}}} \times \frac{k_v}{Y}$$

$$Ld = \frac{2403.22 \text{ N}}{0.005 \text{ m} \times 59.33 \times 10^6} \times \frac{1.20}{0.245}$$

$$\boldsymbol{Ld = 0.039 \text{ m} \approx 0.04 \text{ m}}$$

Esfuerzo correspondiente para el piñón y el engrane

$$\boldsymbol{\sigma_1} = \frac{2403.22\ \text{N}}{0.005\ \text{m} \times 0.04\ \text{m}} \times \frac{1.203}{0.245}$$

$$\boldsymbol{\sigma_1} = 59\ \text{MPa}$$

$$\boldsymbol{\sigma_2} = \frac{2403.22\ \text{N}}{0.005\ \text{m} \times 0.04\ \text{m}} \times \frac{1.203}{0.4398}$$

$$\boldsymbol{\sigma_2} = 32.86\ \text{MPa}$$

FS con Ld calculado

Tabla 17

Factor de servicio de los engranajes

Engrane	FS
1	1.51
2	2.71

Nota. Fuente: el Autor.

El FS es menor en el engrane uno, se comprueba que es necesario hacer los cálculos en el piñón por ser el más crítico.

La longitud del diente del piñón que tiene la máquina es de 3.5 cm, ahora veamos cómo afecta el FS.

$$\boldsymbol{\sigma_1} = \frac{2403.22\ \text{N}}{0.005\ \text{m} \times 0.035\ \text{m}} \times \frac{1.203}{0.245}$$

$$\boldsymbol{\sigma_1} = 67.4\ \text{MPa}$$

$$\boldsymbol{\sigma_2} = \frac{2403.22\ \text{N}}{0.005\ \text{m} \times 0.035\ \text{m}} \times \frac{1.203}{0.4398}$$

$$\boldsymbol{\sigma_2} = 37.56\ \text{MPa}$$

FS con Ld = 3.5cm

Tabla 18

Nuevo factor de servicio

Engrane	FS
1	1.32
2	2.36

Nota. Fuente: el Autor.

Se observa que para transmitir la potencia necesaria al sistema de molido de caña la transmisión por engrane con los números de dientes ya establecidos le corresponde un módulo de 5 y una Ld de 4cm. El módulo con el que ya cuenta este piñón es de 5 que esta correcto según la validación correspondiente realizada, no así la Ld la cual mediante los cálculos da un valor de 4cm y el medido en la máquina es de 3.5 cm; esto quiere decir que si la Ld disminuye el diente soporta más esfuerzo, lo que hace que disminuya el factor de seguridad del material (el cual debe mantenerse o superar el 1.5).

Para que no exista ningún problema de funcionamiento en la primera transmisión por engranes, la máquina debería solo moler dos cañas al mismo tiempo para que la potencia absorbida por el sistema de molido se reduzca y en igual proporción se va a reducir el esfuerzo en los dientes de los engranes de la primera transmisión.

Torque entregado por el motor

$n = 1732 \text{ rpm}$

$Pot.entregada = 1.8 \text{ HP}$

$Pot.diseño = 2 \text{ HP}$

$Pot.entregada = \tau \times \omega$

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30}$$

$$\omega = \frac{\pi \times 1732}{30} = 181.374 \text{ rad/s}$$

$$\tau = \frac{Pot.entregada}{\omega} = \frac{1.8 \text{ HP} \times 745 \text{ W}}{181.374 \text{ rad/s}}$$

$\boldsymbol{\tau = 7.4 \text{ Nm}}$ **Entrega el motor**

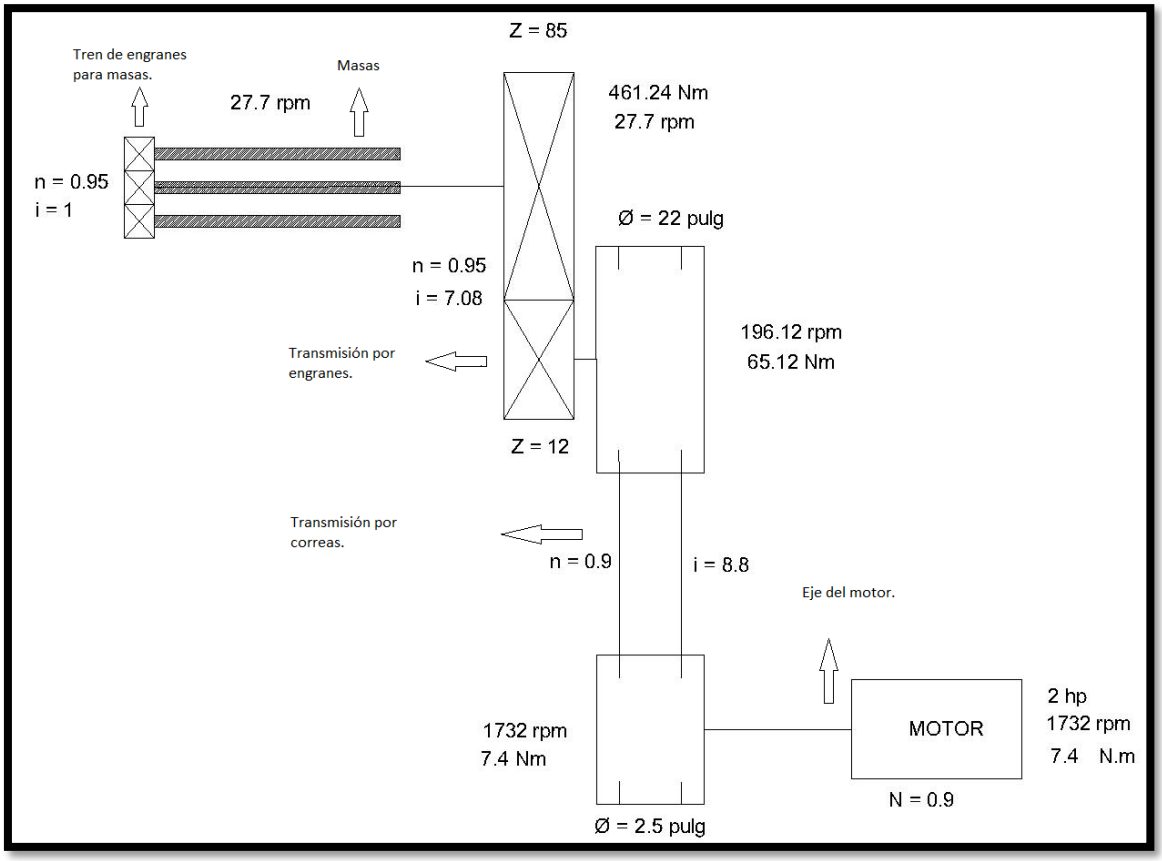


***Figura 45**. Diagrama cinemático del trapiche.*

Nota. Fuente: el Autor.

Analizados los posibles sistemas de seguridad y luego de haber realizado la matriz de toma de decisiones se optó por un mecanismo en específico, el cual consta de dos ejes estriados, cinco engranes, un engrane doble (embrague de perro) y una palanca.

El sistema escogido a partir de la matriz de toma de decisiones es el siguiente: **Mecanismo 1:** Caja de cambios rasio maju mundur.

https://www.youtube.com/watch?v=wRdsMODiYpM

Ubicación del sistema de inversión de giro en el trapiche (Figura 46):

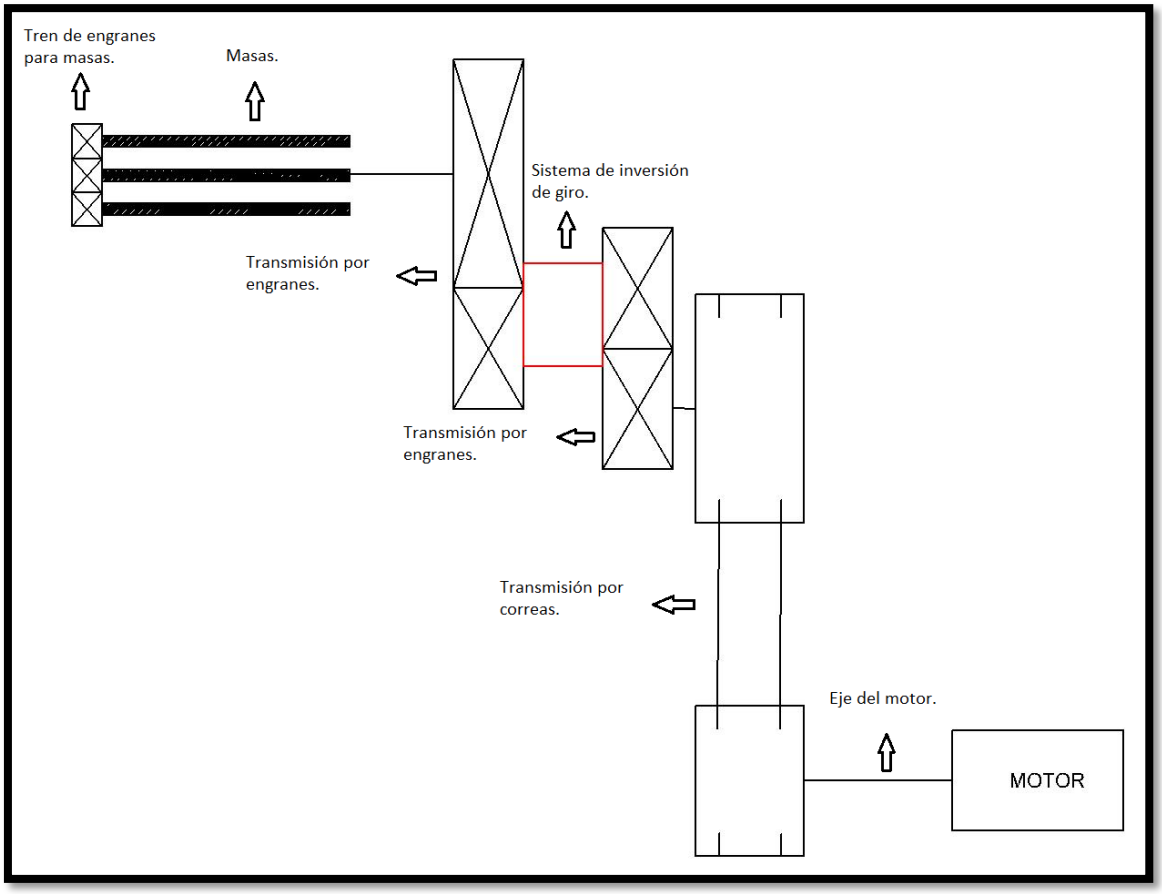


Figura 46. *Ubicación del sistema de inversión de giro en el trapiche.*

Nota. Fuente: el Autor.

A continuación, se da a conocer el diagrama cinemático del sistema de inversión de giro mecánico a implementarse en el trapiche Figura 47.

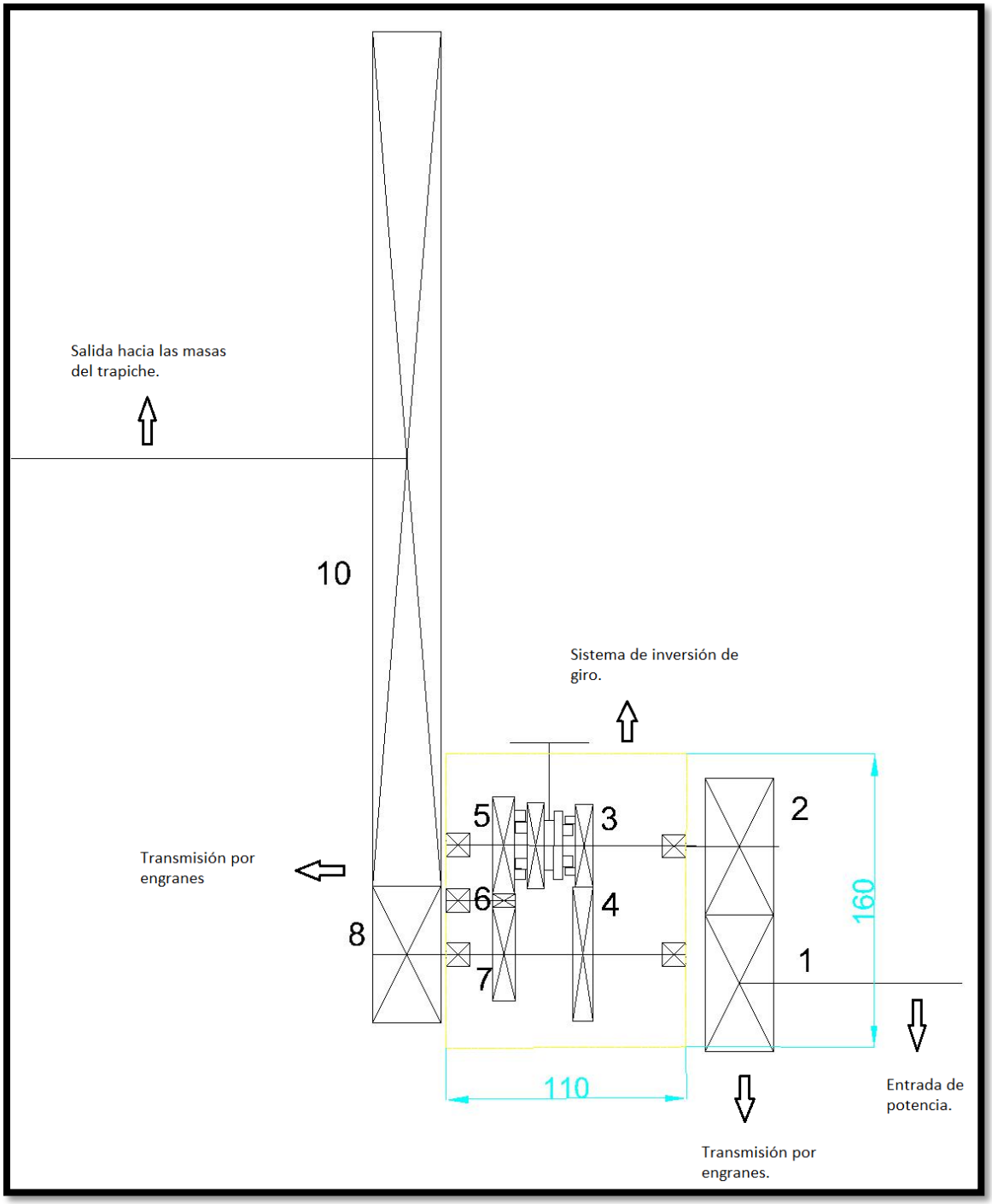


Figura 47. *Diagrama cinemático del sistema de seguridad, cotas en* mm*.*

Nota. Fuente: el Autor.

A continuación, se detalla el proceso de diseño del mecanismo de seguridad, el cual se divide en submecanismos. Para el proceso y valores se tomó como guía (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

- **Diseño del submecanismo 1** (transmisión de potencia de ingreso al sistema de inversión de giro).

Este submecanismo es el encargado de transmitir la potencia a la entrada del conjunto de inversión de giro Figura 48, el cual consta de dos engranes de hierro fundido. El trapiche consta con engranes de hierro fundido por ello se trabajará el mismo material.

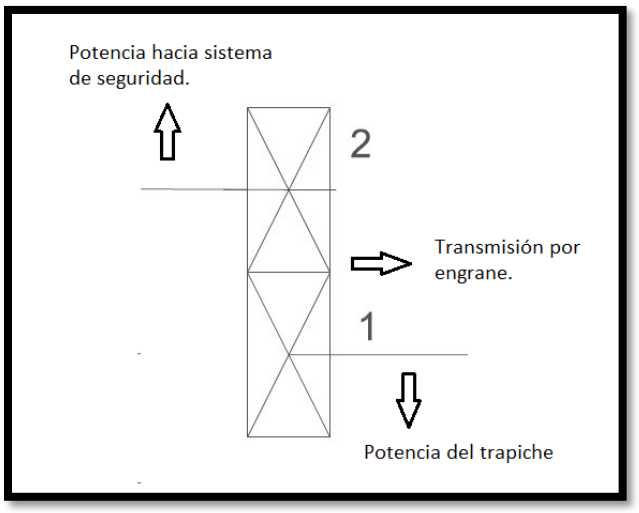


Figura 48. *Submecanismo 1.*

Nota. Fuente: el Autor.

Tabla 19

Datos del submecanismo 1

Denominación	Engrane 1	Engrane 2
n (rpm)	196,12 rpm	49 rpm
Torque (**τ**)	65,12 Nm	260,48 Nm
Potencia	1490 W	1490 W
Número de dientes (N ó Z)	12	12
Módulo (m)	5 mm	5 mm
Longitud del diente (Ld)	4 cm	4 cm
Diámetro exterior (Dext)	(N+2) x m = 7 cm	(N+2) x m = 7 cm
Diámetro interior (Dint)	(N-2,5) x m = 4,75 cm	(N-2,5) x m = 4,75 cm
Diámetro primitivo (Dp)	N x m = 6 cm	N x m = 6 cm

Nota. Fuente: el Autor.

Cálculos para los engranes del submecanismo 1:

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

$$W^t = \frac{33000\,H}{V} \quad \text{(Unidades habituales en Estados Unidos)}$$

$$\boldsymbol{W_t = 1000(P)/v_t} \quad \text{(Unidades SI)}$$

Esfuerzo de flexión de engranes

$$\sigma = W^t \times K_o \times K_v \times K_s \times \frac{P_d}{F} \times \frac{K_m \times K_B}{J} \qquad \text{(Unidades en Estados Unidos)}$$

$$\sigma = W^t \times K_o \times K_v \times K_s \times \frac{1}{b \times m_t} \times \frac{K_H \times K_B}{Y_J} \qquad \text{(Unidades SI)}$$

Límite de durabilidad en flexión de engranes

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{FS_F} \times \frac{Y_N}{K_T \times K_R} \qquad \text{(Unidades habituales en Estados Unidos)}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{FS_F} \times \frac{Y_N}{Y_\theta \times Y_Z} \qquad \text{(Unidades SI)}$$

Factor de seguridad en flexión:

$$FS_F = \frac{S_t \times Y_N / (K_T \times K_R)}{\sigma}$$

La relación de velocidades nominales es

VR = 1

El valor de sobrecarga **Ko = 1,50**, de acuerdo a la figura 14-17 del libro de Shingley pág 746. Con ello la potencia de diseño es

$$P_{diseño} = K_O \times P$$

$$P_{diseño} = 1{,}5 \times (1{,}490\ \text{kW}) = 2{,}235\ \text{kW}$$

Np = 12

Dp = Np x m = 12 x 5 = 60 mm

N_G = Np (VR) = 12 x 1 = 12

D_G = N_G x m = 12 x 5 = 60 mm

Velocidad de salida $n_G = n_p\ (Np/N_G)$

n_G = 196,12 rpm x (12/12) = 196,12 rpm

Distancia entre centros C = (Np + NG) x m/2

C = (12+12) x (5)/2

C = 60 mm

En unidades SI, la velocidad de la línea de paso (diámetro primitivo) en metros por segundo (m/s) es:

$$v_t = \pi \times D_p \times n_p/(60000)$$

donde D_P está en mm y n_p está en revoluciones por minuto (rpm). Entonces

$$v_t = (\pi \times 60 \times 196{,}12)/(60000)$$

$$v_t = 0{,}616 \text{ m/s}$$

En unidades SI, la carga transmitida Wt está en newtons (N). Si la potencia P está en kW y v_t está en m/s,

$$W_t = 1000(P)/v_t$$

$$W_t = (1000)(1{,}490)/0{,}616$$

$$\boldsymbol{W_t = 2418{,}8 \text{ N} = 2{,}418 \text{ kN}}$$

El ancho de cara (Ld) F en el sistema inglés es F = 12 (m). Para este problema, F = 40 mm.

Ks = K_B = 1

$$K_v = \left(\frac{A+\sqrt{V}}{A}\right)^B \qquad \text{V en pie/min}$$

$$K_v = \left(\frac{A+\sqrt{200V}}{A}\right)^B \quad \text{V en m/s}$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = 0{,}25(12 - Q_v)^{2/3}$$

Para Kv se utiliza Qv = 6

$$A = 50 + 56(1 - 0{,}825) = 60$$

$$B = 0{,}25(12 - 6)^{2/3} = 0{,}825$$

$$K_v = \left(\frac{60 + \sqrt{200 \times 0{,}616}}{60}\right)^{0{,}825}$$

$$\boldsymbol{K_v = 1,15}$$

- Cálculo del factor de distribución de cargas Km (K_H)

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

C_{mc} = 1 para dientes sin coronar

C_{mc} = 0,8 para dientes coronados

En este caso C_{mc} = 1

$$Cpf = \begin{cases} \dfrac{Ld}{10d} - 0.025 & Ld \leq 1 \text{ pulg} \\ \dfrac{Ld}{10d} - 0.0375 + 0.0125\ Ld & 1 < Ld \leq 17 \text{ pulg} \\ \dfrac{Ld}{10d} - 0.1109 + 0.0207\ Ld\ -\ 0.000228\ Ld^2 & 17 < Ld \leq 40 \text{ pulg} \end{cases}$$

.

.

$$C_{pf} = \frac{Ld}{10d} - 0{,}0375 + 0{,}0125Ld$$

$C_{pf} = \frac{Ld}{10Dp} - 0{,}0375 + 0{,}0125Ld$ *Dp es el diámetro del piñón

$$Ld \leq 17 \text{ pulg}$$

$$\frac{Ld}{Dp} = \frac{40}{60} = 0{,}66$$

$$C_{pf} = \frac{40}{10 \times 60} - 0{,}0375 + (0{,}0125 \times 40)$$

$$C_{pf} = 0{,}53$$

Cálculo de Cpm

$C_{pm} = 1$ Para piñón montado separado con $S_1/S < 0{,}175$

$C_{pm} = 1{,}1$ Para piñón montado separado con $S_1/S < 0{,}175$

$C_{pm} = 1$

- Cálculo de Cma

$$C_{ma} = A + BF + CF^2$$

Se considera que los engranajes son unidades comerciales, cerradas

A = 0,127

B = 0,0158

C = - 0,930(10^{-4})

F = 40 mm = 1,57 pulg

$$C_{ma} = 0{,}127 + 0{,}0158 \times (1{,}57) - 0{,}930 \times 10^{-4} \times (1{,}57)^2$$

$$C_{ma} = 0{,}152$$

- Cálculo de Ce

Ce = 0,8 para engranajes ajustados durante el ensamble o si la compatibilidad se mejora mediante lapeado, o ambos.

Ce = 1 para todas las otras condiciones.

En este caso Ce = 1

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

$$K_m = 1 + 1(0{,}53 \times 1 + 0{,}152 \times 1)$$

$$K_m = 1{,}68$$

- Cálculo de Jp y J_G de resistencia a la flexión

De la figura 14-6 del libro de Shigley página 733

Y_{Jp}, Jp = 0,20

Y_{JG}, J_G = 0,20

Cálculo del esfuerzo de flexión del diente del piñón y engrane

$$\sigma = W^t \times K_o \times K_v \times K_s \times \frac{1}{b \times m_t} \times \frac{K_H \times K_B}{Y_J}$$

$$\sigma_p = 2418{,}8 \times 1{,}5 \times 1{,}5 \times 1 \times \frac{1}{40 \times 5} \times \frac{1{,}68 \times 1}{0{,}20} = 228{,}57 \text{ MPa}$$

$$\sigma_G = 2418{,}8 \times 1{,}5 \times 1{,}5 \times 1 \times \frac{1}{40 \times 5} \times \frac{1{,}68 \times 1}{0{,}20} = 228{,}57 \text{ MPa}$$

- Estimación de esfuerzo de flexión St

Elijo un material de engrane en este caso son de hierro fundido: **St = 480 Mpa** (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)**.**

Cálculo del esfuerzo permisible

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{FS_F} \times \frac{Y_N}{K_T \times K_R} \qquad \text{(Unidades habituales en Estados Unidos)}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{FS_F} \times \frac{Y_N}{Y_\theta \times Y_Z} \qquad \text{(Unidades SI)}$$

- Cálculo del factor de temperatura K_T (Y_θ).

Se asume que con la utilización de un lubricante el sistema de engrane trabaja por debajo de los 120°C. Lo que da un **K_T=1**

- Cálculo del factor de confiabilidad K_R (Y_Z).

Aquí se hace uso de la tabla 14-10, pág. 744, se elige una confiabilidad de 0,99, con ello **K_R = 1**

- Cálculo del factor del ciclo de esfuerzo

De la figura 14-14, pág. 743 se escoge el número de ciclos de vida que se desea para el engrane. En este caso 10^7 ciclos, lo que corresponder a **Y_N = 1.**

$$\sigma_{perm} = 480 \text{ MPa} \times \frac{1}{1 \times 1}$$

$$\sigma_{perm\_p\_G} = 480 \text{ MPa}$$

Cálculo del coeficiente de seguridad frente al fallo debido a la flexión en la base del diente.

$$FS_{Fp} = \frac{\sigma_{perm\_p\_G}}{\sigma_P} = \frac{480 \text{ MPa}}{228{,}57 \text{ MPa}}$$

$$\boldsymbol{FS_{Fp} = 2{,}01}$$

$$FS_{FG} = \frac{\sigma_{perm\_p\_G}}{\sigma_G} = \frac{480 \text{ MPa}}{228{,}57 \text{ MPa}}$$

$$\boldsymbol{FS_{FG} = 2{,}01}$$

“El coeficiente de seguridad es mayor que uno, esto garantiza seguridad”.

Cálculo de la falla por picado o fatiga superficial

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t \times K_o \times K_v \times K_s \times \frac{K_H}{dw1b} \times \frac{Z_R}{Z_I}}$$

Esfuerzo de contacto permisible $\sigma_{c,perm}$

$$\sigma_{c,perm} = \frac{S_c}{FS_H} \times \frac{Z_N C_H}{K_T K_R} \qquad \text{(Unidades habituales en Estados Unidos)}$$

$$\sigma_{c,perm} = \frac{S_c}{FS_H} \times \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z} \qquad \text{(Unidades SI)}$$

- Cálculo del coeficiente elástico Z_E (Cp)

De la tabla 14-8, se escoge el material con el que está hecho el piñón y el engrane, en este caso hierro fundido lo cual da que **Z_E = 22 MPa^{0,5}.**

- Cálculo del factor geométrico de resistencia a la picadura I (Z_I)

$$m_G = \frac{N_G}{N_p} = \frac{d_G}{d_p}$$

$$Z_I = \frac{sen\ \emptyset_t \times cos\emptyset_t}{2 \times m_N} \times \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$m_G = \frac{12}{12} = 1$$

Ángulo de presión es 20°

m_N = 1para engranes rectos

$$Z_I = \frac{sen\ 20° \times cos 20°}{2 \times 1} \times \frac{1}{1+1}$$

$$\boldsymbol{Z_I = 0,08}$$

Cálculo del esfuerzo de compresión

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t \times K_o \times K_v \times K_s \times \frac{K_H}{dw1b} \times \frac{Z_R}{Z_I}}$$

$W^t = 2{,}4188$ kN

$K_o = 1{,}5$

$K_v = 1{,}15$

$K_s = 1$

$K_H = 1{,}68$

$Z_R = 1{,}5$ (Tabla 5)

$Z_I = 0{,}08$

$dw1 = 60\ \text{mm}$

$b = 40\ \text{mm}$

$$\sigma_{c,p-G} = 22\ \text{MPa}^{0,5} \times \sqrt{2418{,}8 \times 1{,}5 \times 1{,}15 \times 1 \times \frac{1{,}68}{60 \times 40} \times \frac{1{,}5}{0{,}08}}$$

$$\boldsymbol{\sigma_{c,p-G} = 162{,}8\ \text{MPa}}$$

- Estimación de resistencia superficial de contacto Sc

  Engrane de hierro fundido, entonces **Sc = 480 MPa**

- Factor de relación de dureza de resistencia a la picadura C_H (Z_W), solamente para el engrane.

De la figura 14-12, pág. 742, con $m_G = 1$ y una relación de dureza de 1,2. Se obtiene **$Z_W = 1$**

- Cálculo del factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura Z_N

De la figura 14-15 de la pág. 743, de acuerdo al número de ciclos de carga que es de 107, se tiene un valor de **$Z_N = 1$**.

Cálculo del esfuerzo de contacto permisible en el piñón y engrane.

$$\sigma_{c,perm-p} = \frac{S_c}{FS_H} \times \frac{Z_N}{Y_\theta Y_Z}$$

$$\sigma_{c,perm-p} = 480\ \text{MPa} \times \frac{1}{1 \times 1}$$

$$\boldsymbol{\sigma_{c,perm-p} = 480\ \text{MPa}}$$

$$\sigma_{c,perm-G} = \frac{S_c}{FS_H} \times \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z}$$

$$\sigma_{c,perm-G} = 480\ \text{MPa} \times \frac{1 \times 1}{1 \times 1}$$

$$\boldsymbol{\sigma_{c,perm-G} = 480\ \text{MPa}}$$

Cálculo del coeficiente de seguridad frente al fallo por picado o fatiga superficial.

$$FS_{Hp} = \frac{\sigma_{c,perm-p}}{\sigma_{c,p-G}}$$

$$\boldsymbol{FS_{Hp} = \frac{480\ \text{MPa}}{162,8\ \text{MPa}} = 2,9}$$

$$FS_{HG} = \frac{\sigma_{c,perm-G}}{\sigma_{c,p-G}}$$

$$\boldsymbol{FS_{HG} = \frac{480\ \text{MPa}}{162,8\ \text{MPa}} = 2,9}$$

Finalmente se comparan los coeficientes

Para el piñón FS_{Fp} con $(FS_H)^2_p$:

2,0 con $(2,9)^2$ = 8,4 la amenaza para ambos engranes es por flexión.

Para el engrane se compara FS_{FG} con $(FS_H)^2_G$:

2,01 con $(2,9)^2$ = 8,41 la amenaza en el engrane también es por flexión.

- **Diseño del submecanismo 2** (transmisión de potencia del engrane tres al engrane cuatro del sistema de inversión de giro)

Este submecanismo es el encargado de transmitir la potencia que ha entrado al sistema de inversión de giro, dirigiendo la potencia a la salida del sistema mediante el engranaje cuatro Figura 49, esta transmisión consta de dos engranes de acero. Se utilizará el acero como material ya que el conjunto de engranes adquiridos son este tipo de material.

En esta transmisión se obtiene a la salida un sentido de giro inverso al que entra en el engrane tres.

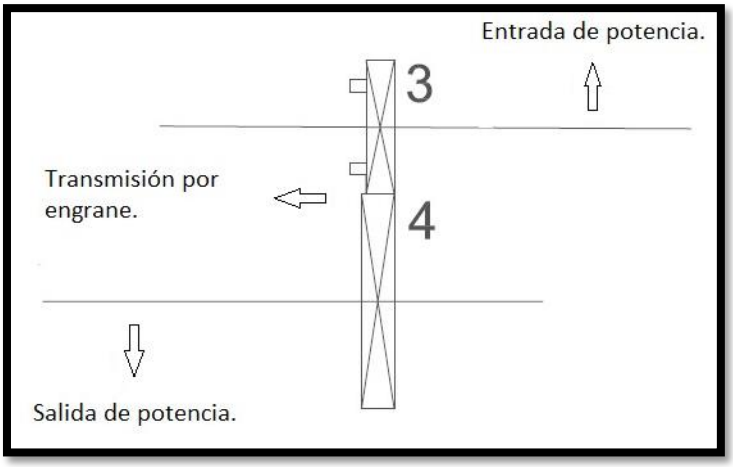


Figura 49. *Submecanismo 2.*

Nota. Fuente: el Autor.

Tabla 20

Datos del submecanismo 2

Denominación	Engrane 3	Engrane 4
n (rpm)	196,12 rpm	333,4 rpm
Torque ($\boldsymbol{\tau}$)	65,12 Nm	110,7 Nm
Potencia	1490 W	1490 W
Número de dientes (N ó Z)	18	32
Módulo (m)	2 mm	2 mm
Longitud del diente (Ld)	9 mm	10,5 cm
Diámetro exterior (Dext)	(N+2) x m = 4 cm	(N+2) x m = 6,8 cm
Diámetro interior (Dint)	(N-2,5) x m = 3,1 cm	(N-2,5) x m = 5,9 cm
Diámetro primitivo (Dp)	N x m = 3,6 cm	N x m = 6,4 cm

Nota. Fuente: el Autor.

Siguiendo con la misma secuencia de cálculo realizada para el submencanismo 1, se obtienen los resultados para el submencanismo 2.

Cálculo de la falla por flexión en la base del diente

- Esfuerzo de flexión del diente del piñón y engrane

$$\sigma = W^t \times K_o \times K_v \times K_s \times \frac{1}{b \times m_t} \times \frac{K_H \times K_B}{Y_J}$$

$$\sigma_p = 4037{,}9 \times 1{,}5 \times 1{,}1 \times 1 \times \frac{1}{10{,}5 \times 2} \times \frac{1{,}313 \times 1}{0{,}31} = 1343 \text{ MPa}$$

$$\sigma_G = 4037{,}9 \times 1{,}5 \times 1{,}1 \times 1 \times \frac{1}{10{,}5 \times 2} \times \frac{1{,}313 \times 1}{0{,}36} = 1157 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo de flexión permisible St

  Engrane de acero, entonces St= 1380 MPa.

- Esfuerzo permisible

$$\sigma_{perm} = 1380 \text{ MPa} \times \frac{1}{1 \times 1}$$

$$\sigma_{perm\_p\_G} = 1380 \text{ MPa}$$

- Coeficiente de seguridad debido al fallo por flexión en la base del diente.

$$FS_{Fp} = \frac{\sigma_{perm\_p\_G}}{\sigma_P} = \frac{1380 \text{ MPa}}{1343 \text{ MPa}}$$

$$\boldsymbol{FS_{Fp} = 1{,}027}$$

$$FS_{FG} = \frac{\sigma_{perm\_p\_G}}{\sigma_G} = \frac{1380 \text{ MPa}}{1157 \text{ MPa}}$$

$$\boldsymbol{FS_{FG} = 1{,}2}$$

Cálculo de la falla por picado o fatiga superficial

- Esfuerzo de compresión

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t \times K_o \times K_v \times K_s \times \frac{K_H}{dw1b} \times \frac{Z_R}{Z_I}}$$

$$\sigma_{c,p-G} = 191 \text{ MPa}^{0{,}5} \times \sqrt{4037{,}9 \times 1{,}5 \times 1{,}1 \times 1 \times \frac{1{,}313}{36 \times 10{,}5} \times \frac{1{,}5}{0{,}10}}$$

$$\boldsymbol{\sigma_{c,p-G} = 209{,}63 \text{ MPa}}$$

- Estimación de resistencia superficial de contacto Sc

  Engrane de acero, se escoge Sc = 1380 MPa

- Esfuerzo de contacto permisible en el piñón y engrane

$$\sigma_{c,perm-p} = \frac{S_c}{FS_H} \times \frac{Z_N}{Y_\theta Y_Z}$$

$$\sigma_{c,perm-p} = 1380 \text{ MPa} \times \frac{1}{1 \times 1}$$

$$\boldsymbol{\sigma_{c,perm-p} = 1380 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{c,perm-G} = \frac{S_c}{FS_H} \times \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z}$$

$$\sigma_{c,perm-G} = 1380 \text{ MPa} \times \frac{1 \times 1{,}005}{1 \times 1}$$

$$\boldsymbol{\sigma_{c,perm-G} = 1386{,}9 \text{ MPa}}$$

- Coeficiente de seguridad frente al fallo por picado o fatiga superficial

$$FS_{Hp} = \frac{\sigma_{c,perm-p}}{\sigma_{c,p-G}}$$

$$\boldsymbol{FS_{Hp} = \frac{1380 \text{ MPa}}{209{,}63 \text{ MPa}} = 6{,}5}$$

$$FS_{HG} = \frac{\sigma_{c,perm-G}}{\sigma_{c,p-G}}$$

$$\boldsymbol{FS_{HG} = \frac{1386{,}9 \text{ MPa}}{209{,}63 \text{ MPa}} = 6{,}6}$$

Finalmente se compara los resultados de los coeficientes

- Para el piñón FS_{Fp} con $(FS_H)^2_p$:

  1,027 con $(6{,}5)^2$ = 42,25 la amenaza para el piñón es por flexión.

- Para el engrane se compara FS_{FG} con $(FS_H)^2_G$:

  1,2 con $(6{,}6)^2$ = 43,56 la amenaza en el engrane también es por flexión.

- **Diseño del submecanismo 3** (transmisión de potencia del eje cinco al eje seis y posteriormente al engrane siete del sistema de inversión de giro)

Este submecanismo es el encargado de transmitir la potencia que ha entrado al sistema de inversión de giro, dirigiendo la potencia a la salida del sistema mediante el engranaje seis que finalmente entra en contacto con el engrane siete, esta transmisión consta de tres engranes de acero Figura 50. Se utilizará el acero como material ya que el conjunto de engranes adquiridos son de este tipo de material.

En esta transmisión se obtiene a la salida un sentido de giro igual al que entra en el engranaje cinco.

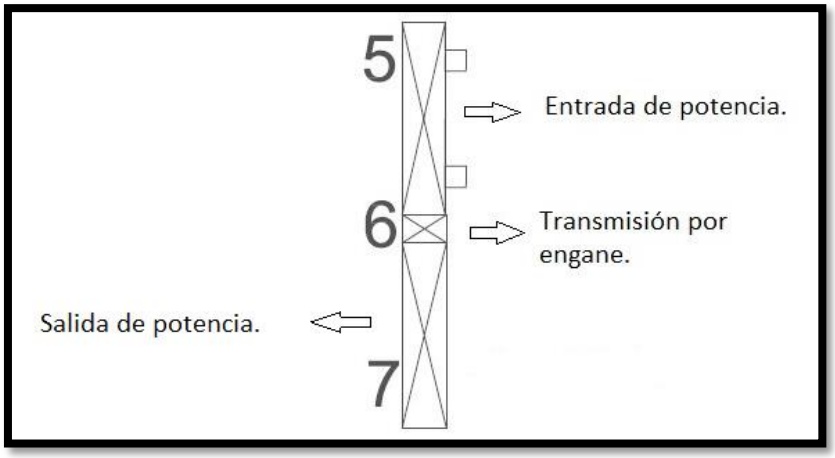


Figura 50. *Submecanismo 3.*

Nota. Fuente: el Autor.

Tabla 21

Datos del submecanismo 3

Denominación	Engrane 6	Engrane 7
n (rpm)	287,5 rpm	196,12 rpm
Torque (τ)	44,42 Nm	65,12 Nm
Potencia	1490 W	1490 W
Número de dientes (N ó Z)	15	22
Módulo (m)	2 mm	2 mm
Longitud del diente (Ld)	11 mm	11 mm
Diámetro exterior (Dext)	(N+2) x m = 3,4 cm	(N+2) x m = 4,8 cm
Diámetro interior (Dint)	(N-2,5) x m = 2,5 cm	(N-2,5) x m = 3,9 cm
Diámetro primitivo (Dp)	N x m = 3 cm	N x m = 4,4 cm

Nota. Fuente: el Autor.

De igual manera se sigue la secuencia de cálculo del submecanismo 1 y se obtiene los resultados en el submecanismo 3.

Cálculo de la falla por flexión en la base del diente

- Esfuerzo de flexión del diente del piñón y engrane

$$\sigma = W^t \times K_o \times K_v \times K_s \times \frac{1}{b \times m_t} \times \frac{K_H \times K_B}{Y_J}$$

$$\sigma_p = 3311 \times 1{,}5 \times 1{,}13 \times 1 \times \frac{1}{11 \times 2} \times \frac{1{,}26 \times 1}{0{,}25} = 1285 \text{ MPa}$$

$$\sigma_G = 3311 \times 1{,}5 \times 1{,}13 \times 1 \times \frac{1}{11 \times 2} \times \frac{1{,}26 \times 1}{0{,}31} = 1036{,}8 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo de flexión permisible St

  Engrane de acero, entonces St= 1380 MPa.

- Esfuerzo permisible

$$\sigma_{perm} = 1380 \text{ MPa} \times \frac{1}{1 \times 1}$$

$$\sigma_{perm\_p\_G} = 1380 \text{ MPa}$$

- Coeficiente de seguridad debido al fallo por flexión en la base del diente.

$$FS_{Fp} = \frac{\sigma_{perm\_p\_G}}{\sigma_P} = \frac{1380 \text{ MPa}}{1285 \text{ MPa}}$$

$$\boldsymbol{FS_{Fp} = 1{,}07}$$

$$FS_{FG} = \frac{\sigma_{perm\_p\_G}}{\sigma_G} = \frac{1380 \text{ MPa}}{1036{,}84 \text{ MPa}}$$

$$\boldsymbol{FS_{FG} = 1{,}33}$$

Cálculo de la falla por picado o fatiga superficial

- Esfuerzo de compresión

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t \times K_o \times K_v \times K_s \times \frac{K_H}{dw1b} \times \frac{Z_R}{Z_I}}$$

$$\sigma_{c,p-G} = 191 \text{ MPa}^{0{,}5} \times \sqrt{3311 \times 1{,}5 \times 1{,}13 \times 1 \times \frac{1{,}26}{30 \times 11} \times \frac{1{,}5}{0{,}10}}$$

$$\boldsymbol{\sigma_{c,p-G} = 247{,}77 \text{ MPa}}$$

- Estimación de resistencia superficial de contacto Sc

  Engrane de acero, se escoge Sc = 1380 MPa

- Esfuerzo de contacto permisible en el piñón y engrane

$$\sigma_{c,perm-p} = \frac{S_c}{FS_H} \times \frac{Z_N}{Y_\theta Y_Z}$$

$$\sigma_{c,perm-p} = 1380 \text{ MPa} \times \frac{1}{1 \times 1}$$

$$\boldsymbol{\sigma_{c,perm-p} = 1380 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{c,perm-G} = \frac{S_c}{FS_H} \times \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z}$$

$$\sigma_{c,perm-G} = 1380 \text{ MPa} \times \frac{1 \times 1{,}005}{1 \times 1}$$

$$\boldsymbol{\sigma_{c,perm-G} = 1386{,}9 \text{ MPa}}$$

- Coeficiente de seguridad frente al fallo por picado o fatiga superficial

$$FS_{Hp} = \frac{\sigma_{c,perm-p}}{\sigma_{c,p-G}}$$

$$\boldsymbol{FS_{Hp} = \frac{1380 \text{ MPa}}{247{,}77 \text{ MPa}} = 5{,}5}$$

$$FS_{HG} = \frac{\sigma_{c,perm-G}}{\sigma_{c,p-G}}$$

$$\boldsymbol{FS_{HG} = \frac{1386{,}9 \text{ MPa}}{247{,}77 \text{ MPa}} = 5{,}56}$$

Finalmente se compara los resultados de los coeficientes

- Para el piñón se compara FS_{Fp} con $(FS_H)^2_p$:

  1,07 con $(5{,}5)^2 = 30{,}25$ la amenaza para el piñón es por flexión.

- Para el engrane se compara FS_{FG} con $(FS_H)^2_G$:

  1,33 con $(5{,}56)^2 = 30{,}9$ la amenaza en el engrane también es por flexión.

- **Diseño del submecanismo 4** (transmisión de salida potencia del engrane ocho al engrane nueve)

Este submecanismo es el encargado de transmitir la potencia de salida hacia las masas del trapiche, esta transmisión consta de dos engranes de hierro fundido Figura 51. Se utilizará el hierro fundido como material ya que los engranes del trapiche son de este tipo de material

En esta transmisión es donde se da la inversión de giro de acuerdo a las posiciones de los engranajes que se encuentran dentro del sistema mecánico implementado en la máquina.

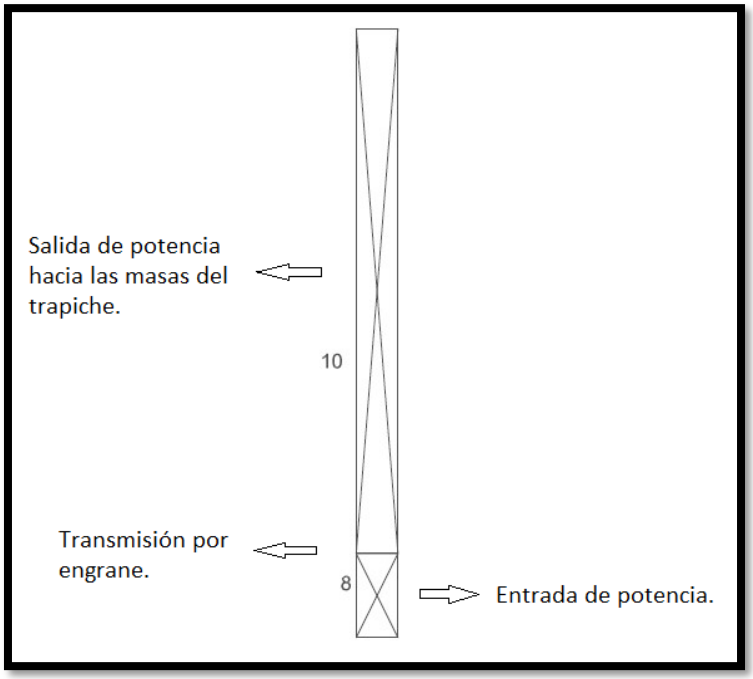


Figura 51. *Submecanismo 4.*

Nota. Fuente: el Autor.

Tabla 22

Datos del submecanismo 4

Denominación	Engrane 8	Engrane 10
n (rpm)	204,12 rpm	49 rpm
Torque (τ)	62,56 Nm	260,48 Nm
Potencia	1490 W	1490 W
Número de dientes (N ó Z)	12	85
Módulo (m)	5 mm	5 mm
Longitud del diente (Ld)	4 cm	4 cm
Diámetro exterior (Dext)	(N+2) x m = 7 cm	(N+2) x m = 43,5 cm
Diámetro interior (Dint)	(N-2,5) x m = 4,75 cm	(N-2,5) x m = 41,25 cm
Diámetro primitivo (Dp)	N x m = 6 cm	N x m = 42,5 cm

Nota. Fuente: el Autor.

Cálculo de la falla por flexión en la base del diente

- Esfuerzo de flexión del diente del piñón y engrane

$$\sigma = W^t \times K_o \times K_v \times K_s \times \frac{1}{b \times m_t} \times \frac{K_H \times K_B}{Y_J}$$

$$\sigma_p = 2328 \times 1{,}5 \times 1{,}5 \times 1 \times \frac{1}{40 \times 5} \times \frac{1{,}68 \times 1}{0{,}20} = 220 \text{ MPa}$$

$$\sigma_G = 2328 \times 1{,}5 \times 1{,}5 \times 1 \times \frac{1}{40 \times 5} \times \frac{1{,}68 \times 1}{0{,}42} = 104{,}76 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo de flexión permisible St

  En este caso es de hierro fundido, entonces St = 480 Mpa

- Esfuerzo permisible

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{FS_F} \times \frac{Y_N}{Y_\theta \times Y_Z}$$

$$\sigma_{perm} = 480 \text{ MPa} \times \frac{1}{1 \times 1}$$

$$\sigma_{perm\_p\_G} = 480 \text{ MPa}$$

- Coeficiente de seguridad debido al fallo por flexión en la base del diente

$$FS_{Fp} = \frac{\sigma_{perm\_p\_G}}{\sigma_P} = \frac{480 \text{ MPa}}{220 \text{ MPa}}$$

$$\boldsymbol{FS_{Fp} = 2{,}18}$$

$$FS_{FG} = \frac{\sigma_{perm\_p\_G}}{\sigma_G} = \frac{480 \text{ MPa}}{104{,}76 \text{ MPa}}$$

$$\boldsymbol{FS_{FG} = 4{,}5}$$

Cálculo de la falla por picado o fatiga superficial

- Esfuerzo de compresión

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t \times K_o \times K_v \times K_s \times \frac{K_H}{dw1b} \times \frac{Z_R}{Z_I}}$$

$$\sigma_{c,p-G} = 22 \text{ MPa}^{0{,}5} \times \sqrt{2328 \times 1{,}5 \times 1{,}15 \times 1 \times \frac{1{,}68}{60 \times 40} \times \frac{1{,}5}{0{,}14}}$$

$$\boldsymbol{\sigma_{c,p-G} = 120{,}7 \text{ MPa}}$$

- Estimación de resistencia superficial de contacto Sc

  Engrane de hierro fundido, entonces **Sc = 480 MPa**

- Esfuerzo de contacto permisible en el piñón y engrane.

$$\sigma_{c,perm-p} = \frac{S_c}{FS_H} \times \frac{Z_N}{Y_\theta Y_Z}$$

$$\sigma_{c,perm-p} = 480 \text{ MPa} \times \frac{1}{1 \times 1}$$

$$\boldsymbol{\sigma_{c,perm-p} = 480 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{c,perm-G} = \frac{S_c}{FS_H} \times \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z}$$

$$\sigma_{c,perm-G} = 480 \text{ MPa} \times \frac{1 \times 1{,}015}{1 \times 1}$$

$$\boldsymbol{\sigma_{c,perm-G} = 487{,}2 \text{ MPa}}$$

- Coeficiente de seguridad frente al fallo por picado o fatiga superficial

$$FS_{Hp} = \frac{\sigma_{c,perm-p}}{\sigma_{c,p-G}}$$

$$\boldsymbol{FS_{Hp} = \frac{480 \text{ MPa}}{120{,}7 \text{ MPa}} = 3{,}7}$$

$$FS_{HG} = \frac{\sigma_{c,perm-G}}{\sigma_{c,p-G}}$$

$$\boldsymbol{FS_{HG} = \frac{487{,}2 \text{ MPa}}{120{,}7 \text{ MPa}} = 4}$$

Finalmente se compara los resultados de los coeficientes

- Para el piñón se compara FS_{Fp} con $(FS_H)^2_p$:

  2,18 con $(3{,}7)^2$ = 13,69 la amenaza para ambos engranes es por flexión.

- Para el engrane se compara FS_{FG} con $(FS_H)^2_G$:

  4,5 con $(4)^2$ = 16 la amenaza en el engrane también es por flexión.

- **Diseño del submecanismo 5** (engranaje intermedio de posicionamiento)

Este submecanismo es el encargado de transmitir la potencia ya sea al engranaje tres o al engranaje cinco Figura 52, permitiendo de esta manera la inversión de giro a la salida del sistema.

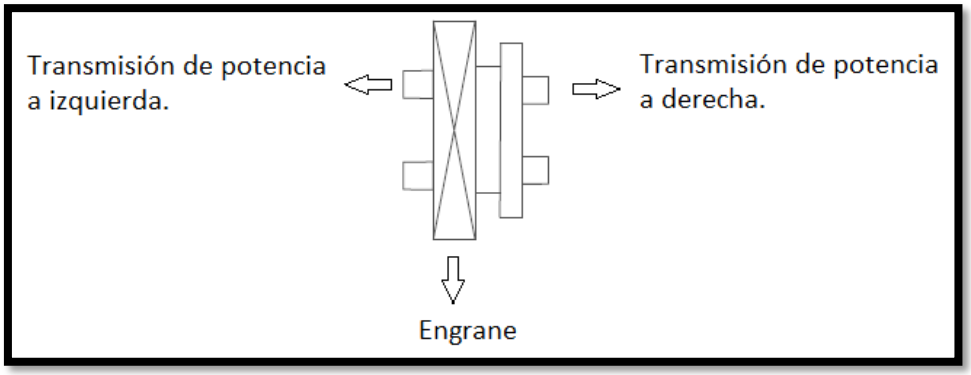


Figura 52. *Submecanismo 5.*

Nota. Fuente: el Autor.

Los dientes laterales de la Figura 52 se los calcula mediante las fórmulas del esfuerzo cortante a fin de validar el mismo y otros parámetros al cual está trabajando el mecanismo, de esta manera verificar su correcto funcionamiento.

Validación de los dientes laterales izquierdos.

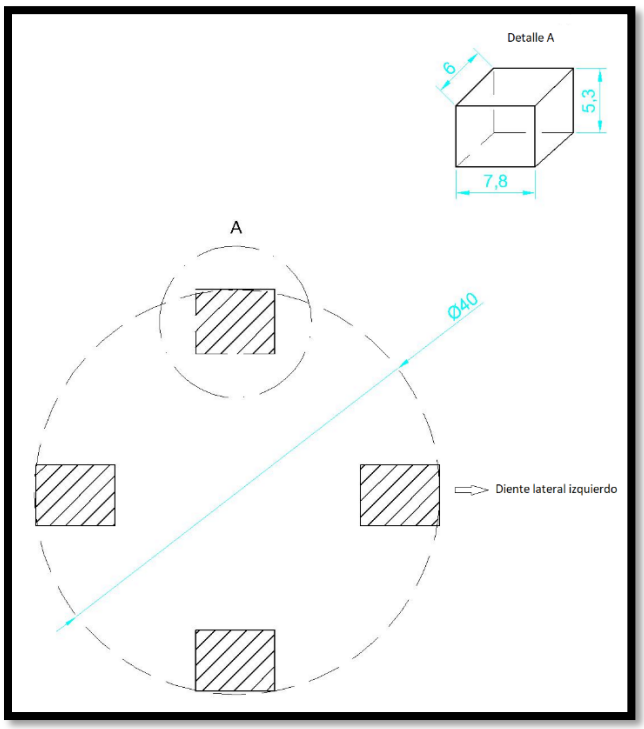


Figura 53. *Diente lateral izquierdo del submecanismo 5, cotas en* mm.

Nota. Fuente: el Autor.

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Donde:

$\boldsymbol{\tau}$ es el esfuerzo cortante en [MPa].

F es la fuerza que actúa sobre el sólido en [N].

A es la sección paralela a la fuerza en [m^2].

$$\tau_{perm} = 0{,}40\sigma_y$$

Según (Matías, 2015) el material utilizado para los engranes es el acero AISI 9310:

Resistencia última Su = 820 MPa

Resistencia de fluencia Sy ó σ_y = 450 MPa

$$\tau_{perm} = 0{,}40 \times 450 \text{ MPa}$$

$$\tau_{perm} = 180 \text{ MPa}$$

Cálculo de la fuerza que transmiten dichos dientes laterales.

$$v = 2 \times \pi \times r \times \frac{w}{60}$$

$$v = 2 \times \pi \times 18{,}75 \times 10^{-3} \text{ m} \times \frac{20{,}537 \ \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{60}$$

$$v = 0{,}04 \ \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Haciendo uso de la siguiente ecuación se despeja la fuerza.

$$P = F \times v$$

Donde:

P = es la potencia [W].

F = es la fuerza [F].

v = es la velocidad [m/s]

$$F = \frac{P}{v}$$

$$F = \frac{2 \text{ HP } \times 745 \text{ W}}{0{,}04 \text{ m/s}}$$

$$F = 37250 \text{ N}$$

Cálculo del esfuerzo cortante máximo de los dientes laterales.

$$\tau = \frac{37250\ \text{N}}{46{,}8\ \times 10^{-5}\ \text{m}^2}$$

$$\tau = 79{,}59\ \text{MPa}$$

Factor de seguridad

$$FS = \frac{180\ \text{MPa}}{79{,}59\ \text{MPa}} = 2{,}26$$

Con los resultados se puede evidenciar que los dientes están diseñados para transmitir una fuerza de 84240 N y la fuerza real que están transmitiendo es de 37250 N, es decir la fuerza que transmite en el mecanismo es mucho menor a la de diseño.

De la misma manera la resistencia de fluencia del material de los dientes laterales nos permite obtener el esfuerzo cortante admisible que es de 180 MPa, en comparación con el esfuerzo cortante real que es de 79,59 MPa, se observa que el esfuerzo de corte al cual está sometido el mecanismo es mucho menor al esfuerzo de corte admisible.

Validación de los dientes laterales derechos.

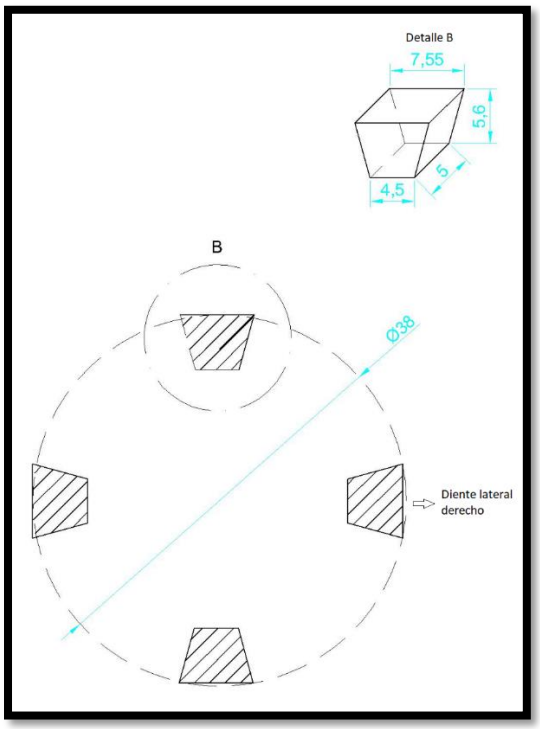


Figura 54. *Diente lateral derecho del submecanismo 5, cotas en* mm*.*

Nota. Fuente: el Autor.

$$\tau_{perm} = 0{,}40 \times 450\ \text{MPa}$$

$$\tau_{perm} = 180 \text{ MPa}$$

Cálculo de la fuerza que transmiten dichos dientes laterales.

$$v = 2 \times \pi \times r \times \frac{w}{60}$$

$$v = 2 \times \pi \times 18{,}75 \times 10^{-3} \text{ m} \times \frac{20{,}537 \ \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{60}$$

$$v = 0{,}04 \ \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Haciendo uso de la siguiente ecuación se despeja la fuerza.

$$P = F \times v$$

Donde:

P = es la potencia [W].

F = es la fuerza [F].

v = es la velocidad [m/s]

$$F = \frac{P}{v}$$

$$F = \frac{2 \text{ HP } \times 745 \text{ W}}{0{,}04 \text{ m/s}}$$

$$F = 37250 \text{ N}$$

Cálculo del esfuerzo cortante máximo de los dientes laterales.

$$\tau = \frac{37250 \text{ N}}{33{,}74 \ \times 10^{-5} \text{ m}^2}$$

$$\tau = 110{,}4 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad

$$FS = \frac{180 \text{ MPa}}{110{,}4 \text{ MPa}} = 1{,}63$$

Con los resultados se puede evidenciar que los dientes derechos están diseñados para transmitir una fuerza de 60732 N y la fuerza real que están transmitiendo es de 37250 N, es decir la fuerza que se transmite en el mecanismo es mucho menor a la de diseño.

De la misma manera la resistencia de fluencia del material de los dientes laterales permite obtener el esfuerzo cortante admisible que es de 180 MPa, en comparación con el esfuerzo cortante real que es de 110,4 MPa, se observa que el esfuerzo de corte al cual está sometido el mecanismo si es menor al esfuerzo de corte admisible.

- **Diseño del submecanismo 6** (palanca inversora de giro)

Este submecanismo es el encargado de cambiar de posición al conjunto de engrane (embrague de perro), permite conectar ya sea con el engrane tres o cinco, con la finalidad de tener un sentido de giro diferente a la salida del sistema, Figura 55.

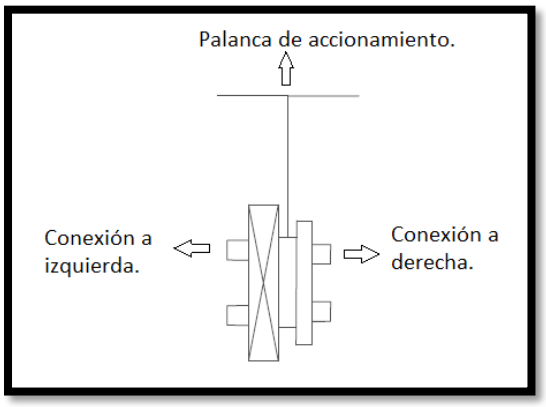


Figura 55. *Submecanismo 6.*

Nota. Fuente: el Autor.

El material utilizado para el sistema del accionamiento por pedal que permitirá la distinta ubicación (izquierda y derecha) del engrane intermedio del eje uno (Figura 56), se calcula mediante las fórmulas del esfuerzo cortante y por aplastamiento a fin de validar las dimensiones de estos elementos que conforman el sistema mecánico de posicionamiento. El perfil a implementar para este mecanismo será una pletina de 4 cm de ancho y su espesor será calculado.

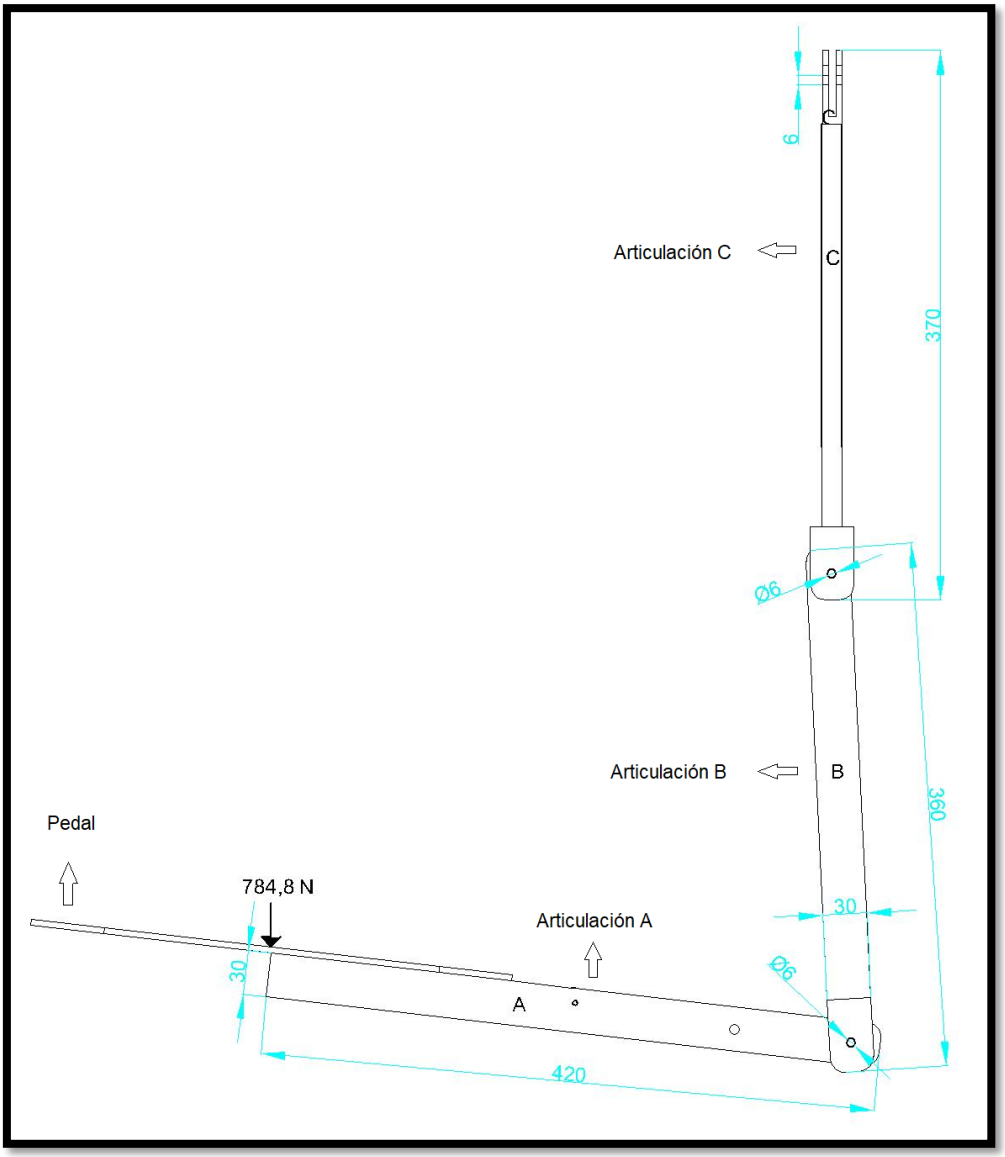


Figura 56. *Bosquejo de los elementos presentes en el pedal, cotas en* mm.

Nota. Fuente: el Autor.

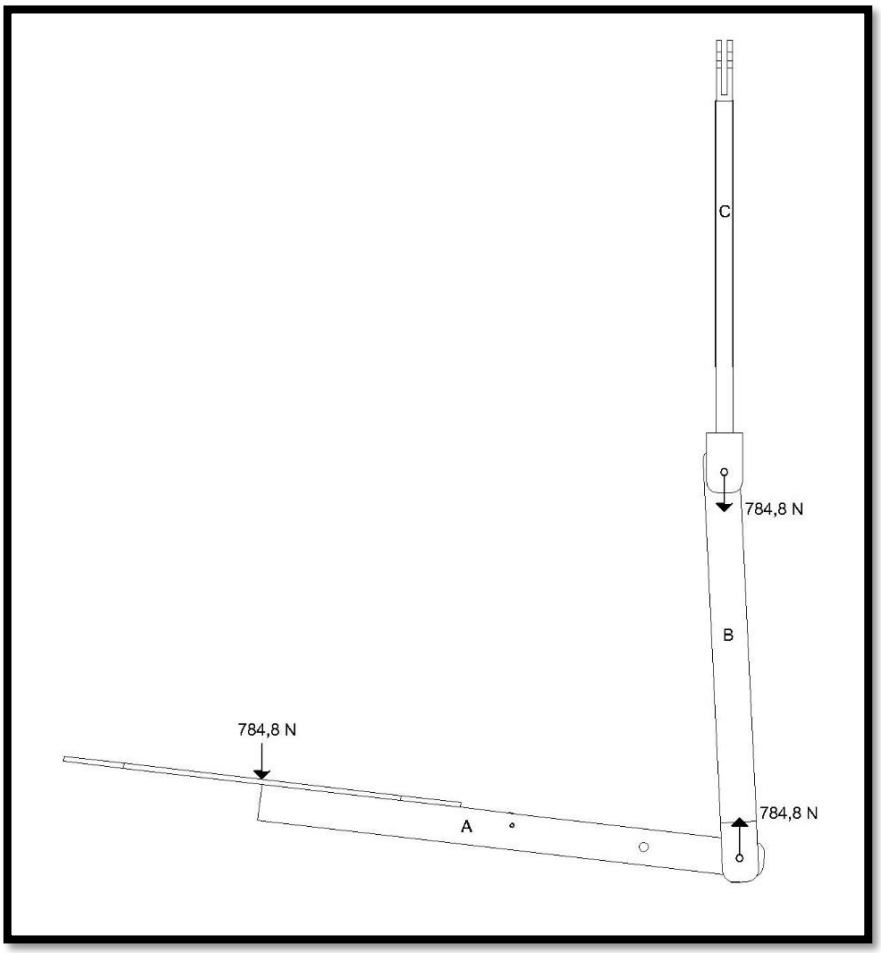


Figura 57. *Fuerzas actuantes en los pasadores.*

Nota. Fuente: el Autor.

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Donde:

$\boldsymbol{\tau}$ es el esfuerzo cortante en [MPa].

F es la fuerza que actúa sobre el sólido en [N].

A es la sección paralela a la fuerza en [m^2].

$$\tau_{perm} = 0{,}40\sigma_y$$

Los materiales más utilizados para estructuras es el acero AISI 1020 (waldunsteel, s.f.)

Resistencia ultima Su = 420 MPa

Resistencia de fluencia Sy ó σ_y = 350 MPa

El acero que se utiliza para fabricar pernos es el acero SAE 1018 (HUMI, 2016)

Resistencia ultima Su = 440 MPa

Resistencia de fluencia Sy ó σ_y = 370 MPa

$$\tau_{perm} = 0{,}40 \times 370 \text{ MPa}$$

$$\tau_{perm} = 148 \text{ MPa}$$

La fuerza máxima que ejerce con el pie una persona va relacionada con el peso de dicha persona. El peso promedio de una persona es de 80 kg.

$$F = \text{m} \times \text{g}$$

$$F = 80 \text{ kg} \times 9{,}81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F = 784{,}8 \text{ N}$$

Ya con el valor de la fuerza y con el esfuerzo permisible del material SAE 1018 se busca el diámetro mínimo requerido para el pasador del elemento A.

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$A = \frac{F}{\tau}$$

$$\frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{F}{\tau}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times F}{\pi \times \tau_{perm}}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 784{,}8 \text{ N}}{\pi \times 148 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}}$$

$$d = 2{,}6 \times 10^{-3} \text{ m} = 2{,}6 \text{ mm}$$

De igual manera se busca el diámetro mínimo requerido para el pasador del elemento B.

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$A = \frac{F}{\tau}$$

$$\frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{F}{\tau}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times F}{\pi \times \tau_{perm}}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 784{,}8\ \mathrm{N}}{\pi \times 148 \times 10^6\ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2}}}$$

$$d = 2{,}6 \times 10^{-3}\ \mathrm{m} = 2{,}6\ \mathrm{mm}$$

El diámetro mayor requerido para pasadores es de 2,67 mm con ello se opta por utilizar un pasador (perno M4) de **4 mm** que es un diámetro comercial, ya con un pasador establecido se calcula el esfuerzo cortante que existe en el mismo con la fuerza máxima aplicada.

$$\tau = \frac{784{,}8\ \mathrm{N}}{\frac{\pi \times (0{,}004\mathrm{m})^2}{4}}$$

$$\tau = 62{,}45\ \mathrm{MPa}$$

Factor de seguridad

$$FS = \frac{140\ \mathrm{MPa}}{62{,}45\ \mathrm{MPa}} = 2{,}24$$

Esfuerzo por aplastamiento en el punto de conexión del pedal (elemento A) con el elemento B

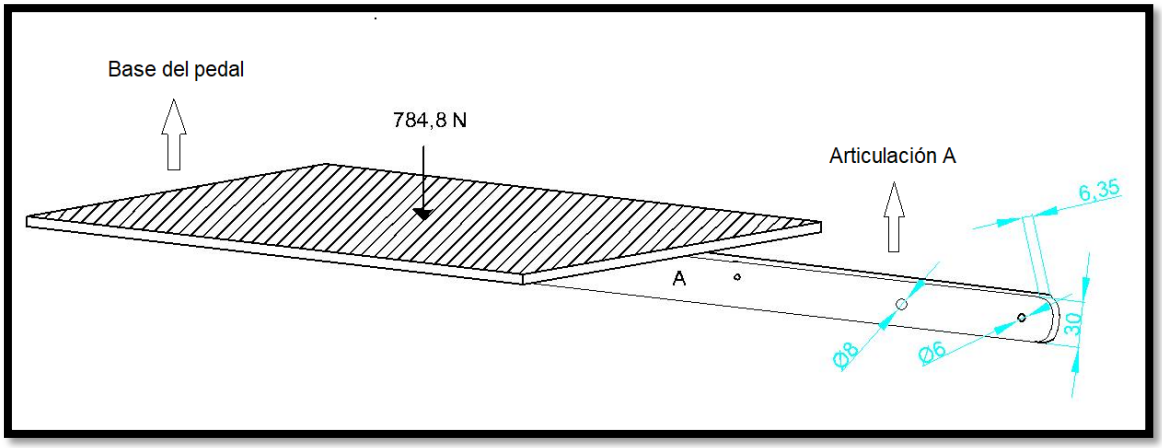


Figura 58. *Fuerza actuante en el pedal, cotas en* mm.

Nota. Fuente: el Autor.

$$\sigma_b = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_b = \frac{784{,}8\ \text{N}}{0{,}006\ \text{m} \times 0{,}00635\ \text{m}}$$

$$\sigma_b = 20{,}35\ \text{MPa}$$

Esfuerzo de aplastamiento en los apoyos del pasador del elemento B del mecanismo Figura 59.

$$\sigma_b = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_b = \frac{392{,}4\ \text{N}}{0{,}006\ \text{m} \times 0{,}004\ \text{m}}$$

$$\sigma_b = 16{,}35\ \text{MPa}$$

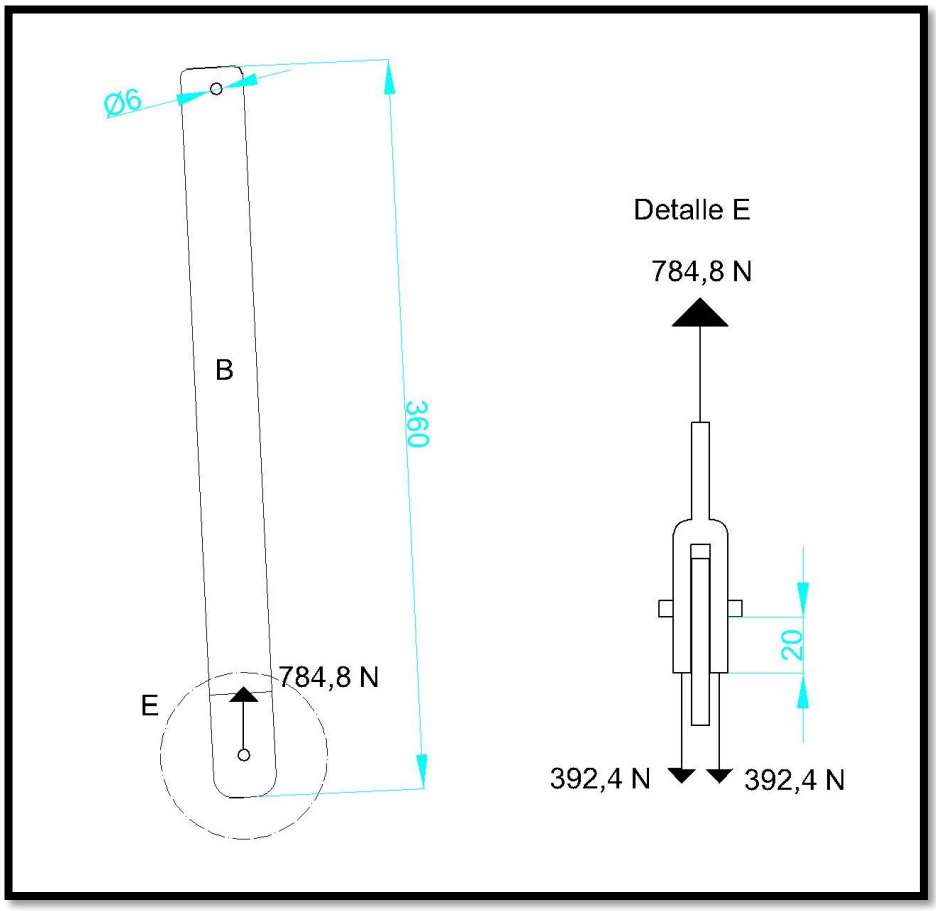


Figura 59. *Fuerzas actuantes en los orificios del pasador del elemento B.*

Nota. Fuente: el Autor.

Para poder identificar el espesor de la pletina de 4 cm de ancho se aplica el respectivo momento e inercia en esta geometría que es un rectángulo.

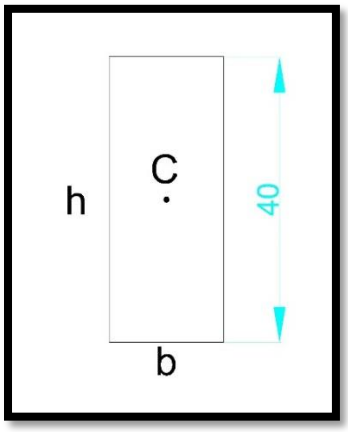


Figura 60. *Momento de inercia en la pletina, cota en* mm*.*

Nota. Fuente: el Autor.

Momento de inercia de un rectángulo.

$$I = \frac{b \times h^3}{12}$$

$$\sigma_f = \frac{m_f \times c}{I}$$

$$I = \frac{m_f \times c}{\sigma_f}$$

$$m_f = F \times d$$

$$m_f = 784{,}8\ \text{N} \times 0{,}29\ \text{m}$$

$$m_f = 226{,}8\ \text{Nm}$$

$$I = \frac{226{,}8\ \text{Nm} \times 0{,}02\text{m}}{140\ \times 10^6\ \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$I = 3{,}24\ \times 10^{-8}\text{m}^4$$

$$b = \frac{12 \times I}{h^3}$$

$$b = \frac{12 \times 3{,}24\ \times 10^{-8}\text{m}^4}{(0{,}04\text{m})^3}$$

$$b = 6{,}07 \times 10^{-3}\ \text{m} = 6{,}07\ \text{mm}$$

La base del rectángulo es de 6,07 mm, esto quiere decir que se debe tener un espesor mínimo de 6,07 mm, por consiguiente, se escoge un espesor comercial de la pletina que es de **6,35 mm**.

Con la geometría de la pletina se realiza el cálculo de esfuerzo a tracción en el elemento más crítico (B), tomando en cuenta cada extremo en su área más vulnerable.

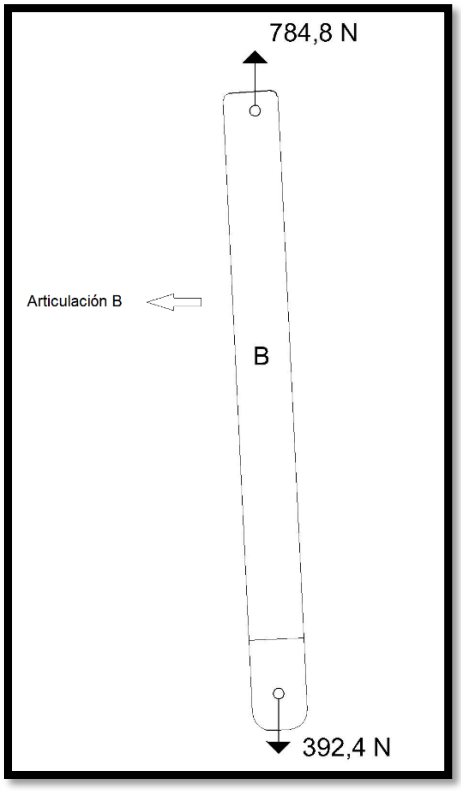


Figura 61. *Fuerzas actuantes en el elemento B.*

Nota. Fuente: el Autor.

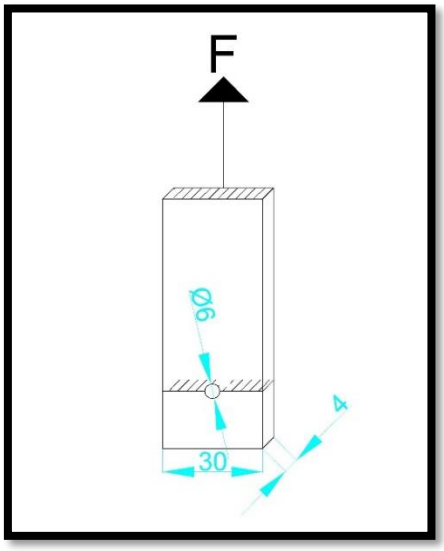


Figura 62. *Área crítica en el elemento B.*

Nota. Fuente: el Autor.

Esfuerzo a tracción del elemento B en el agujero inferior.

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

$$A = (0{,}03\text{m x } 0{,}004\text{m}) - (0{,}006\text{m x } 0{,}004\text{m})$$

$$A = 9{,}6\ x\ 10^{-5}\text{m}^2$$

$$\sigma = \frac{392{,}4\text{ N}}{9{,}6\text{ x } 10^{-5}\text{m}^2}$$

$$\sigma = 4{,}087\text{ MPa}$$

Esfuerzo a tracción del elemento B en el agujero superior.

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

$$\sigma = \frac{784{,}8\text{ N}}{9{,}6\text{ x } 10^{-5}\text{m}^2}$$

$$\sigma = 8{,}175\text{ MPa}$$

Para calcular el diámetro del apoyo principal del elemento A (será de acero AISI 1020), se aplica la fórmula de la teoría del esfuerzo cortante máximo. La fuerza actuante de 138 N resulta de la descomposición de la fuerza 784,8 N, a lo largo del eje x.

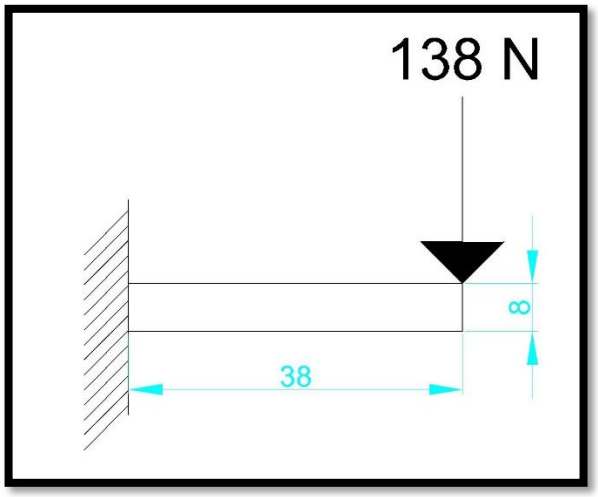


Figura 63. *Fuerza actuante en el apoyo principal del elemento A, cotas en* mm*.*

Nota. Fuente: el Autor.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times Mf}{\pi \times \sigma_{dis}}}$$

$$Mf = F \times d$$

$$Mf = 138\ \text{N} \times 0{,}038\ \text{m}$$

$$Mf = 5{,}24\ \text{Nm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 5{,}24\ \text{Nm}}{\pi \times 140 \times 10^6\ \text{N/m}^2}}$$

$$d = 7{,}25\ \times 10^{-3}\ \text{m} = 7{,}25\ \text{mm}$$

El diámetro del apoyo principal del elemento A debe tener un diámetro mínimo de 7,25 mm, se escoge un diámetro comercial de **8 mm**.

Selección del resorte

Para esta aplicación se usará un resorte de extensión por el requerimiento de trabajo a realizar, las fórmulas necesarias a tomar en cuenta se las encuentra en el capítulo 4.7 del marco teórico.

La fuerza promedio necesaria para desplazar el resorte se la propone, en este caso una fuerza de 98,1 N (10 lb de peso) para ejercer el desplazamiento correspondiente. Como se habla en el capítulo 4.7, el material de fabricación del resorte es el acero ASTM A227, de los catálogos de resortes se escoge un resorte de extensión modelo que cumpla con los requerimientos del trabajo a realizar (desplazamiento, diámetro del alambre, fuerza máxima que soporta, constante de resorte). Con estos datos previos se procede a realizar los respectivos cálculos a fin de validar el buen funcionamiento del mismo.

Datos:

$F_o = 98{,}1\ \text{N}$

$D_w = 2\ \text{mm}$

$D_E = 25\ \text{mm}$

$L_o = 130\ \text{mm}$

$L_f = 80\ \text{mm}$

$N_a = 22$

Esfuerzo cortante del resorte según su material: $\tau_b = 825\ \text{MPa}$

Modulo en cortante, G: $G = 79{,}3 \times 10^9\ \text{Pa}$

$D_I = D_E - 2 \times D_w$

$D_I = 25\ \text{mm} - 2 \times (2\ \text{mm})$

$D_I = 21\ \text{mm}$

$D_m = D_E - D_w$

$D_m = 25\ \text{mm} - 2\ \text{mm}$

$D_m = 23\ \text{mm}$

$C = \frac{D_m}{D_w}$

$C = \frac{23\ \text{mm}}{2\ \text{mm}} = 11{,}5$

$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0{,}615}{C}$

$K = \frac{4 \times (11{,}5) - 1}{4 \times (11{,}5) - 4} + \frac{0{,}615}{11{,}5} = 1{,}13$

Esfuerzo real esperado en el resorte

$\tau = \frac{8KFD_m}{\pi {D_w}^3}$

$\tau = \frac{8 \times 1{,}13 \times 98{,}1\ \text{N} \times 0{,}023\ \text{m}}{\pi \times (0{,}002\ \text{m})^3}$

$\tau = 811{,}57\ \text{MPa}$

$FS = \frac{825\ \text{MPa}}{811{,}57\ \text{MPa}} = 1{,}016$ aceptable.

Deflexión con la fuerza de operación

$f = \frac{8FC^3N_a}{GD_w}$

$$f = \frac{8 \times 98{,}1\ \text{N} \times 11{,}5^3 \times 22}{79{,}3 \times 10^9\ \text{Pa} \times 0{,}002\ \text{m}}$$

$$f = 0{,}165\ \text{m}$$

- **Diseño del submecanismo 7** (ejes de transmisión de potencia y rodamientos)

Este submecanismo es el que contiene los engranes tanto de entrada como de la salida de potencia que inicialmente entra al sistema de inversión de giro, cuenta con sus respectivos rodamientos que serán escogidos de acuerdo a las características de trabajo a la que estén sometidos Figura 64. Para los ejes se ocuparán las fórmulas correspondientes en el capítulo 5.4 que trata sobre los mismos.

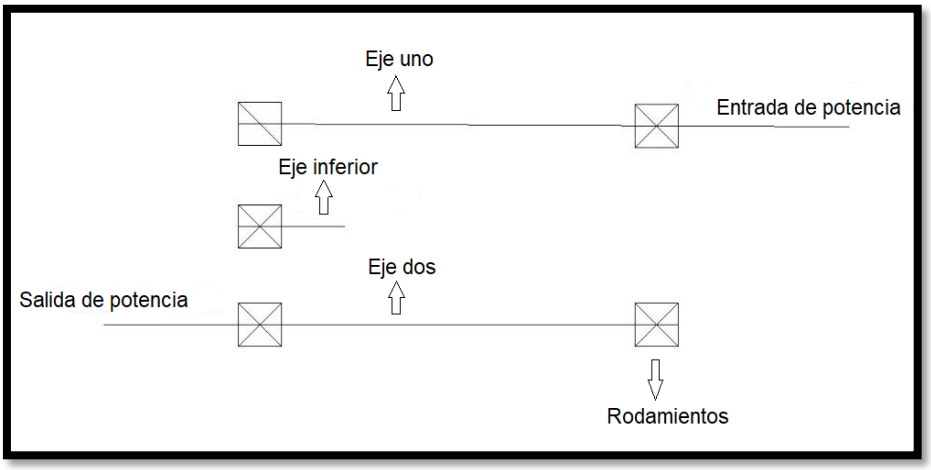


Figura 64. *Submecanismo 7.*

Nota. Fuente: el Autor.

Muchos ejes están hechos de ejes de bajo carbono, acero estirado en frío o acero laminado en caliente, como los son los aceros AISI 1020-1050.

En el caso del eje más pequeño que se deberá fabricar se opta por trabajar con un acero AISI 1020 el cual cuenta con un esfuerzo de su material de 350 MPa. Se utiliza este material ya que el eje inferior no soportara grandes cargas de trabajo.

Para los dos ejes de entrada y de salida se tomará en cuenta el tipo de material con los que cuenta una caja de cambios de una motocicleta, para ello se ha hecho una búsqueda de información con la finalidad de saber qué tipo de acero se utilizan en este caso.

El material más idóneo por sus características técnicas utilizado en la caja de cambios de una motocicleta es el acero AISI 1040 estirado en frío, también se podría trabajar con un acero AISI 9310. Los ejes de la caja de cambios están expuestos a un

elevado régimen de giro del motor, por lo que es conveniente elegir un acero (AISI 1040) con una alta resistencia a la rotura (Matías, 2015).

Las características de este material son:

Resistencia última Su = 590 MPa

Resistencia de fluencia Sy = 490 MPa

Las fórmulas a utilizar para los respectivos cálculos de los ejes están descritas en el capítulo 4.4.

Teoría del esfuerzo cortante máximo

$$\frac{32\sqrt{M^2+T^2}}{\pi \times d^3} \geq \frac{S_y}{FS}$$

$$d = \left(\frac{32FS}{\pi S_y}\sqrt{M^2+T^2}\right)^{1/3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32FS}{\pi S_y} \times \sqrt{Mf^2+MT^2}}$$

$$FS = 2 \quad Para\ falla\ por\ fatiga$$

$$F_{T\_engrane} = \frac{2 \times \tau}{D_{engrane}}$$

$$F_N = F_{T\_engrane} \times \tan\theta$$

$$F_x = \Sigma_{i=1}(F_i cos\theta_i)$$

$$F_y = \Sigma_{i=1}(F_i sen\theta_i)$$

Cálculos para el eje uno:

Mediante el previo análisis del trapiche modelo ya se sabe los valores respectivos de esfuerzos con los que está trabajando la máquina, es decir ya se tiene el torque y potencia que estará actuando en el eje de entrada (eje uno). Las distancias entre cada elemento presente en el eje se las proporciona ya que se cuenta con el mismo, en el cual se pueden evidenciar dichas distancias.

- Engranes 1-2

$\tau = 72{,}55\ \text{Nm}$

$\theta = 20°$

$S_y = 490\ \text{MPa}$

En este caso la posición del engrane uno con el dos se lo puede plantear de diferentes maneras, con esto las fuerzas que actúan sobre el eje uno va a variar conforme sea la posición de trabajo entre estos dos engranes. Por ello se planteó una hoja de cálculo para evidenciar cómo cambian dichas fuerzas al variar la posición de los engranes (1-2), de todos ellos se hace el diseño para el caso más crítico, de esta forma se garantiza el correcto funcionamiento del eje uno independientemente de la posición en la cual el operario opte por trabajarlo.

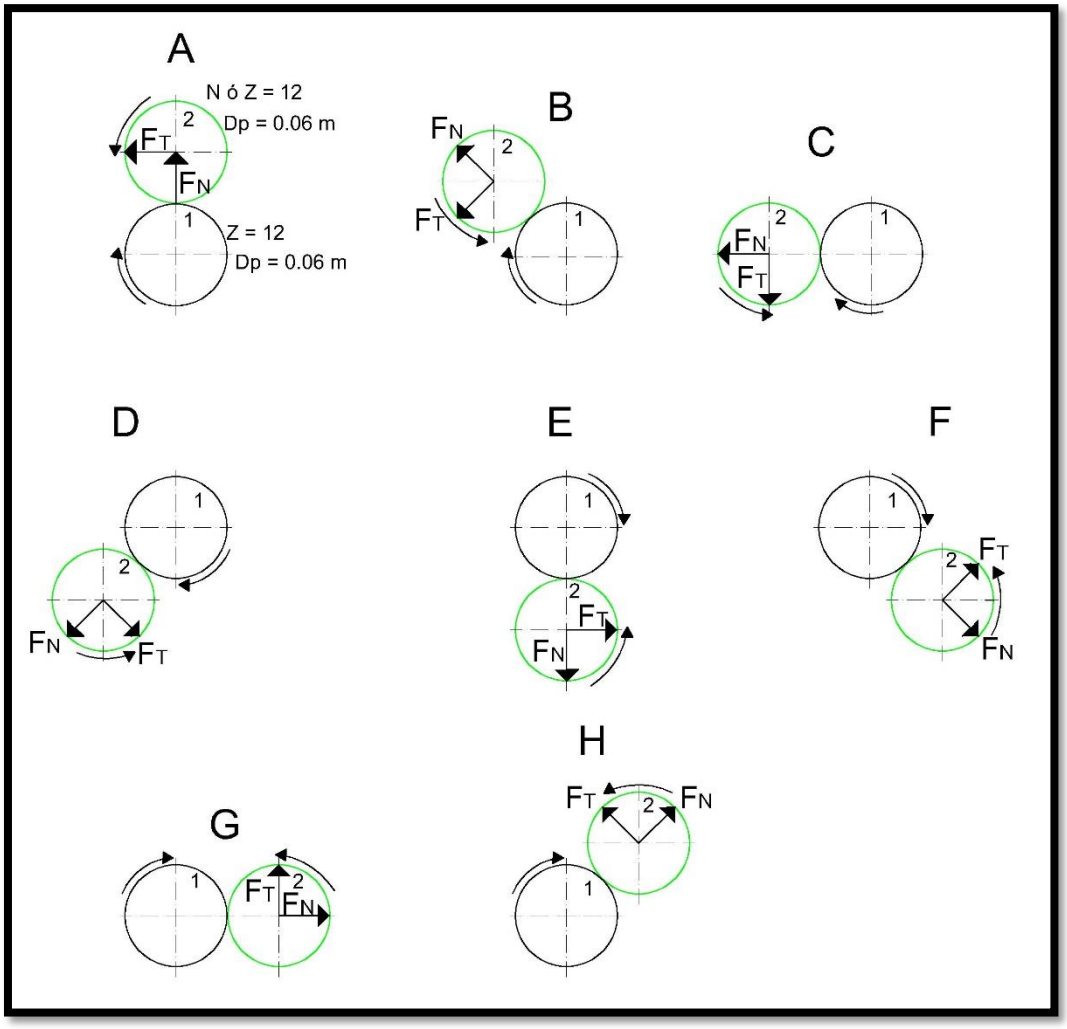


Figura 65. *Diferentes posiciones de trabajo entre el engrane uno y dos.*

Nota. Fuente: el Autor.

De todas las posibles posiciones de trabajo de la Figura 65, se utiliza la posición de trabajo más crítica Figura 66 con la cual se realizarán los respectivos cálculos.

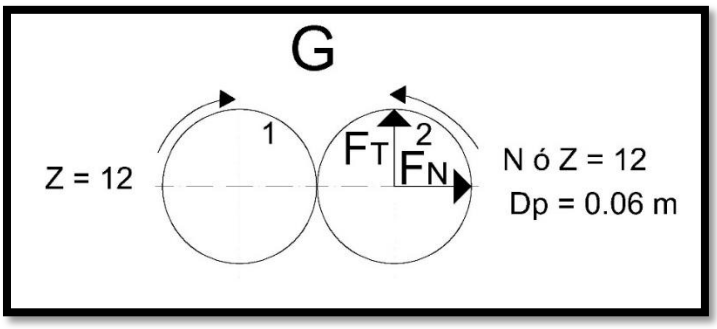


Figura 66. *Fuerzas entre engranes 1-2 (caso crítico), eje uno.*

Nota. Fuente: el Autor.

$$F_{T_{engrane}} = \frac{2 \times 72{,}55\ \text{N} \times \text{m}}{0{,}06\ \text{m}} = 2418{,}33\ \text{N} \angle 90°$$

$$F_N = 2418{,}33\ \text{N} \times \tan 20° = 880{,}201 \angle 0°$$

$$F_x = 0 + 880{,}201 = 880{,}201\ \text{N}$$

$$F_y = 2418{,}33 + 0 = 2418{,}33\ \text{N}$$

- Engranes 3-4

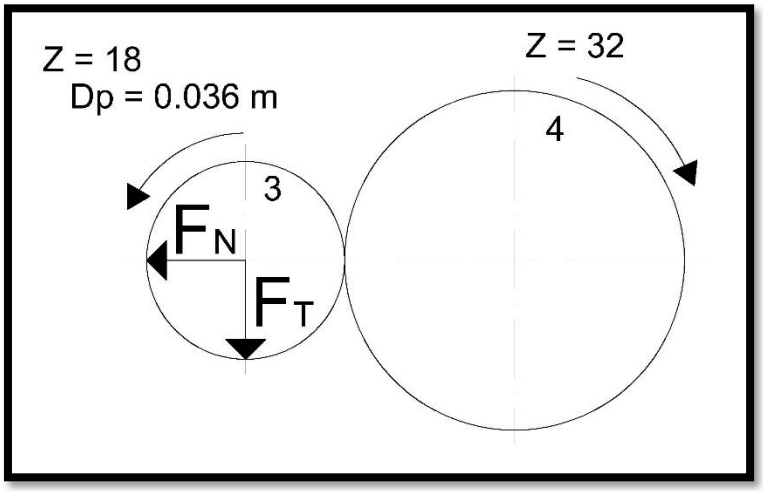


Figura 67. *Fuerzas entre engranes 3-4, eje uno.*

Nota. Fuente: el Autor.

$$F_{T_{engrane}} = \frac{2 \times 72{,}55\ \text{N.m}}{0{,}036\ \text{m}} = 4030{,}55\ \text{N} \angle 270°$$

$$F_N = 4030{,}55\ \text{N} \times \tan 20° = 1467\ \text{N} \angle 180°$$

$$F_x = 0 - 1467\ \text{N} = -1467\ \text{N}$$

$$F_y = -4030{,}55\ \text{N} + 0 = -4030{,}55\ \text{N}$$

- Engranes 5-6

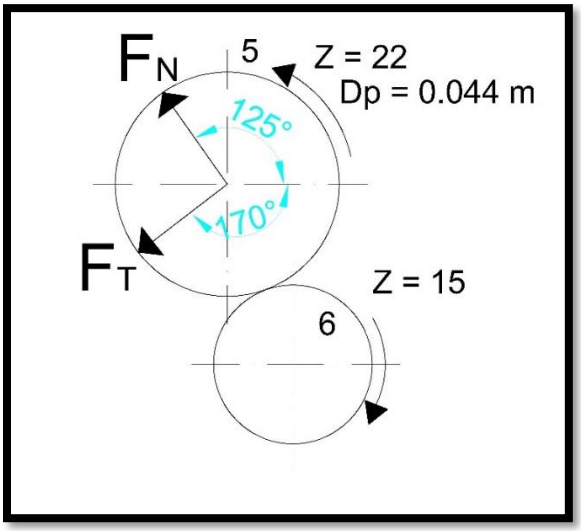


Figura 68. *Fuerzas entre engrane 5-6, eje uno.*

Nota. Fuente: el Autor.

$$F_{T_{engrane}} = \frac{2 \times 72{,}55 \ \text{N.m}}{0{,}044 \ \text{m}} = 3297{,}73 \ \text{N} \angle 215°$$

$$F_N = 3297{,}73 \ \text{N} \times \tan 20° = 1200{,}27 \angle 125°$$

$$F_x = -2701{,}34 \ \text{N} - 688{,}446 \ \text{N} = -3389{,}78 \ \text{N}$$

$$F_y = -1891{,}5 \ \text{N} + 983{,}2 \ \text{N} = -908{,}3 \ \text{N}$$

Cálculo de las reacciones horizontales en el eje uno.

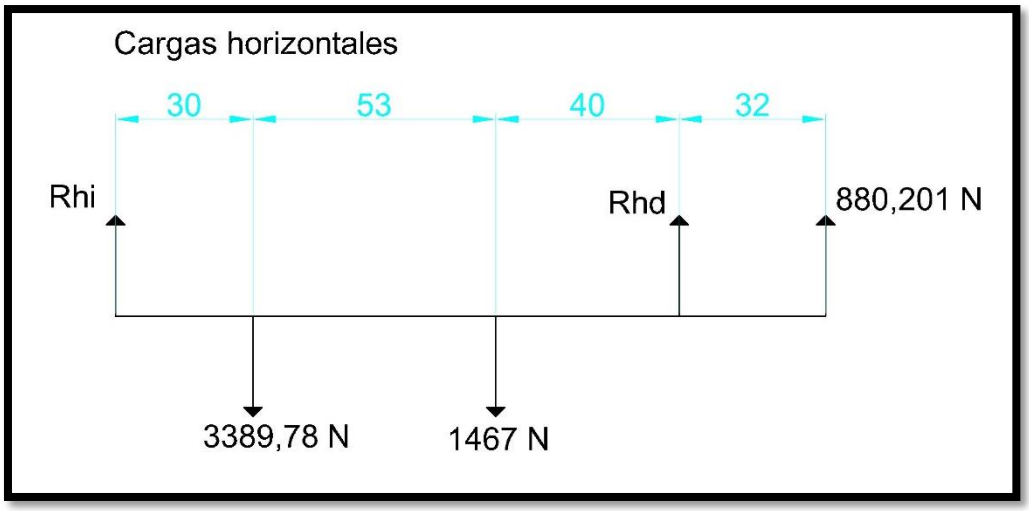


Figura 69. *Cargas horizontales, eje uno, cotas en* mm.

Nota. Fuente: el Autor.

$$\Sigma F_x = 0$$

$$Rhi - 3389{,}78\ \text{N} - 1467\ \text{N} + Rhd + 880{,}201\ \text{N} = 0$$

$$Rhi = 3976{,}579\ \text{N} - Rhd$$

$$\Sigma M_{Rhi} = 0$$

$$-3389{,}78\ \text{N}(0{,}03\text{m}) - 1467\text{N}(0{,}083\text{m}) + Rhd(0{,}123\text{m}) - 880{,}201\ \text{N}(0{,}155\text{m}) = 0$$

$$-101{,}69\ \text{N.m} - 121{,}761\ \text{N.m} + Rhd(0{,}123\text{m}) + 136{,}43\ \text{N.m} = 0$$

$$Rhd\ (0{,}123\text{m}) - 87{,}02\ \text{N.m} = 0$$

$$Rhd = 707{,}48\ \text{N}$$

$$Rhi = 3976{,}579\text{N} - 707{,}48\ \text{N}$$

$$Rhi = 3269{,}09\ \text{N}$$

Cálculo de las reacciones verticales en el eje uno.

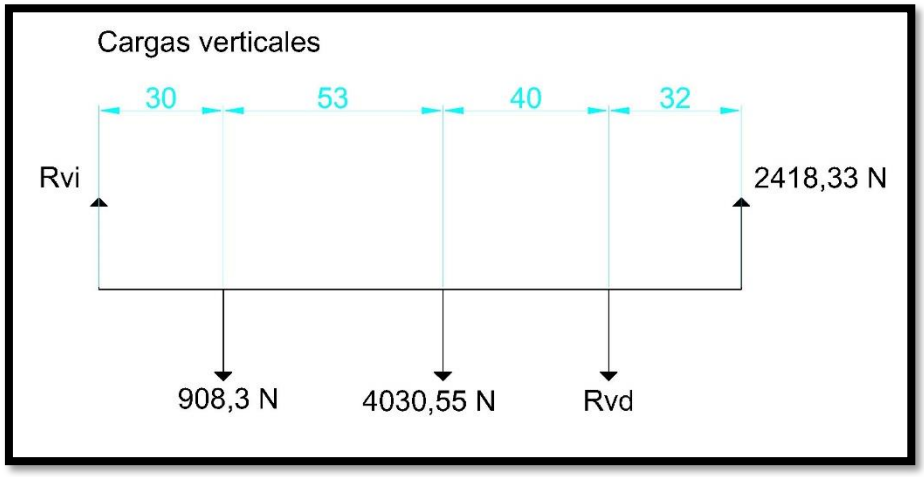


Figura 70. *Cargas verticales, eje uno, cotas en* mm.

Nota. Fuente: el Autor.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$Rvi - 908{,}3\ \text{N} - 4030{,}55\ \text{N} - Rvd + 2418{,}33\ \text{N} = 0$$

$$Rvi - Rvd = 2520{,}52\ \text{N}$$

$$Rvi = 2520{,}52\ \text{N} + Rvd$$

$$\Sigma M_{Rvi} = 0$$

$$-908{,}3\ \text{N}(0{,}03\text{m}) - 4030{,}55\ \text{N}(0{,}083\text{m}) - Rvd(0{,}123\text{m}) + 2418{,}33\ \text{N}(0{,}155\text{m}) = 0$$

$$-27{,}249\ \text{N.m} - 334{,}53\ \text{N.m} + Rvd(0{,}123\text{m}) + 374{,}84\ \text{N.m} = 0$$

$$-Rvd\ (0{,}123\text{m}) + 13{,}061\ \text{N.m} = 0$$

$$Rvd = \frac{13{,}061\ \text{Nm}}{0{,}123\text{m}}$$

$$Rvd = 106{,}187\ \text{N}$$

$$Rvi = 2520{,}52\ \text{N} + 106{,}187$$

$$Rvi = 2626{,}7\ \text{N}$$

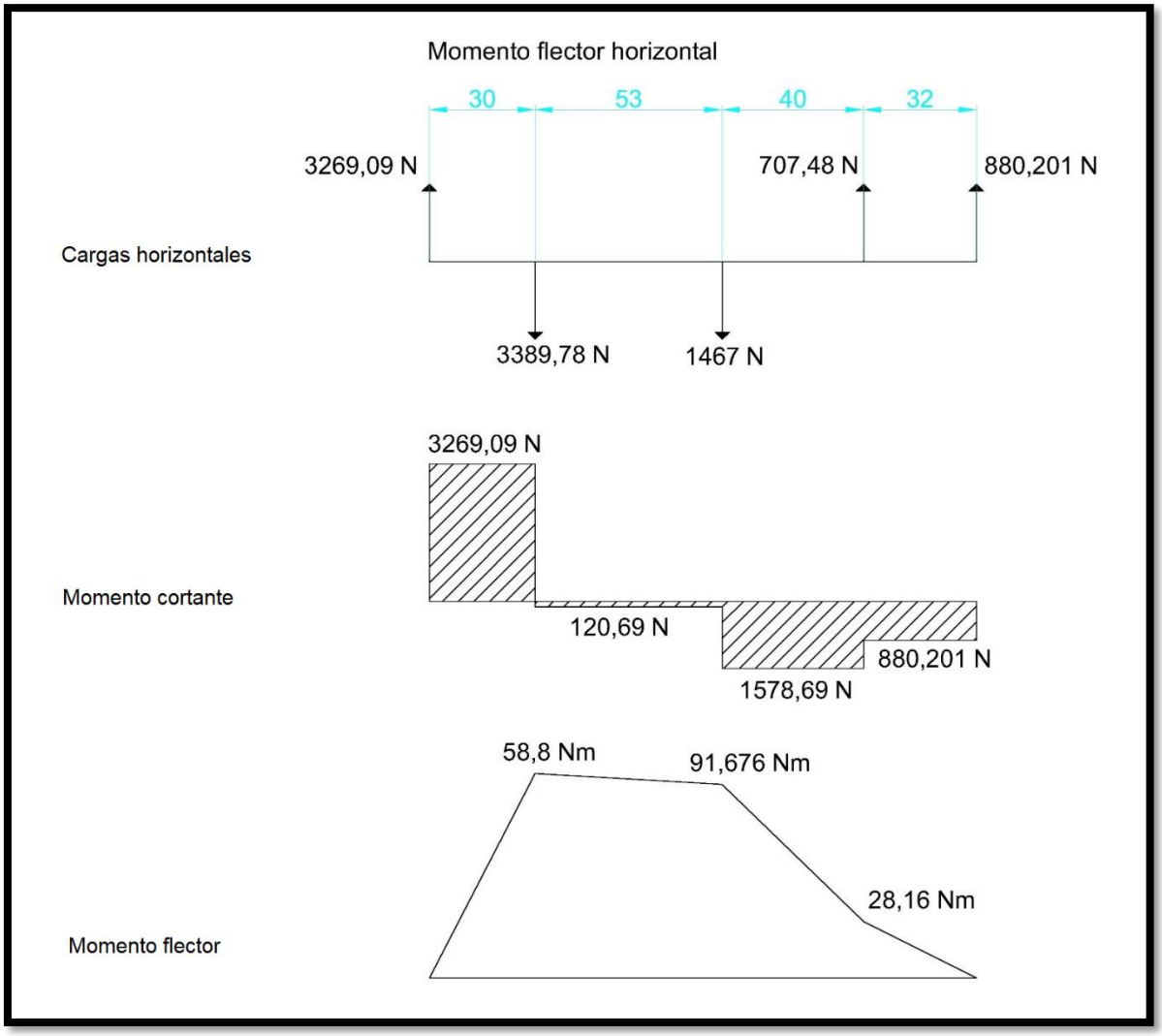


Figura 71. *Momento flector horizontal, eje uno.*

Nota. Fuente: el Autor.

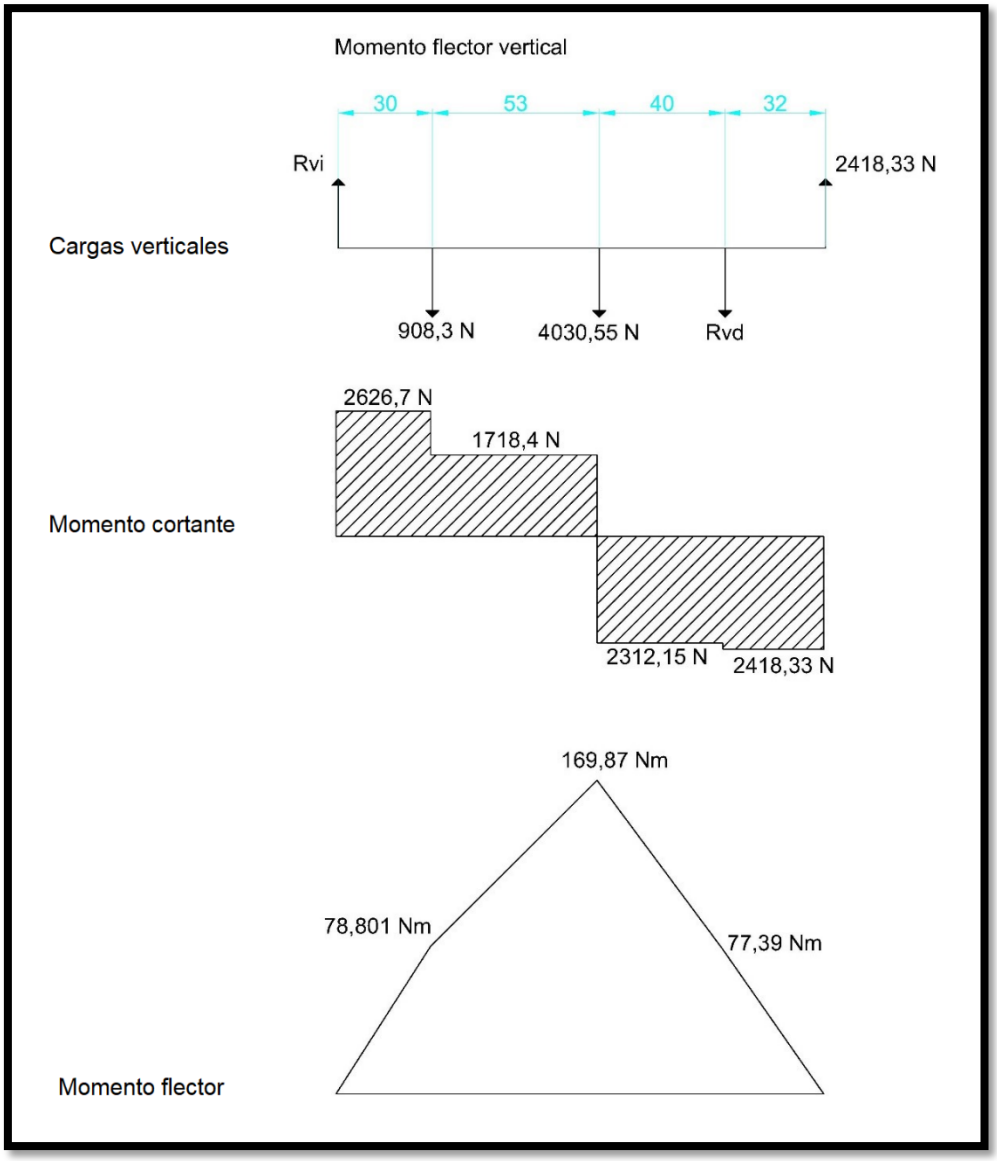


Figura 72. *Momento flector vertical, eje uno.*

Nota. Fuente: el Autor.

$$Mf_{IH} = 98{,}07 \text{ Nm}$$

$$Mf_{DH} = 28{,}16 \text{ Nm}$$

$$Mf_{IV} = 169{,}87 \text{ Nm}$$

$$Mf_{DV} = 77{,}39 \text{ Nm}$$

$$Mf_I = \sqrt{Mf_{IV}{}^2 + Mf_{IH}{}^2}$$

$Mf_I = \sqrt{169{,}87\ + 98{,}07^2} = \mathbf{196,151\ Nm}$ (Se considera para el diseño del eje uno)

$$Mf_D = \sqrt{{Mf_{DV}}^2 + {Mf_{DH}}^2}$$

$$Mf_I = \sqrt{77{,}39^2 + 28{,}16} = 82{,}35\ \text{Nm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32FS}{\pi S_y} \times \sqrt{Mf^2 + MT^2}}$$

$$S_y = 490\ \text{MPa}$$

$$MT = 72{,}55\ \text{Nm}$$

$$FS = 2$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 2}{\pi \times 490 \times 10^6} \times \sqrt{196{,}151^2 + 72{,}55^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{(4{,}157 \times 10^{-8} \times (209{,}138)}$$

$$d = 0{,}020\ \text{m} = 20\ \text{mm}$$

$\boldsymbol{d_{eje\_1} = 20\ mm}$ Diámetro comercial

Cálculos para el eje dos:

Al igual que en el eje uno, se tiene presente el torque y potencia a los que estará sometido este eje dos. Las distancias entre cada elemento del eje se las proporciona porque se cuenta con el mismo en el cual se pude evidenciar.

$\tau = 72{,}55\ \text{Nm}$

$\theta = 20°$

- Engranes 4-3

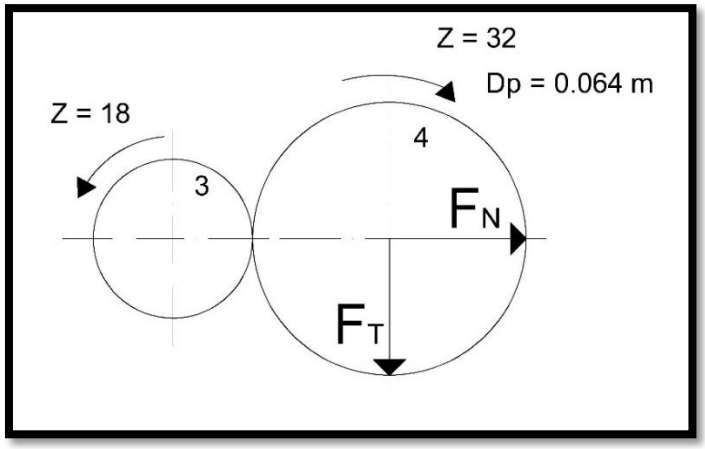


Figura 73. *Fuerzas entre engranes 3-4, eje dos.*

Nota. Fuente: el Autor.

$$F_{T_{engrane}} = \frac{2 \times 72{,}55 \text{ Nm}}{0{,}064 \text{ m}} = 2267{,}18 \text{ N} \angle 270°$$

$$F_N = 2267{,}18 \text{ N} \times \tan 20° = 825{,}188 \text{ N} \angle 330°$$

$$F_x = 0 \text{ N} + 825{,}188 \text{ N} = 825{,}188 \text{ N}$$

$$F_y = -2267{,}18 \text{ N} - 0 \text{ N} = -2267{,}18 \text{ N}$$

- Engranes 7-6

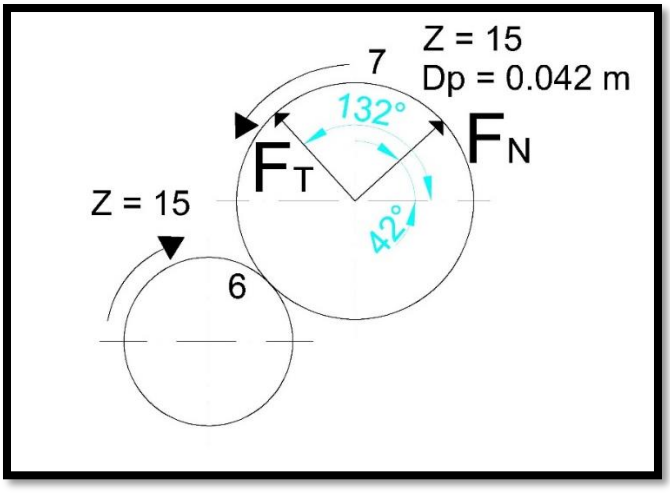


Figura 74. *Fuerzas entre engranes 6-7, eje dos.*

Nota. Fuente: el Autor.

$$F_{T_{engrane}} = \frac{2 \times 72{,}55 \text{ Nm}}{0{,}042 \text{ m}} = 3454{,}76 \text{ N} \angle 132°$$

$$F_N = 3454{,}76 \text{ N} \times \tan 20° = 1257{,}43 \text{ N} \angle 42°$$

$$F_x = -2311{,}68\ \text{N} + 943{,}45\ \text{N} = -1377{,}233\ \text{N}$$

$$F_y = 2567{,}38\ \text{N} + 841{,}38\ \text{N} = 3408{,}77\ \text{N}$$

- Engranes 8-9

De igual manera como en el caso del eje uno, la posición de trabajo entre el engrane ocho y nuevo influye para el dimensionamiento del eje dos. De todas las posiciones posibles entre el engrane ocho y nueve, se encogerá los resultados más críticos para el cálculo del eje dos.

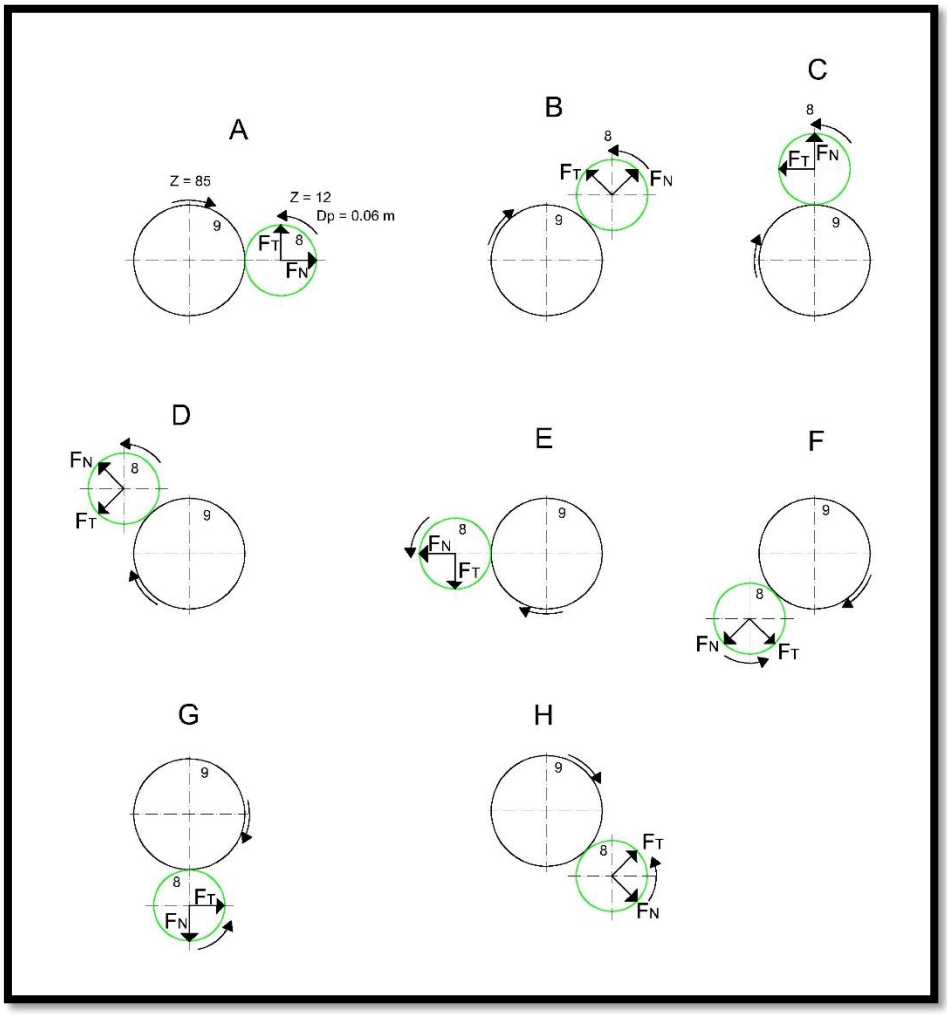


Figura 75. *Diferentes posiciones de trabajo entre el engrane ocho y nueve.*

Nota. Fuente: el Autor.

De todas las posibles posiciones de trabajo de la Figura 75, se utiliza la posición de trabajo más crítica con la cual se realizarán los respectivos cálculos. En este caso mediante la hoja de cálculo se evidencio que a partir de la posición E hasta la H se

obtendrá el mismo diámetro (máximo valor) necesario para el eje dos, por tal razón se trabaja con la posición E (Figura 76) para los respectivos cálculos.

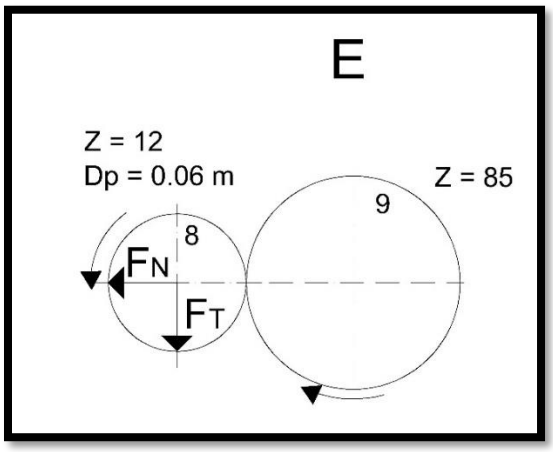


Figura 76. *Fuerzas entre engranes 8-9 (caso critico), eje dos.*

Nota. Fuente: el Autor.

$$F_{T_{engrane}} = \frac{2 \times 72{,}55 \text{ N.m}}{0{,}06 \text{ m}} = 2418{,}33 \text{ N} \angle 180°$$

$$F_N = 2418{,}33 \text{ N} \times \tan 20° = 880{,}20 \text{ N} \angle 270°$$

$$F_x = -2418{,}33 \text{ N} + 0 \text{ N} = -2418{,}33 \text{ N}$$

$$F_y = 0 \text{ N} - 880{,}20 \text{ N} = -880{,}20 \text{ N}$$

Cálculo de las reacciones horizontales en el eje dos.

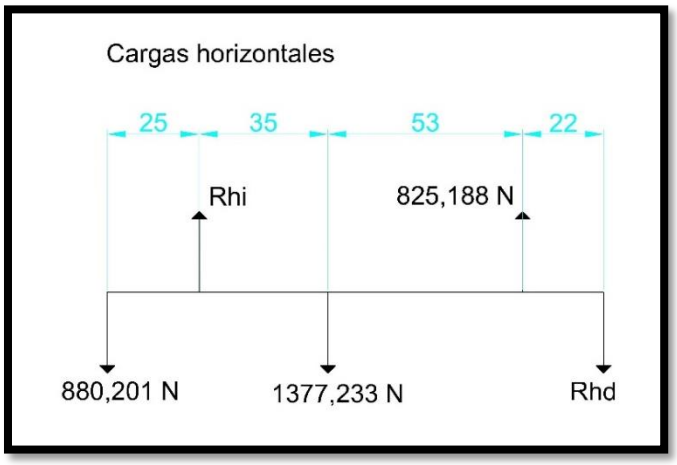


Figura 77. *Cargas horizontales, eje dos, cotas en* mm.

Nota. Fuente: el Autor.

$$\Sigma F_x = 0$$

$$-880{,}201\ \text{N} + Rhi - 1377{,}233\ \text{N} + 825{,}188\ \text{N} - Rhd = 0$$

$$Rhi - Rhd = 1432{,}246\ \text{N}$$

$$Rhi = 1432{,}246\ \text{N} + Rhd$$

$$\Sigma M_{Rhi} = 0$$

$$880{,}201\ \text{N}(0{,}025\text{m}) - 1377{,}233\ \text{N}(0{,}035\text{m}) + 825{,}188\text{N}(0{,}088\text{m}) - Rhd(0{,}11\text{m}) = 0$$

$$22\ \text{N.m} - 48{,}20\ \text{N.m} + 72{,}62\ \text{N.m} - Rhd(0{,}11\text{m}) = 0$$

$$-Rhd\ (0{,}11\text{m}) + 46{,}42\ \text{N.m} = 0$$

$$Rhd = 421{,}9\ \text{N}$$

$$Rhi = 1432{,}246\ \text{N} + 421{,}9\ \text{N}$$

$$Rhi = 1854{,}146\ \text{N}$$

Cálculo de las reacciones verticales en el eje dos.

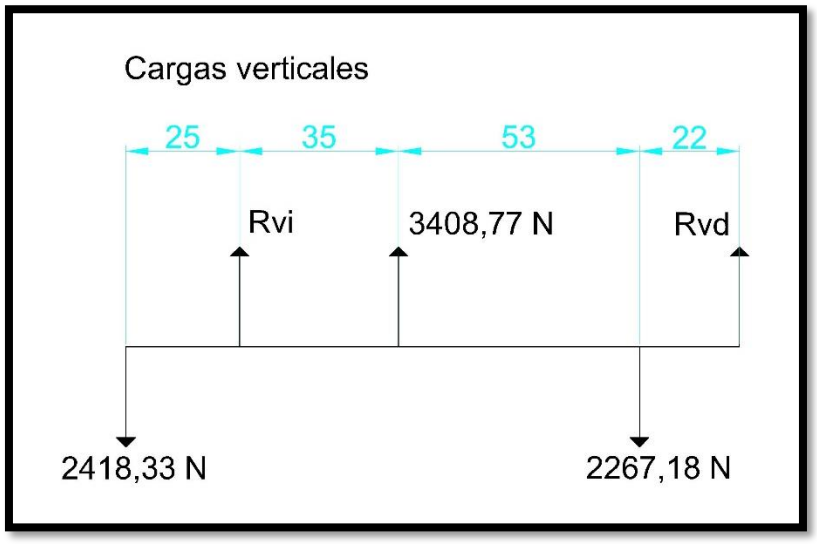


Figura 78. *Cargas verticales, eje dos, cotas en* mm.

Nota. Fuente: el Autor.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-2418{,}33\ \text{N} + Rvi + 3408{,}77\ \text{N} - 2267{,}18\ \text{N} + Rvd = 0$$

$$Rvi + Rvd = 1276{,}78\ \text{N}$$

$$Rvi = 1276{,}78\ \text{N} - Rvd$$

$$\Sigma M_{Rvi} = 0$$

$$2418{,}33\ \text{N}(0{,}025\text{m}) + 3408{,}77\ \text{N}(0{,}035\text{m}) - 2267{,}18\ \text{N}(0{,}088\text{m}) + Rvd(0{,}11\text{m}) = 0$$

$$60{,}46\ \text{N.m} + 119{,}3\text{N.m} - 199{,}51\ \text{N.m} + Rvd(0{,}11\text{m}) = 0$$

$$Rvd\ (0{,}11\text{m}) - 19{,}746\ \text{N.m} = 0$$

$$Rvd = 179{,}519\text{N}$$

$$Rvi = 1276{,}78\ \text{N} - 179{,}519\ \text{N}$$

$$Rvi = 1097{,}26\ \text{N}$$

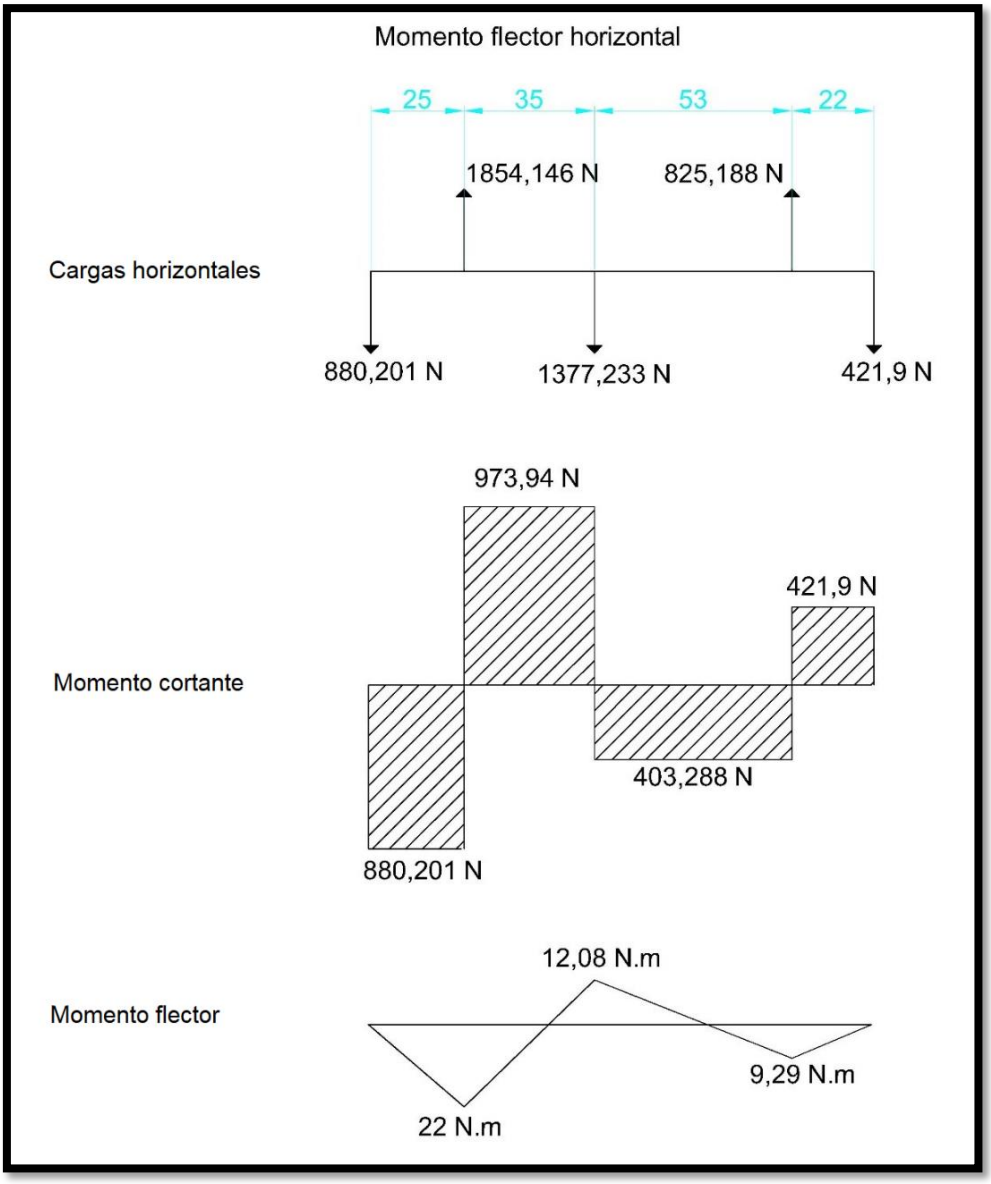


Figura 79. *Momento flector horizontal, eje dos.*

Nota. Fuente: el Autor.

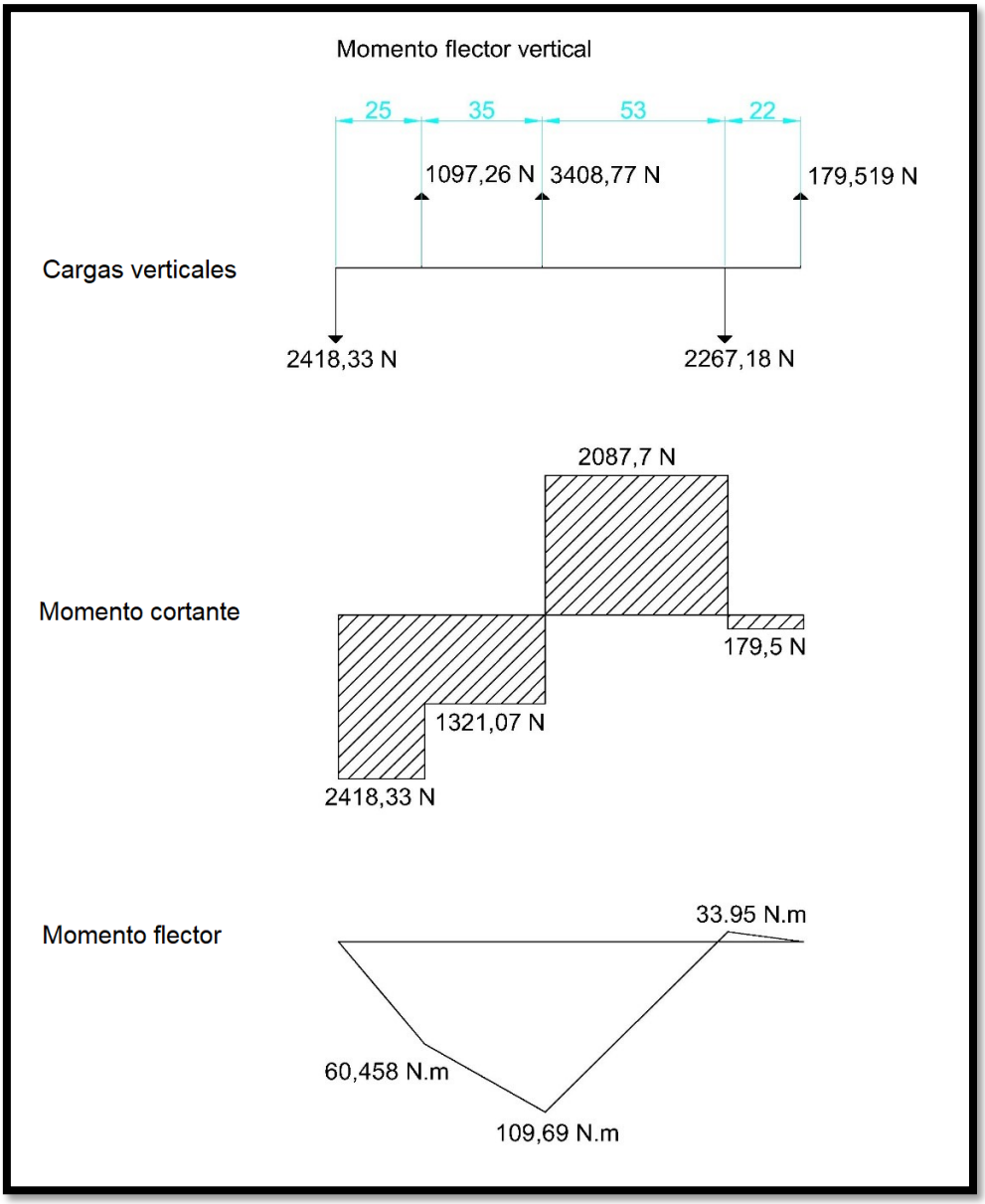


Figura 80. *Momento flector vertical, eje dos.*

Nota. Fuente: el Autor.

$$Mf_{IH} = 22 \text{ Nm}$$

$$Mf_{DH} = 9{,}29 \text{ Nm}$$

$$Mf_{IV} = 109{,}69 \text{ Nm}$$

$$Mf_{DV} = 3{,}95 \text{ Nm}$$

$$Mf_I = \sqrt{Mf_{IV}{}^2 + Mf_{IH}{}^2}$$

$Mf_I = \sqrt{109{,}69^{\,2} + 22^2} = \mathbf{108{,}93\ Nm}$ (Se considera para el diseño del eje uno)

$$Mf_D = \sqrt{{Mf_{DV}}^2 + {Mf_{DH}}^2}$$

$$Mf_I = \sqrt{3{,}95^2 + 9{,}29^2} = 10{,}09\ \text{Nm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32FS}{\pi S_y} \times \sqrt{Mf^2 + MT^2}}$$

$$S_y = 490\ \text{MPa}$$

$$MT = 72{,}55\ \text{Nm}$$

$$FS = 2$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 2}{\pi \times 490 \times 10^6} \times \sqrt{108{,}93^2 + 72{,}55^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{(4{,}157 \times 10^{-8} \times (130{,}87)}$$

$$d = 0{,}0175\ \text{m} = 17{,}5\ \text{mm}$$

$\boldsymbol{d_{eje\_2} = 20\ mm}$ Diámetro comercial

Cálculos para el eje inferior:

Al igual que en el eje uno y dos, este es el que contiene al engrane seis en el cual también se evidencia ya el torque y potencia de trabajo. La distancia del punto de apoyo al elemento que se encuentra en el eje ya se tiene establecido.

Este eje debe ser fabricado, para ello se utilizará un tipo de acero que se encuentra en el mercado local, este será el acero AISI 1020 el cual tiene un $S_y = 350\ \text{MPa}$

$\tau = 72{,}55\ \text{Nm}$

$\theta = 20°$

- Engranes 5-6

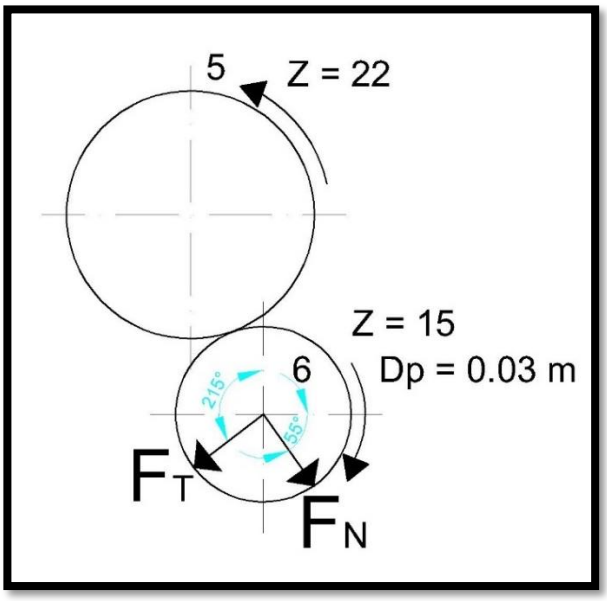


Figura 81. *Fuerzas entre engranes 5- 6, eje inferior.*

Nota. Fuente: el Autor.

$$F_{T_{engrane}} = \frac{2 \times 72{,}55 \text{ Nm}}{0{,}03 \text{ m}} = 4836{,}66 \text{ N} \angle 215°$$

$$F_N = 4836{,}66 \text{ N} \times \tan 20° = 1760{,}4 \text{ N} \angle 305°$$

$$F_x = -3961{,}96 \text{ N} + 1009{,}72 \text{ N} = 2952{,}24 \text{ N}$$

$$F_y = -2774{,}194 \text{ N} - 1442{,}03 \text{ N} = -4216{,}23 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-2418{,}33 \text{ N} + Rvi + 3408{,}77 \text{ N} - 2267{,}18 \text{ N} + Rvd = 0$$

$$Rvi + Rvd = 1276{,}78 \text{ N}$$

$$Rvi = 1276{,}78 \text{ N} - Rvd$$

Cálculo de las reacciones horizontales en el eje inferior.

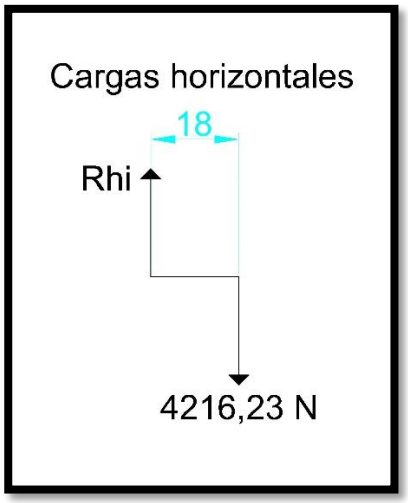


Figura 82. *Carga horizontal eje inferior, cotas en* mm*.*

Nota. Fuente: el Autor.

$$\Sigma F_x = 0$$

$$Rhi - 4216{,}23\ \text{N} = 0$$

$$Rhi = 4216{,}23\ \text{N}$$

Cálculo de las reacciones verticales en el eje inferior.

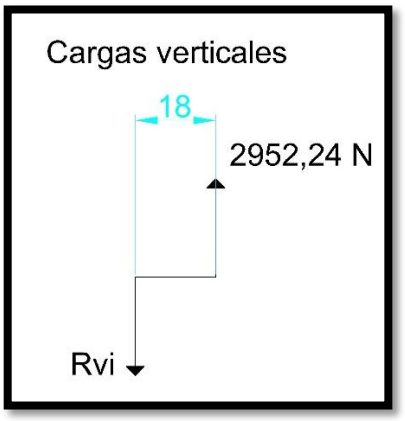


Figura 83. *Carga vertical eje inferior, cotas en* mm*.*

Nota. Fuente: el Autor.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$Rvi + 2952{,}24\ \text{N} = 0$$

$$Rvi = -2952{,}24\ \text{N}$$

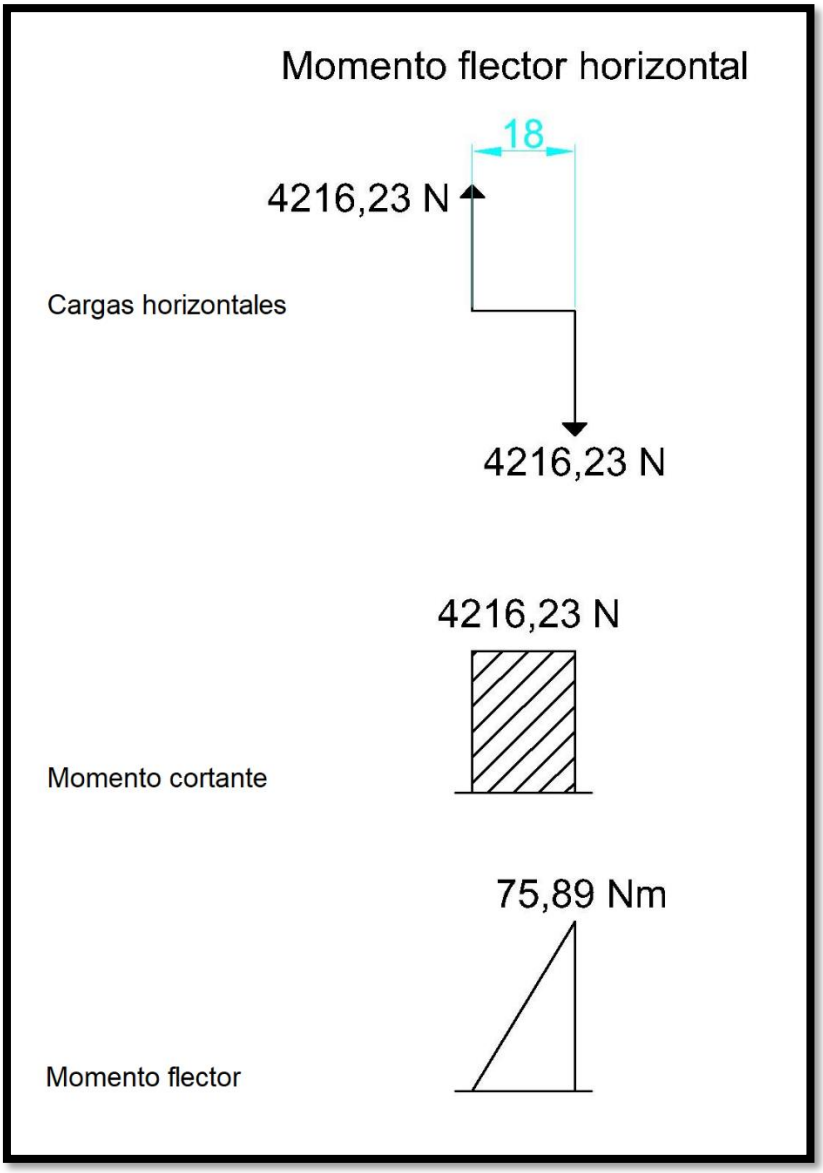


Figura 84. *Momento flector horizontal, eje inferior.*

Nota. Fuente: el Autor.

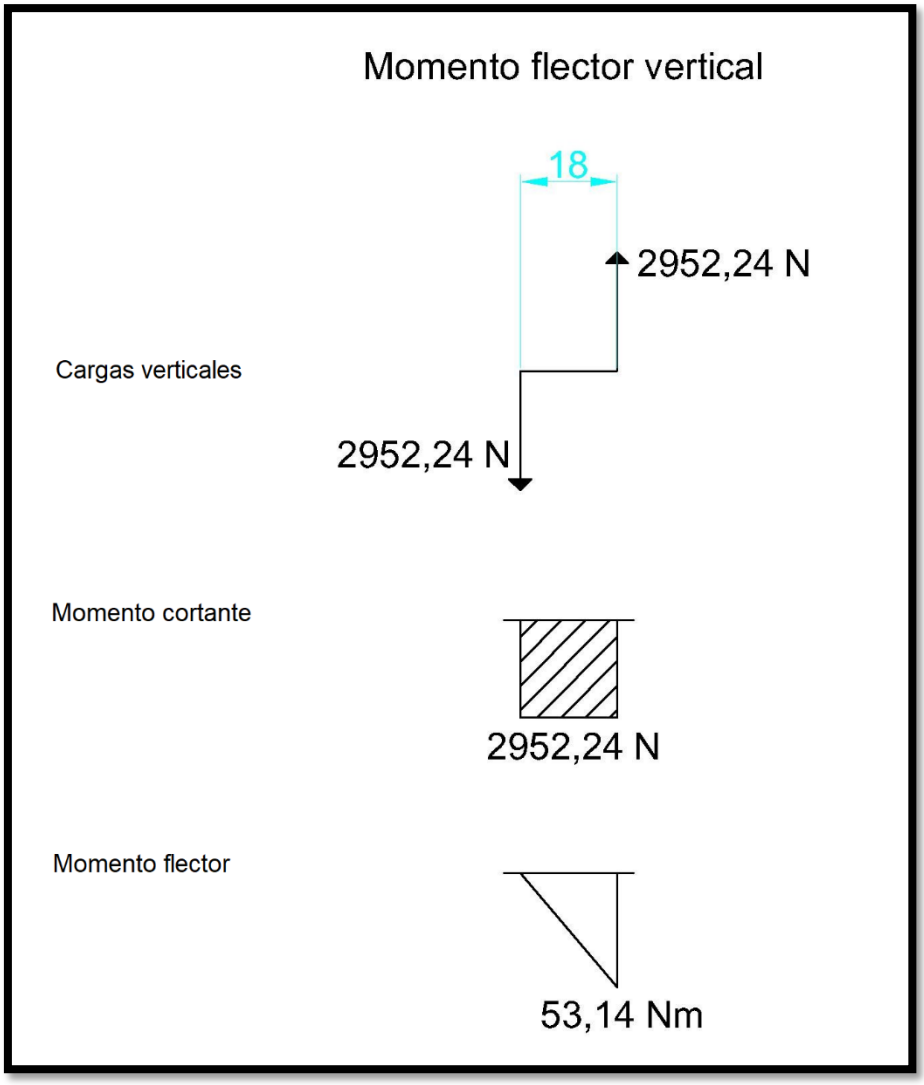


Figura 85. *Momento flector vertical, eje inferior.*

Nota. Fuente: el Autor.

$$Mf_H = 75{,}89 \text{ Nm}$$

$$Mf_V = 53{,}14 \text{ Nm}$$

$$Mf_I = \sqrt{{Mf_V}^2 + {Mf_H}^2}$$

$$Mf_I = \sqrt{75{,}89^{\,2} + 53{,}14^2} = \mathbf{92{,}64\ Nm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32FS}{\pi S_y} \times \sqrt{Mf^2 + MT^2}}$$

$$S_y = 350 \text{ MPa}$$

$$MT = 72{,}55 \text{ Nm}$$

$$FS = 2$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 2}{\pi \times 350 \times 10^6} \times \sqrt{92{,}64^2 + 72{,}55^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{(5{,}82 \times 10^{-8} \times (117{,}67)}$$

$$d = 0{,}0189 \text{ m} = 19 \text{ mm}$$

$\boldsymbol{d_{eje\_inferior} = 20 \text{ mm}}$ Diámetro comercial

Las ranuras o estrías de los ejes se las valida con las fórmulas descritas en el capítulo 4.6.3.1

Para el eje uno

Se encuentra inicialmente el diámetro mínimo establecido para el eje.

D_{min} = 20 mm

Especificación del número de nervaduras (N).

N = 6

El diámetro medio es calculado aplicando la siguiente ecuación.

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

Donde:

D: diámetro externo del eje nervado [mm].

d: diámetro interno del eje nervado [mm]

$$d_s = \frac{20 + 16{,}5}{2}$$

$$d_s = 18{,}25 \text{ mm}$$

- Determinar el σ_{min}, mediante la selección del material se selecciona la resistencia a la compresión admisible σ_a presente en la Figura 37.

$$\sigma_{min} = \frac{\sigma_a}{2}$$

Acero al carbono: $\sigma_a = 130\ \text{MPa}$

$$\sigma_{min} = \frac{130\ \text{MPa}}{2} = 65\ \text{MPa}$$

$$65\ \text{MPa} \times \frac{7500{,}64\ \text{mmHg}}{1\ \text{MPa}} = 487541{,}6\ \text{mmHg}$$

- Especificación de un factor de distribución de carga Km (Tabla 7).

Como ya se ha mencionado que el tamaño del coeficiente está en un rango de 0,6 a 0,8. Se trabaja con el valor intermedio 0,7

Km = 0,7

- Cálculo de la altura de la conexión (hst) con la siguiente ecuación:

$$h_{st} = h - 2 \times \text{s}$$

Donde:

s: Dimensión del chaflán [mm].

h: altura de conexión mínima [mm].

- Para el cálculo de la altura de la conexión mínima se aplica la siguiente ecuación.

$$h = \frac{D - d}{2}$$

Donde:

D: diámetro externo del eje nervado [mm].

d: diámetro interno del eje nervado [mm].

$$h = \frac{20 - 16{,}5}{2} = 1{,}75\ \text{mm}$$

$$h_{st} = 1{,}75\ \text{mm} - 2 \times 1$$

$$h_{st} = 0{,}25\ \text{mm}$$

- A partir de los valores obtenidos se ocupa la siguiente ecuación para calcular la longitud mínima de las ranuras.

$$L_{min} = \frac{Mt \times 10^3 \times Ka \times \mathrm{FS}}{d_s \times \sigma_{min} \times \frac{h_{st}}{2} \times N \times K_m \times k_f}$$

Donde:

L_{min}: Longitud mínima de las nervaduras [mm].

Mt: Momento de torsión [Nm].

Ka: Factor de aplicación.

FS: Factor de seguridad.

d_s: Diámetro medio.

σ_{min}: Presión mínima admitida [mm].

h_{st}: Altura de conexión [mm].

N: Numero de nervaduras.

K_m: Factor de distribución de carga.

k_f: Factor de vida útil del eje.

El momento torsión es 72,55 Nm

Para escoger el factor de aplicación (Ka) se utiliza la Tabla 8.

Ka = 2

El factor de seguridad S_f se los escoge tomando en cuenta lo siguiente: cálculos menos precisos sin ninguna verificación experimental, menor precisión en la tecnología de producción, acoplamientos de menor importancia.

S_f = 1,8

El factor de vida útil (k_f) se lo obtiene de la Tabla 9.

k_f = 1

$$L_{min} = \frac{72{,}55\ \mathrm{Nm} \times 10^3 \times 2 \times 1{,}8}{18{,}25\ \mathrm{mm} \times 487541{,}6\ \mathrm{mm\ Hg} \times \frac{0{,}25\ \mathrm{mm}}{2} \times 6 \times 0{,}7 \times 1}$$

$$L_{min} = \frac{261180}{4671257,95}$$

$$L_{min} = 0,055 \text{ mm}$$

- De la siguiente ecuación se determina el esfuerzo de compresión resultante.

$$\sigma_c = \frac{Mt \times 10^3 \times K_a \times \text{FS}}{d_s \times L \times N \times K_m \times k_f}$$

Donde:

σ_c: Presión calculada [MPa].

Mt: momento de torsión.

K_a: Factor de aplicación.

FS: Factor de seguridad.

d_s: Diámetro medio [mm].

L: longitud activa de la chaveta.

N: Número de nervaduras.

K_m: Factor de distribución de carga

k_f: Factor de vida útil del eje.

$$\sigma_c = \frac{72,55 \text{ Nm} \times 10^3 \times 2 \times 1,8}{18,25 \text{ mm} \times 17,7 \text{ mm} \times 6 \times 0,7 \times 1}$$

$$\sigma_c = \frac{261180}{1356,705} = 192,5 \text{ MPa}$$

- Cálculo del esfuerzo de corte en el material del eje donde (d) es el diámetro interno del eje ranurado.

$$\tau_c = \frac{Mt \times 10^3 \times K_a \times FS}{\pi \times d \times K_f}$$

$$\tau_c = \frac{72,55 \text{ Nm} \times 10^3 \times 2 \times 1,8}{\pi \times 16,5 \text{ mm} \times 1}$$

$$\tau_c = \frac{261180}{51,836} = 5,038 \text{ MPa}$$

- Cálculo de la tensión de von Mises mediante la siguiente ecuación.

$$\sigma' = (\sigma_c{}^2 + 3\tau_c{}^2)^{0.5}$$

$$\sigma' = ((192{,}5)^2 + 3(5{,}038)^2)^{0.5}$$

$$\sigma' = 192{,}69 \text{ MPa}$$

- Finalmente se encuentra el factor de seguridad del eje mediante la siguiente ecuación donde se tiene la resistencia a la fluencia (S_y) y la tensión de von Mises (σ').

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

$$FS = \frac{490 \text{ MPa}}{192{,}69 \text{ MPa}} = 2{,}54$$

Resultados del eje de entrada, de salida y de las ranuras del mismo:

El momento de torsión determinado por los datos iniciales de funcionamiento del trapiche modelo nos arroja un valor de 72,55 Nm.

Para el caso de la validación de las ranuras del eje, el factor de aplicación (Ka) se elige en relación a la fuente de poder y el tipo de carga. La fuente de poder es un motor de combustión interna entonces se establece como choque moderado y el tipo de carga es Uniforme debido a que el eje ranurado se considera un engrane de dientes rectos. El valor de los demás factores (Km, K_f, S_f) que intervienen en el cálculo de las ranuras del eje se los aplica de acuerdo a la situación de trabajo a los que está sometida dicha máquina.

El cálculo inicial para el dimensionamiento es el eje. En la Tabla 23 se presenta un diámetro mínimo donde el factor de seguridad de diseño impuesto es 2. La teoría de distorsión para materiales dúctiles menciona que el elemento puede soportar una tensión máxima de 192,69 MPa con un factor de seguridad de 2,54.

Tabla 23

Resultados del eje uno, dos y las ranuras de ambos

Parámetros		Eje	Unidades
Diámetro elegido	dmin	20	mm
Torsión calculada	τ_c	5,038	MPa
Tensión de von Mises	σ'	192,69	MPa
Factor de seguridad	FS	2,54	

Nota. Fuente: el autor.

- **Diseño del submecanismo 8** (caja contenedora del sistema de inversión de giro)

Este submecanismo es el que contiene el conjunto del sistema de inversión de giro. Con la finalidad de proteger a todo el sistema y evitar complicaciones durante su funcionamiento Figura 86. Aquí también se encuentran implementados los rodamientos correspondientes a los ejes.

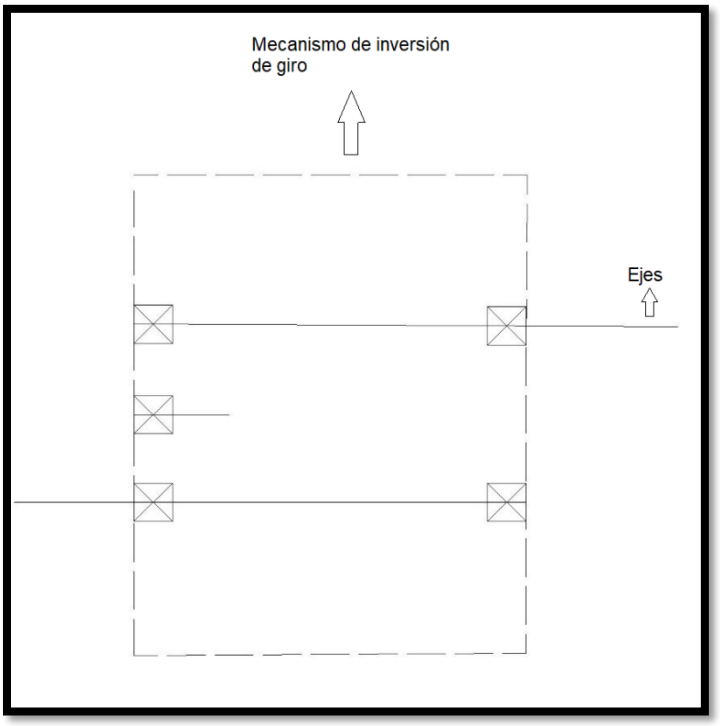


Figura 86. *Submecanismo 8.*

Nota. Fuente: el Autor.

- **Cálculo y selección de los rodamientos.**

- Para estos cálculos de utiliza en catálogo de rodamientos FAG y SKF. Selección del rodamiento izquierdo para el eje uno:

$$Rhi = 3269{,}09\ \mathrm{N}$$

$$Rvi = 2626{,}7\ \mathrm{N}$$

$$Fr = \sqrt{Rhi^2 + Rvi^2}$$

$$Fr = \sqrt{3269{,}09\ \mathrm{N}^2 + 2626{,}7\ \mathrm{N}^2}$$

$$Fr = 4193{,}63\ \mathrm{N}$$

$$P = X \times Fr + Y \times Fa$$

Según las fuerzas que actúan en el rodamiento Fa = 0 y X = 1

$$P = \mathrm{Fr}$$

$$P = 4193{,}63\ \mathrm{N}$$

Valor de fz, en este caso según el catálogo página 21 sería para una transmisión por cadena, por lo tanto:

$$f_z = 1{,}5$$

Valor de f_L, interpretando la información de la página 20 se tendría que es una configuración para transmisiones pequeñas, por lo tanto:

$$f_L = 2{,}5$$

$$P = \mathrm{Fr} \times f_z$$

$$P = 4193{,}63\ \mathrm{N} \times 1{,}5$$

$$P = 6290{,}44\ \mathrm{N}$$

Valor de fn para rodamiento de bola:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33{,}33}{\mathrm{n}}}$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33{,}33}{196{,}12\ \mathrm{rpm}}}$$

$$f_n = 0{,}55$$

$$f_L = \frac{C}{P} \times f_n$$

Despejando la capacidad de cargar dinámica (C):

$$C = \frac{f_L \times P}{f_n}$$

$$C = \frac{2{,}5 \times 6290{,}44\ \text{N}}{0{,}55}$$

$$C = 28593\ \text{N} = 28{,}6\ \text{kN}$$

Horas de vida útil del rodamiento (L_h):

$$f_L = \sqrt[P]{\frac{L_h}{500}}$$

$$L_h = {f_L}^3 \times 500$$

$$L_h = 2{,}5^3 \times 500$$

$$L_h = 7812{,}5\ \text{horas}$$

Del catálogo SKF, con la capacidad de carga dinámica (C) y el diámetro del eje que fue de 20 mm se escoge el rodamiento adecuado:

Denominación abreviada del rodamiento escogido es 30302.

Características del rodamiento:

C = 27,7 kN

d = 20 mm

D = 42 mm

B = 14,25 mm

- Selección del rodamiento derecho para el eje uno:

$$Rhi = 707{,}48\ \text{N}$$

$$Rvi = -106{,}187\ \text{N}$$

$$Fr = \sqrt{Rhi^2 + Rvi^2}$$

$$Fr = \sqrt{707{,}48\ \text{N}^2 + -106{,}187\ \text{N}^2}$$

$$Fr = 715{,}4\ \text{N}$$

$$P = X \times Fr + Y \times Fa$$

Según las fuerzas que actúan en el rodamiento Fa = 0 y X = 1

$$P = Fr$$

$$P = 715{,}4\ \mathrm{N}$$

Valor de fz, en este caso según el catálogo página 21 sería para una transmisión por cadena, por lo tanto:

$$f_z = 1{,}5$$

Valor de f_L, interpretando la información de la página 20 se tendría que es una configuración para transmisiones pequeñas, por lo tanto:

$$f_L = 2{,}5$$

$$P = \mathrm{Fr} \times f_z$$

$$P = 715{,}4\ \mathrm{N} \times 1{,}5$$

$$P = 1073{,}1\ \mathrm{N}$$

Valor de fn para rodamiento de bola:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33{,}33}{\mathrm{n}}}$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33{,}33}{196{,}12\ \mathrm{rpm}}}$$

$$f_n = 0{,}55$$

$$f_L = \frac{C}{P} \times f_n$$

Despejando la capacidad de cargar dinámica (C):

$$C = \frac{f_L \times P}{f_n}$$

$$C = \frac{2{,}5 \times 1073{,}1\ \mathrm{N}}{0{,}55}$$

$$C = 4877{,}73\ \mathrm{N} = 4{,}87\ \mathrm{kN}$$

Horas de vida útil del rodamiento (L_h):

$$f_L = \sqrt[P]{\frac{L_h}{500}}$$

$$L_h = {f_L}^3 \times 500$$

$$L_h = 2{,}5^3 \times 500$$

$$L_h = 7812{,}5 \text{ horas}$$

De la página 78 del catálogo FAG, con la capacidad de carga dinámica (C) y el diámetro del eje que fue de 20 mm se escoge el rodamiento adecuado:

Denominación abreviada del rodamiento escogido es 16004.

Características del rodamiento:

C = 7,28 kN

d = 20 mm

D = 42 mm

B = 8 mm

- Selección del rodamiento izquierdo para el eje dos:

$$Rhi = 1854{,}146 \text{ N}$$

$$Rvi = 1097{,}26 \text{ N}$$

$$Fr = \sqrt{Rhd^2 + Rvd^2}$$

$$Fr = \sqrt{1854{,}146 \text{ N}^2 + 1097{,}26 \text{ N}^2}$$

$$Fr = 2154{,}5 \text{ N}$$

$$P = X \times Fr + Y \times Fa$$

Según las fuerzas que actúan en el rodamiento Fa = 0 y X = 1

$$P = Fr$$

$$P = 2154{,}5 \text{ N}$$

Valor de fz, en este caso según el catálogo página 21 sería para una transmisión por cadena, por lo tanto:

$$f_z = 1{,}5$$

Valor de f_L, interpretando la información de la página 20 se tendría que es una configuración para transmisiones pequeñas, por lo tanto:

$$f_L = 2{,}5$$

$$P = \mathrm{Fr} \times f_z$$

$$P = 2154{,}5\ \mathrm{N} \times 1{,}5$$

$$P = 3231{,}74\ \mathrm{N}$$

Valor de fn para rodamiento de bola:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33{,}33}{\mathrm{n}}}$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33{,}33}{196{,}12\ \mathrm{rpm}}}$$

$$f_n = 0{,}55$$

$$f_L = \frac{C}{P} \times f_n$$

Despejando la capacidad de cargar dinámica (C):

$$C = \frac{f_L \times P}{f_n}$$

$$C = \frac{2{,}5 \times 3231{,}74\ \mathrm{N}}{0{,}55}$$

$$C = 14689{,}72\ \mathrm{N} = 14{,}68\ \mathrm{kN}$$

Horas de vida útil del rodamiento (L_h):

$$f_L = \sqrt[P]{\frac{L_h}{500}}$$

$$L_h = {f_L}^3 \times 500$$

$$L_h = 2{,}5^3 \times 500$$

$$L_h = 7812{,}5 \text{ horas}$$

De la página 78 del catálogo FAG, con la capacidad de carga dinámica (C) y el diámetro del eje que fue de 20 mm se escoge el rodamiento adecuado:

Denominación abreviada del rodamiento escogido es 6304 pero según el catálogo SKF la denominación es 6204 ETN9.

Características del rodamiento:

C = 15,6 kN

d = 20 mm

D = 47 mm

B = 14 mm

- Selección del rodamiento derecho para el eje dos:

$$Rhd = 421{,}9 \text{ N}$$

$$Rvd = 179{,}519 \text{ N}$$

$$Fr = \sqrt{Rhd^2 + Rvd^2}$$

$$Fr = \sqrt{421{,}9 \text{ N}^2 + 179{,}519 \text{ N}^2}$$

$$Fr = 458{,}5 \text{ N}$$

$$P = X \times Fr + Y \times Fa$$

Según las fuerzas que actúan en el rodamiento Fa = 0 y X = 1

$$P = Fr$$

$$P = 458{,}5 \text{ N}$$

Valor de fz, en este caso según el catálogo página 21 sería para una transmisión por cadena, por lo tanto:

$$f_z = 1{,}5$$

Valor de f_L, interpretando la información de la página 20 se tendría que es una configuración para transmisiones pequeñas, por lo tanto:

$$f_L = 2{,}5$$

$$P = Fr \times f_z$$

$$P = 458{,}5\ \text{N} \times 1{,}5$$

$$P = 687{,}76\ \text{N}$$

Valor de fn para rodamiento de bola:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33{,}33}{\text{n}}}$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33{,}33}{196{,}12\ \text{rpm}}}$$

$$f_n = 0{,}55$$

$$f_L = \frac{C}{P} \times f_n$$

Despejando la capacidad de cargar dinámica (C):

$$C = \frac{f_L \times P}{f_n}$$

$$C = \frac{2{,}5 \times 687{,}76\ \text{N}}{0{,}55}$$

$$C = 3126{,}17\ \text{N} = 3{,}12\ \text{kN}$$

Horas de vida útil del rodamiento (L_h):

$$f_L = \sqrt[P]{\frac{L_h}{500}}$$

$$L_h = {f_L}^3 \times 500$$

$$L_h = 2{,}5^3 \times 500$$

$$L_h = 7812{,}5 \text{ horas}$$

De la página 78 del catálogo FAG, con la capacidad de carga dinámica (C) y el diámetro del eje que fue de 20 mm se escoge el rodamiento adecuado:

Denominación abreviada del rodamiento escogido es 16004:

Características del rodamiento:

C = 7,28 kN

d = 20 mm

D = 42 mm

B = 8 mm

- Selección del rodamiento del eje inferior:

En este caso al no contar con suficiente espacio entre ejes, el eje inferior se lo montará de una manera fija de extremo a extremo en la caja contenedora, ya que este eje solo contine al engrane inferior que es el encargado de intervenir entre los dos engranes superiores.

- Selección de los retenes:

Los retenes se los escoge tomando en cuenta principalmente la presión y temperatura de trabajo, en este mecanismo de inversión de giro no se genera presión ni temperaturas elevadas, es así que se utiliza un retén que se acople con el espacio de la caja contenedora del sistema de engranes. El retén más adecuado a utilizar es un retén CRS1 V 20 x 30 x 7.

- Selección del visor del nivel de aceite

El visor de aceite es importante para observar el nivel del mismo con el que cuenta la caja contenedora del sistema de engranes. Este visor no estará expuesto a grandes temperaturas de trabajo por lo que se escoge un visor básico.

El visor de nivel de aceite se lo escoge del catálogo Ganter Norm Figura 87, la denominación del visor es GN 541-11-M16x1,5-A.

Figura 87. *Visor de nivel de aceite.*

Nota. Obtenido de (Norm, s.f.)

- **Construcción del mecanismo de inversión de giro**

En este apartado se muestran figuras (desde la Figura 88 a la Figura 105), donde se puede visualizar el proceso de construcción de los distintos elementos y componentes del mecanismo.

Figura 88. *Mesa de soporte del mecanismo.*

Nota. Fuente: el Autor.

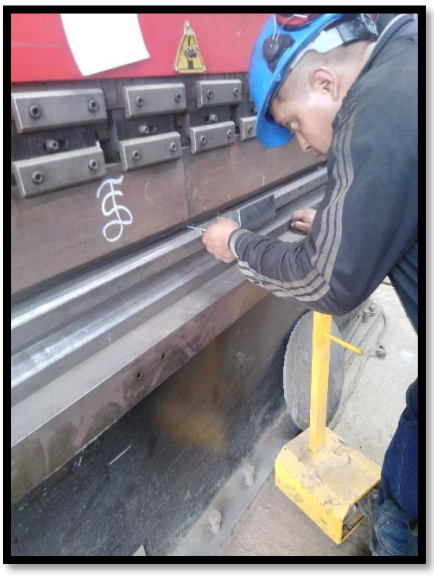


Figura 89. *Doblado de placas de 4mm (caja del mecanismo).*

Nota. Fuente: el Autor.

Figura 90. *Perforación de los agujeros de la caja del mecanismo.*

Nota. Fuente: el Autor.

Figura 91. *Soldadura SMAW de las uniones de la caja del mecanismo.*

Nota. Fuente: el Autor.

Figura 92. *Mecanizado del eje inferior.*

Nota. Fuente: el Autor.

Figura 93. *Proceso de ubicación de los rodamientos en sus soportes.*

Nota. Fuente: el Autor.

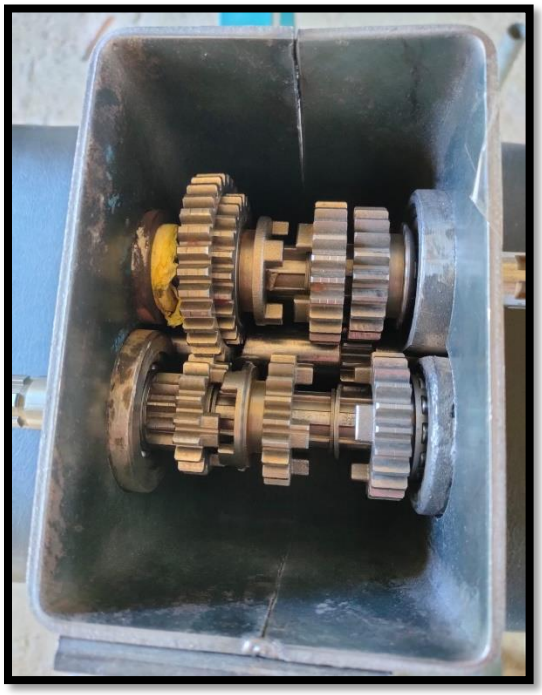


Figura 94. *Ubicación previa de los engranes para su alineación.*

Nota. Fuente: el Autor.

Figura 95. *Fijación de la palanca accionadora de posición.*

Nota. Fuente: el Autor.

Figura 96. *Sistema de accionamiento de la palanca.*

Nota. Fuente: el Autor.

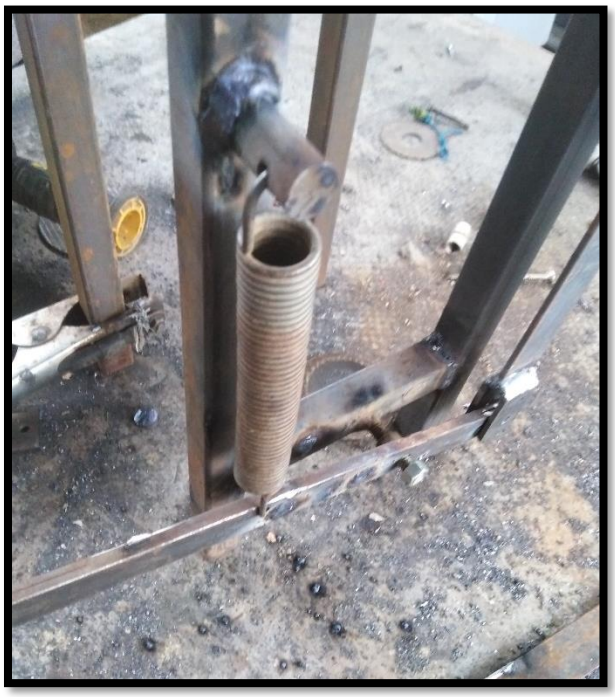


Figura 97. *Posicionamiento del resorte de la palanca.*

Nota. Fuente: el Autor.

Figura 98. *Pintada de las partes de la caja del mecanismo.*

Nota. Fuente: el Autor.

Figura 99. *Pintada de las partes del pedal y la mesa.*

Nota. Fuente: el Autor.

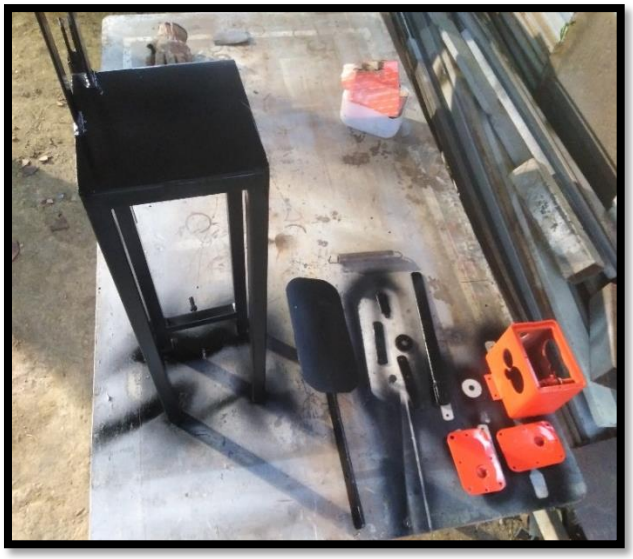


Figura 100. *Partes del mecanismo listas para ensamblar.*

Nota. Fuente: el Autor.

Figura 101. *Sistema de engranes en la caja del mecanismo*

Nota. Fuente: el Autor.

Figura 102. *Eje inferior en la caja del mecanismo.*

Nota. Fuente: el Autor.

Figura 103. *Empaques en los soportes de los rodamientos.*

Nota. Fuente: el Autor.

Figura 104. *Ajuste de la palanca en el sistema de engranes.*

Nota. Fuente: el Autor.

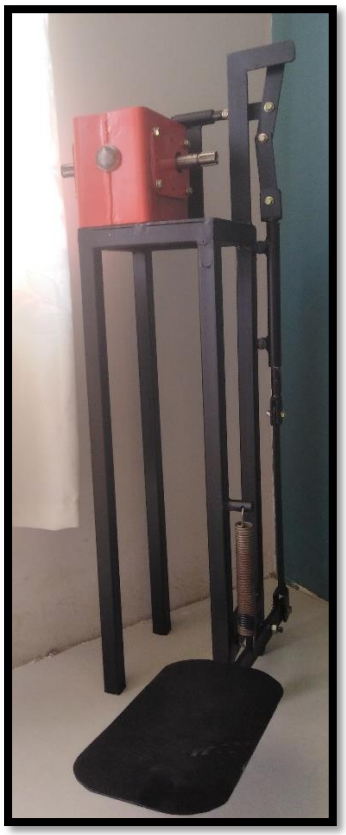


Figura 105. *Mecanismo listo para usarse.*

Nota. Fuente: el Autor.

- **Análisis de costos**

A continuación, se hace un análisis del costo total de construcción del mecanismo, tomando en cuenta costo del material y manufactura Tabla 24.

Tabla 24

Costos de fabricación

Actividad	Costo (USD)
Compra de perfilería, placas metálicas y electrodo.	41
Compra del kit de engranes.	64
Compra de accesorios y pintura.	80,3
Mano de obra para la fabricación y ensamble.	200
Gastos adicionales	30
Total	415,3

Nota. Fuente: el Autor.

7. Discusión

El mecanismo diseñado y construido, tiene como fin intervenir en la inversión de giro de los rodillos (masas) de un trapiche de uso doméstico convencional. En la actualidad no se cuenta con este tipo de sistemas de seguridad, es por ello que se muestra como propuesta para dicha finalidad.

El dimensionamiento y ensamblaje del prototipo tiene como propósito demostrar los procesos sugeridos para la selección de los distintos materiales y componentes mecánicos, necesarios para posteriormente obtener un adecuado mecanismo.

El mecanismo cuenta con un sistema de engranajes los mismos que mediante una distinta posición de un engrane intermedio del eje uno (entrada de potencia), se puede obtener un giro diferente en eje dos (salida de potencia), esto es accionado mediante un pedal diseñado para desplazar la distancia necesaria al engrane intermedio del eje uno, garantizando el buen funcionamiento del mecanismo.

Se escogió un mecanismo mediante un sistema de engranes, debido a que permite una inversión de giro controlada a la salida del eje dos que es el que conecta con el trapiche. El mecanismo se diseñó de tal forma que las dimensiones de los engranes y ejes se ajusten de acuerdo a las necesidades; controlando el correcto cambio de giro de las masas del trapiche, algo sumamente importante debido a que afecta directamente al sistema de seguridad del trapiche. Igualmente, el pedal determina el educado desplazamiento del engrane intermedio del eje uno que es el encargado de conectar los distintos engranes con la finalidad de provocar la inversión de giro, siendo está diseñada para que pueda desplazarse de forma cómoda y acorde a la fuerza ejercida por el pie de una persona.

El dimensionamiento de los elementos del sistema de seguridad (engranes, ejes, pasadores, hierro estructurado), están basados para un modelo de trapiche de uso doméstico convencional, con ello se garantiza que para la capacidad de molienda de estos trapiches el mecanismo funcionará de manera correcta, así mismo, para el dimensionamiento de los engranes se tomó como referencia la capacidad de molienda de un trapiche en el cual se evidencia la potencia necesaria para moler cierta cantidad de caña, esto fue una base principal para poder dimensionar los engranes acorde a la potencia máxima requerida por un trapiche de uso doméstico.

La metodología de cálculo aplicada en el prototipo parte desde un análisis de potencia que interviene en el funcionamiento de un trapiche, de esta manera se inicia con el dimensionamiento de los engranes haciendo uso de la norma AGMA, seguidamente con el dimensionamiento de los ejes en la cual se aplican fórmulas que permiten dar a conocer el diámetro mínimo de estos al estar expuestos a ciertas fuerzas de trabajo. Para el sistema de accionamiento por pedal se hacen breves cálculos de los elementos que están más expuestos en este mecanismo, aquí se aplican fórmulas para saber el esfuerzo de corte al cual están expuestos, con la finalidad de dimensionar pasadores y geometrías de las articulaciones que constituyen pedal.

Luego de haber hecho los cálculos y dimensionamiento de los elementos del mecanismo, se procedió a modelar cada elemento en el Software SOLIDWORKS y Software CAD 2D haciendo uso de la normativa de dibujo para de esta manera contar con el conjunto de planos técnicos necesarios para la fabricación y ensamble. Seguidamente, ya con los planos elaborados se procedió a la fabricación y obtención de los elementos.

Finalmente, ya construido, se validó el funcionamiento del prototipo demostrando que el mecanismo permite que la inversión de giro mecánico se realiza de manera óptima de acuerdo a los requerimientos establecidos. No se pudo demostrar el funcionamiento en un trapiche ya que la persona dueña del mismo no permitió que se alterara su máquina es por tal motivo que respetando la decisión de la persona no se implementó el sistema en el trapiche. No obstante, se lo puso a prueba de manera independiente, demostrando así la intención del funcionamiento de este mecanismo de inversión de giro.

Existe otro sistema de seguridad que es aplicado a máquinas que contienen masas, el cual consiste en reducir el espacio a la llegada de los rodillos con la finalidad de no introducir los dedos de la mano. Este sistema de seguridad no se lo podía aplicar en un trapiche porque se necesita un espacio considerable en la entrada de las masas

para introducir las cañas, no existe un mecanismo pensado para salvaguardar la integridad física de las personas durante la manipulación de los trapiches por ello se acoplo un sistema de seguridad uniendo varios criterios que pudieron ser implementados en conjunto obteniendo así el mecanismo de inversión de giro propuesto.

8. Conclusiones

Una vez terminado con la construcción del mecanismo del sistema de inversión de giro para un trapiche de uso doméstico convencional se puede concluir que:

- La identificación de los parámetros operacionales del trapiche analizado fue encontrada mediante un análisis de su sistema de transmisión y fuente de potencia, determinando que el trapiche ofrece una potencia de 2 HP y un torque de 72,55 Nm, datos necesarios para dimensionar el mecanismo de seguridad.
- El diseño del sistema de seguridad se realizó en base a modelos de mecanismos de inversión de giro mecánicos que se encontró en la web, de todas las consideraciones se escogió un prototipo que cumplía con las condiciones básicas que debe tener un mecanismo en su construcción, para ello se planteó una matriz de toma de decisiones. Adicional a ello se acoplo el sistema de accionamiento por pedal de acuerdo a las características del trapiche previamente seleccionado.
- La construcción del mecanismo fue posible gracias a que en la localidad se contó con materiales, herramientas, accesorios y maquinaria industrial necesaria para su construcción y ensamblaje para el funcionamiento del mecanismo. No se pudo ajustar este mecanismo al trapiche ya que no se tuvo acceso al mismo; no obstante, con los cálculos realizados y la metodología aplicada se puede mencionar que la construcción está hecha en base a un nivel de ingeniería aceptable (factores de seguridad (FS) superior a 1) con procedimientos organizados. Al hacer las pruebas del sistema de inversión de giro se observa que el funcionamiento de los engranes, así como también el resto de sus componentes funcionaron de manera correcta obteniendo la inversión de giro a la salida del mecanismo.

9. Recomendaciones

Para futuros estudios o investigaciones se recomienda los siguiente:

- Evaluar y escoger el mecanismo de inversión de giro mecánico que más se acople a las necesidades requeridas. También se puede implementar un mecanismo que este constituido por cadenas para transmitir la potencia, pero siempre se debe tomar en cuenta que el tamaño del sistema de seguridad no sea demasiado grande.
- Considerar que el diseño del prototipo permita un desmontaje cómodo a fin de dar mantenimiento a sus diferentes componentes que lo conforman.
- Tomar en cuenta que se puede validar o diseñar los ejes de manera más exacta haciendo uso de programas que ayudan a interpretar de mejor manera las fuerzas actuantes en el mismo, ya que en este caso se realizó de forma manual mediante diagramas y cálculos aplicando formulas correspondientes.

10. Bibliografía

(s.f.). Obtenido de https://siaguanta.com/c-tecnologia/engranajes/#Ejes_Estriados

(Mayo de 2008). Obtenido de ResearchGate: https://www.researchgate.net/figure/Figura-4-Grafico-para-la-determinacion-del-factor-de-durabilidad-Z-N-previendo-rotura_fig2_26627524

AGMA. (s.f.). *American Gear Manufacturers Association*. Obtenido de https://www.agma.org/membership/about-agma//

AUTOMOVIL MAGAZINE. (s.f.). Obtenido de https://www.expertoautorecambios.es/magazine/cambiar-la-correa-trapezoidal-387

BELLO VASQUEZ, D., & CAICEDO MEDINA, L. E. (19906). *MANUAL PARA CALCULO Y DESÑO DE UN TRAPICHE PANELERO.* SANTIAGO DE CALI.

Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.*

Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (s.f.). *Diseño en ingeniería mecánica.*

Cadavid, G. O. (2007). *Buenas prácticas agrícolas (BPA) y buenas prácticas de manufactura (BPM) en la produccion de caña y panela.* Medellín.

Correa Quintana, E. A. (2010). *Diseño de transmisión por engranajes rectos.* Madellìn. Obtenido de Imagen.

Dudley, D. W. (1973). *Manual de engranajes. Diseño, Manufactura y Aplicacion de Engranajes.*

EcuRed. (s.f.). *EcuRed*. Recuperado el 19 de Junio de 2021, de https://www.ecured.cu/Transmisi%C3%B3n_por_cadena

Estupiñan, O. G. (2020). *"Diseño y desarrollo de una herramienta computacional, para el cálculo del diámetro mínimo de ejes de transmisión, bajo la acción de cargas cíclicas".* Loja.

FAG. (2000). *Rodamientos FAG.*

freepng.es. (s.f.). Obtenido de Imagen: https://www.freepng.es/png-re0y34/

Galarza Villafuerte, L. E., & Pérez Basantes , B. S. (2014). *Diseño y construcción de un banco didáctico de una caja de cambios manual de tres ejes, utilizada en vehículos pesados, para el laboratiro de la escuela de ingeniería automotríz.* Riobamba.

Garzón, C. (s.f.). *Diseño e implementación de un prototipo toma de fuerza para Suziki samurái mediante elementos finitos.*

Gates. (s.f.). *Gates.* Obtenido de Fotografia: https://www.gates.com/es/es/power-transmission/v-belts/fractional-horsepower.html

Gutiérrez Silva, D. A. (2015). *Diseño de una maquina cortadora de fieltro automatizada.* Bucaramanga.

Hamrock, B. J., Jacobson, B. O., & Schmid, S. R. (2000). *ELEMENTOS DE MÁQUINAS.*

Intermec. (2013). *Poleas en "V".*

Made-in-China. (s.f.). Obtenido de https://es.made-in-china.com/co_nbfulong/product_Rubber-Flat-Conveyor-Belt_uueguu.html

Matías, J. J. (2015). *CÁLCULO Y ANÁLISIS DE LA CAJA DE CAMBIOS Y ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE UNA MOTOCICLETA.*

Mecanismos. (s.f.). Obtenido de https://sites.google.com/site/gabrielmecanismos/Home/parte-iii/transformacion-de-movimiento-giratorio-en-giratorio/1-4---sistema-de-engranajes

Mechelena, J. A. (2016). *Deterioro y modo de fallo en engranajes.*

Morales Ramos , V., Osorio Mirón, A., & Rodriguez Campos, J. (2017). *INNIVACIONES EN EL TRAPICHE PANELERO: LA PRODUCCION DE PANELA GRANULADA.*

Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas.*

Norm, G. (s.f.). Obtenido de https://www.ganternorm.com/es/productos/3.5-Control-purga-y-sellado-de-liquidos-y-gases/Visores-de-nivel-de-aceite/GN-541-Visores-de-nivel-de-aceite-plastico#d1%3Dc(11)%3Bd2%3Du(c3949bf6-98fc-49ee-8690-5f1a9ffe26bc)%3BForm%3Du(455e6084-40bd-4a91-94fc-4bc2

Ramirez, G. (s.f.). *VENEZUELAE*. Obtenido de https://www.venezuelae.com/trapiche-de-cana-F110CC3061F

Ramírez, P. A. (2017). *Guía técnica para el diseño y cálculo de engranajes para reductores de velocidad.* Valparaíso - Chile.

Regalado González, J. M., & Quesada González, A. (2015). *Cálculo y diseño de engranajes conforme a la norma ANSI/AGMA 2101-D04.* Leganés.

ResearchGate. (Enero de 2007). Obtenido de ResearchGate: https://www.researchgate.net/figure/Figura-0-Molinos-Vertical-de-traccion-animal-y-horizontal-de-traccion-mecanica_fig9_306375006

Silva Cueva, C. A. (2015). *Diseño y cálculo de una máquina para producir briquetas a partir de casacarilla de arroz.* Loja.

Technology, E. S. (s.f.). *Catálogo de Retenes.*

Thiébaut, V. (Junio-Abril de 2018). La configuración de un territorio cañero azucarero en la primera del siglo XX. *SCIELO*. Obtenido de http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1794-88862018000100176&lng=en&nrm=iso#:~:text=Se%20sabe%20que%20el%20primer,regiones%20de%20la%20Nueva%20Espa%C3%B1a.

Trujillo Gavilanes, M. A., & Pazmiño Palma, V. R. (2008). *Diseño, cálculo y construccion de un trapiche.* Riobamba.

Useche, L. V. (2018). *Diseño de elementos de máquinas.*

Valencia Villafuerte, E. M., & Villacís Toctaguano, S. A. (2008). *Diseño de un trapiche accionado mediante energía hidráulica para uso en fincas productoras de caña.* Quito.

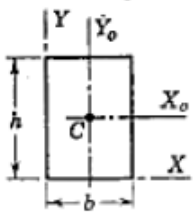
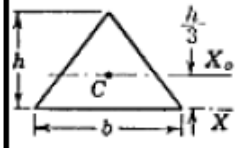
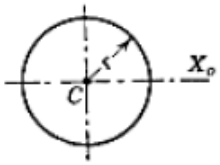
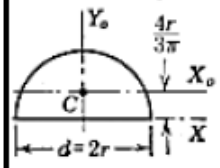
VARGAS VÁSQUEZ, M. L., & ARENAS AMAYA, L. R. (2013). Diagnostico de las condiciones de trabajo, en los trapiches del municipio de Chitaraque (Boyacá). *EL HOMBRE Y LA MÁQUINA*.

Villavicencio, A. G. (2017). *Diseño de un sistema semiautomático para lavado de botellas de vidrio tipo III, de 750 ml de capacidad.* Loja.

waldunsteel. (s.f.). Obtenido de waldunsteel: https://waldunsteel.com/es/products/aisi-1020-acero-carbono/

11. Anexos

Anexo 1. *Momentos de inercia para diferentes secciones.*

FIGURA	MOMENTO DE INERCIA	RADIO DE GIRO
Rectángulo 	$\bar{I}_x = \frac{bh^3}{12}$ $I_x = \frac{bh^3}{3}$	$\bar{k}_x = \frac{h}{\sqrt{12}}$ $k_x = \frac{h}{\sqrt{3}}$
Triángulo cualquiera 	$\bar{I}_x = \frac{bh^3}{36}$ $I_x = \frac{bh^3}{12}$	$\bar{k}_x = \frac{h}{\sqrt{18}}$ $k_x = \frac{h}{\sqrt{6}}$
Círculo 	$\bar{I}_x = \frac{\pi r^4}{4}$ $\bar{J} = \frac{\pi r^4}{2}$	$\bar{k}_x = \frac{r}{2}$ $\bar{k}_z = \frac{r}{\sqrt{2}}$
Semicírculo 	$I_x = \bar{I}_y = \frac{\pi r^4}{8}$ $\bar{I}_x = 0.11r^4$	$k_x = \bar{k}_y = \frac{r}{2}$ $\bar{k}_x = 0.264r$

Nota. Obtenido de (Budynas & Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

Anexo 2. *Factores de servicio para motores.*

Factores de Servicio Fs	Accionamiento		
Tipo de Máquina	**Motor Eléctrico**	**M. Alt. Multicilíndrico**	**M. Alt. Monocilíndrico**
Generadores, transportadores de cinta, elevadores, montacargas, batidores, etc.	1	1.25	1.5
Accionamiento de máquinas herramientas, montacargas, mecanismos de giro, agitadores y mezcladores, bombas de embolo etc.	1.25	1.5	1.75
Punzonadoras, zizallas, máquinas laminadoras, dragas de cuchara etc.	1.75	2	2.25

Nota. Obtenido de (Silva Cueva, 2015)

Anexo 3. *Tamaño de la cuña (*pulg*) en función del diámetro del eje.*

Tamaño nominal del eje			Tamaño nominal de la cuña	
			Altura H	
Más de	Hasta (incl.)	Ancho W	Cuadrada	Rectangular
$5/16$	$7/16$	$3/32$	$3/32$	
$7/16$	$9/16$	$1/8$	$1/8$	$3/32$
$9/16$	$7/8$	$3/16$	$3/16$	$1/8$
$7/8$	$1\frac{1}{4}$	$1/4$	$1/4$	$3/16$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{7}{8}$	$5/16$	$5/16$	$1/4$
$1\frac{7}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$3/8$	$3/8$	$1/4$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$1/2$	$1/2$	$3/8$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$5/8$	$5/8$	$7/16$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$3/4$	$3/4$	$1/2$
$3\frac{1}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$7/8$	$7/8$	$5/8$
$3\frac{3}{4}$	$4\frac{1}{2}$	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
13	15	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$
15	18	4		3
18	22	5		$3\frac{1}{2}$
22	26	6		4
26	30	7		5

Nota. Tomado de (Mott, 2006)

Anexo 4. *Factor de corrección f_Z*

Lugar de aplicación	Valor f_L que debe alcanzarse	Valores usuales de cálculo
Máquinas de papel e imprenta		
Máquinas de papel, parte húmeda	5 ... 5,5	Tracción del tamiz, tracción de los fieltros, peso de los cilin dros, esfuerzos de compresión; velocidad nominal
Máquinas de papel, parte de secado	5,5 ... 6,5	
Máquinas de papel, refino	5 ... 5,5	
Máquinas de papal, calandras	4,5 ... 5	
Máquinas de imprenta	4 ... 4,5	Peso de los cilindros, esfuerzos de compresión; velocidad nominal
Maquinaria textil		
Hiladoras, husillos de hilar	3,5 ... 4,5	Fuerzas centrífugas; velocidad nominal
Telares, tejedoras y calcetedoras	3 ... 4	Fuerzas de accionamiento, fuerzas másicas, fuerzas centrífu gas, número de revoluciones nominal
Máquinas para la fabricación de plásticos		
Prensas de extrusión por tornillo sinfín	3 ... 3,5	Presión máxima de prensado; velocidad en servicio; en máquinas para prensado termoplástico debe comprobarse también la capacidad de carga estática
Calandras para goma y plásticos	3,5 ... 4,5	Presión media de laminado; velocidad media; (temperatura)
Transmisiones por correa y cable		Fuerza tangencial · f_z (debido a la precarga y a los golpes)
Transmisión por cadena		$f_z = 1,5$
Correas trapeciales		$f_z = 2 ... 2,5$
Correas de fibra		$f_z = 2 ... 3$
Correas de cuero		$f_z = 2,5 ... 3,5$
Bandas de acero		$f_z = 3 ... 4$
Correas-cadena		$f_z = 1,5 ... 2$

Nota. Tomado de (FAG, 2000)

Anexo 5. *Factores de servicio típicos.*

Tipos de máquinas o equipos	Servicio Intermitente	Servicio Normal	Servicio Continuo
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradores 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 Eje de línea Generadores Maquinaria de imprenta Taladros-prensas-cortadoras Cribas giratorias y vibratorias Ventiladores de más de 10 caballos de fuerza	1.2	1.3	1.4
Maquinara para aserríos 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 ladrillo Sopladores de desplazamiento positivo	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias-mandíbula-rodillo) Extrusoras-molinos de caucho Molinos de bolas Malacates	1.5	1.6	1.8

Nota. Tomado de (Intermec, 2013)

Anexo 6. *Rango de temperatura de materiales de los retenes.*

	Material	T / ºC	T_{PICO} / º C
Elastómero	Caucho de Acrilo nitrilo butadieno (NBR)	-40 ...+100	+125
	Caucho de Acrilo nitrilo butadieno hidrogenado (HNBR)	-30 ...+150	+180
	Caucho de Fluorcarbono (FPM)	-30 ...+205	+235
	Caucho de Silicona (VMQ)	-60 ...+180	+205
	Caucho de Fluorsilicona (FVMQ)	-60 ...+150	+205
TP**	PTFE	-80 ...+150	+200
	PTFE reestructurado	-90 ...+250	+260

Nota. Tomado de (Technology)

Anexo 7. *Número de dientes del piñón, engranes rectos.*

Dientes	Observaciones
7-9	Número de dientes más pequeño aceptado por AGMA, no es recomendado. a. Requiere de desplazamiento de perfil positivo para evitar la socavación para cualquier ángulo de presión b. Para ángulo de presión de 20°, el diámetro exterior deberá reducirse en proporción al espesor del diente para evitar dientes puntiagudos c. De ser posible, se utilizará ángulo de presión de 25° d. Puede originarse una relación de contacto deficiente en pasos diametrales finos a causa de la acumulación de tolerancias, $m_n \leq 1{,}25$ e. Ver Tabla 4-4 para número mínimo de dientes del engrane compañero. f. Posibles fallas por deslizamiento plástico y desgaste
10	Número práctico mínimo con ángulo de presión de 20° a. Requiere de desplazamiento de perfil positivo para evitar la socavación para ángulos de presión de 20° o menos b. La relación de contacto puede ser crítica en pasos finos c. Ver Tabla 4-4 para número mínimo de dientes del engrane compañero.
12	Número práctico mínimo para engranajes de potencia con módulos mayor a 2 [mm] a. Requiere de desplazamiento de perfil positivo para evitar la socavación para ángulos de presión de 20° o menos b. Número de dientes mínimo que puede hacerse "estándar" si el ángulo de presión es de 25° c. Número mínimo de dientes para engranajes de potencia, donde una larga vida es importante d. Ver Tabla 4-4 para número mínimo de dientes del engrane compañero.
15	Usado donde la resistencia es más importante que el desgaste a. Requiere de desplazamiento de perfil positivo para evitar la socavación para ángulos de presión de 20° o menos b. Ver Tabla 4-4 para número mínimo de dientes del engrane compañero.
19	Puede hacerse sin desplazamiento de perfil si el ángulo de presión es de 20° o más
25	Permite buen balance entre la resistencia y el desgaste para aceros endurecidos. El contacto (diámetro primitivo) queda alejado de la región crítica del círculo base
35	Si se hace de aceros duros, la resistencia puede ser más crítica que el desgaste. Si se hace de aceros de dureza media (290[HB]), la resistencia y el desgaste son aproximadamente iguales
50	Excelente resistencia al desgaste. Favorecido para engranajes de alta velocidad a causa de su funcionamiento silencioso. Crítico para la resistencia en todos los piñones, con excepción de los de dureza baja

Nota. Tomado de (Dudley, 1973).

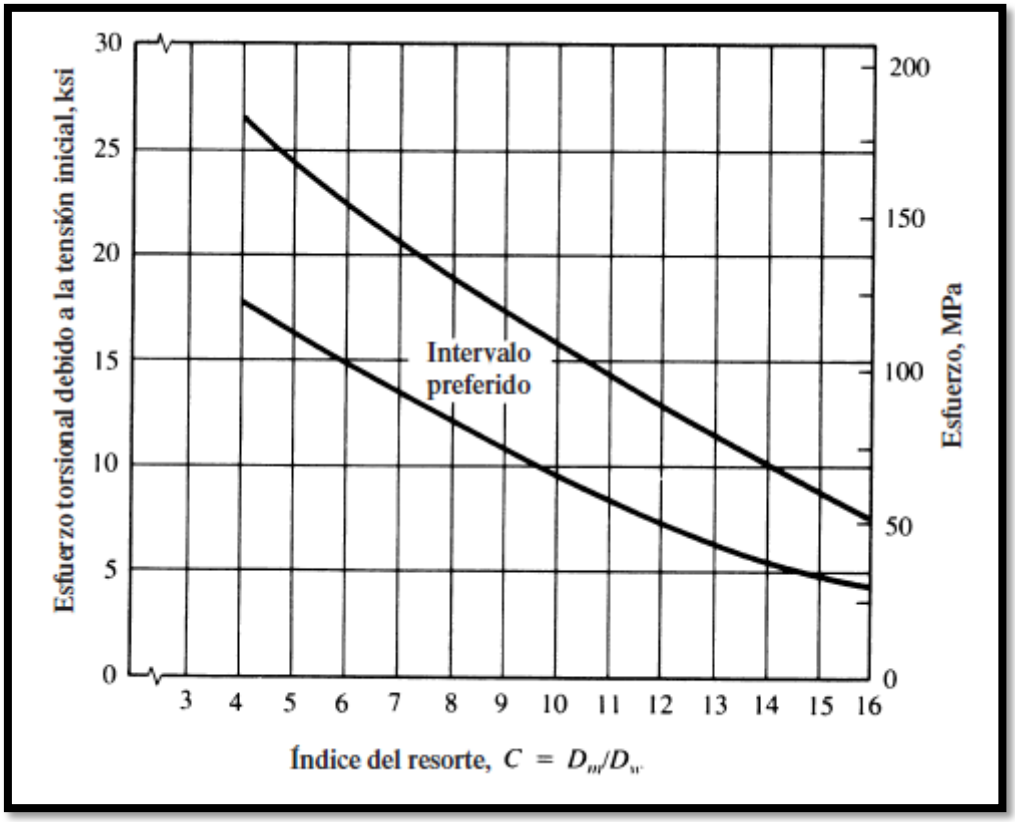
Anexo 8. *Módulos normalizados AGMA.*

Serie	Módulo																
I	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6			0,8	1	1,25	1,5	2	2,5	3		4
II	0,15	0,25	0,35	0,45	0,55		0,7	0,75	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75		3,5	4,5
III						0,65									3,25	3,75	

Serie	Módulo																
I	5	6		8	10	12	16	20	25	32	40	50	60	70	80	90	100
II	5,5		7	9	11	14	18	22	28	36	45	55					
III		6,5															

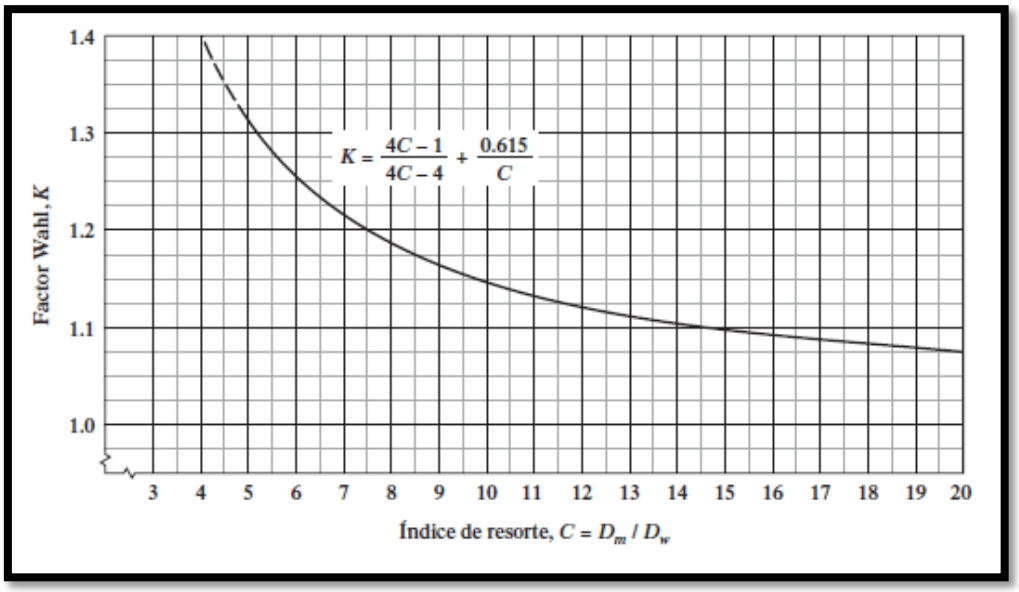
Nota. Tomado de (Ramirez, 2017).

Anexo 9. *Esfuerzo cortante torsional recomendado para un resorte de extensión, causado por la tensión inicial.*



Nota. Tomado de (Mott, 2006).

Anexo 10. *Factor de Wahl en función del índice de resorte, para alambre redondo.*



Nota. Tomado de (Mott, 2006).

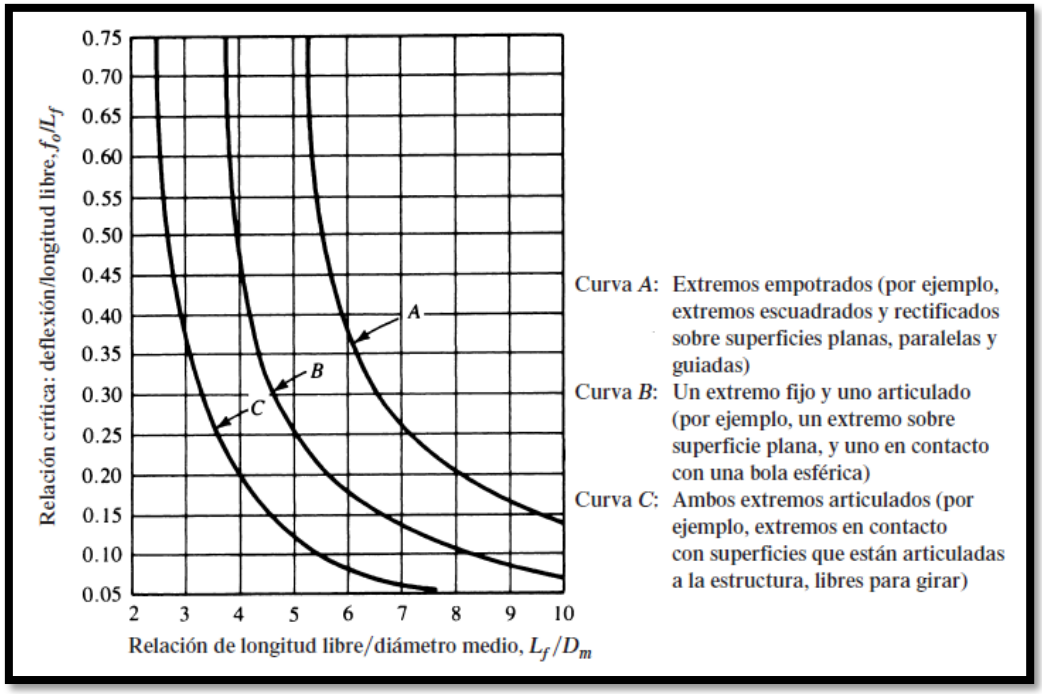
Anexo 11. *Módulo de elasticidad en cortante (G) y en tensión (E) de alambres de resorte.*

Material ASTM núm.	Módulo en cortante, G (psi)	Módulo en cortante, G (GPa)	Módulo en tensión, E (psi)	Módulo en tensión, E (GPa)
Acero estirado en frío: A227	11.5×10^6	79.3	28.6×10^6	197
Alambre para instrumentos musicales: A228	11.85×10^6	81.7	29.0×10^6	200
Templado en aceite: A229	11.2×10^6	77.2	28.5×10^6	196
Al cromo-vanadio: A-231	11.2×10^6	77.2	28.5×10^6	196
Al cromo-silicio: A401	11.2×10^6	77.2	29.5×10^6	203
Aceros inoxidables: A313				
Tipos 302, 304, 316	10.0×10^6	69.0	28.0×10^6	193
Tipo 17-7 PH	10.5×10^6	72.4	29.5×10^6	203
Latón de resortes: B134	5.0×10^6	34.5	15.0×10^6	103
Bronce fosforado: B159	6.0×10^6	41.4	15.0×10^6	103
Cobre al berilio: B197	7.0×10^6	48.3	17.0×10^6	117
Monel y K-Monel	9.5×10^6	65.5	26.0×10^6	179
Inconel e Inconel-X	10.5×10^6	72.4	31.0×10^6	214

Nota: Los datos son valores promedio. Puede haber pequeñas variaciones por el tamaño del alambre y su tratamiento.

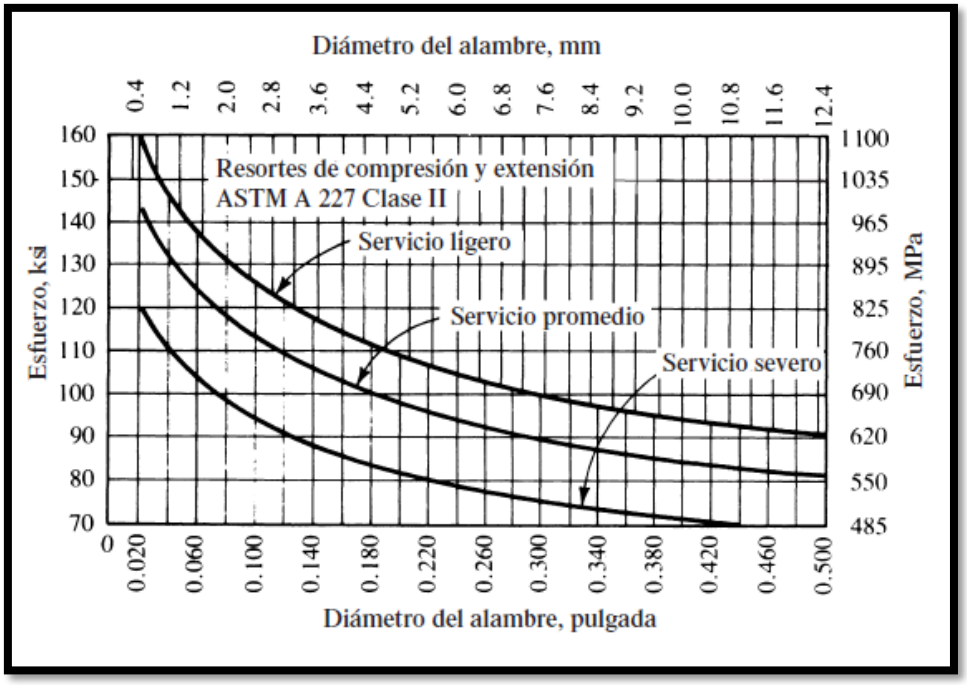
Nota. Tomado de (Mott, 2006).

Anexo 12. *Criterio de pandeo de resortes. Si la relación real de fo/Lf es mayor que la relación crítica, el resorte se pandea a la deflexión de operación.*



Nota. Tomado de (Mott, 2006).

Anexo 13. *Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A227, estirado en frio.*



Nota. Tomado de (Mott, 2006).

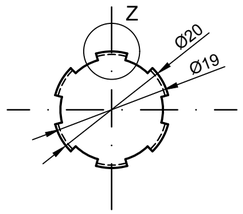
Anexo 14. *Material para resortes.*

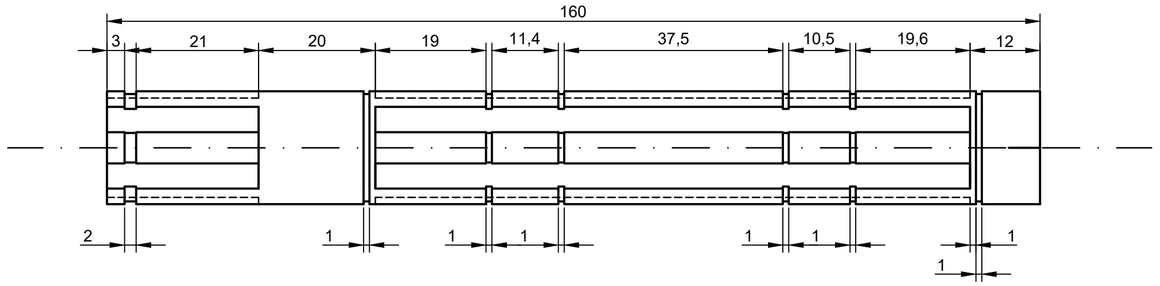
Tipo de material	Núm. ASTM	Costo relativo	Límites de temperatura, °F
A. *Aceros al alto carbón*			
Estirado en frío	A227	1.0	0-250
Acero de uso general, con 0.60 a 0.70% de carbón; bajo costo			
Alambre para instrumentos musicales	A228	2.6	0-250
Acero de alta calidad, con 0.80 a 0.95% de carbón; muy alta resistencia; excelente acabado superficial; estirado en frío; buen funcionamiento con fatiga; se usa principalmente en tamaños pequeños, hasta de 0.125 pulg			
Templado en aceite	A229	1.3	0-350
Acero de propósito general, con 0.60 a 0.70% de carbón; se usa principalmente en tamaños mayores que 0.125 pulg; no es bueno para choque o impacto			
B. *Aceros aleados*			
Cromo-vanadio	A231	3.1	0-425
Buena resistencia, resistencia a la fatiga, resistencia al impacto, funcionamiento en alta temperatura; calidad de resorte de válvula			
Cromo-silicio	A401	4.0	0-475
Resistencia muy alta y buena resistencia a la fatiga y al choque			
C. *Aceros inoxidables*			
Tipo 302	A313(302)	7.6	<0-550
Muy buena resistencia a la corrosión y para funcionamiento a alta temperatura; casi no magnético; estirado en frío; los tipos 304 y 316 también están en esta clase ASTM y tienen mejor facilidad de conformación, pero su resistencia es menor			
Tipo 17-7 PH	A313(631)	11.0	0-600
Buen funcionamiento a alta temperatura			
D. *Aleaciones de cobre:* Todas tienen buena resistencia a la corrosión y buena conductividad eléctrica			
Latón de resortes	B134	Alta	0-150
Bronce fosforado	B159	8.0	<0-212
Cobre al berilio	B197	27.0	0-300
E. *Aleaciones a base de níquel:* Todas son resistentes a la corrosión, tienen buenas propiedades a bajas y altas temperaturas, y son no magnéticas o casi no magnéticas (marcas registradas por la International Nickel Company).			
Monel™			−100-425
K-Monel™			−100-450
Inconel™			Hasta 700
Inconel-X™		44.0	Hasta 850

Fuente: Associated Spring, Barnes Group, Inc. *Engineering Guide to Spring Design.* Bristol, CT, 1987. Carlson, Harold. *Spring Designer's Handbook.* Nueva York: Marcel Dekker, 1978. Oberg, E., *et al. Machinery's Handbook.* 26th ed. Nueva York: Industrial Press, 2000.

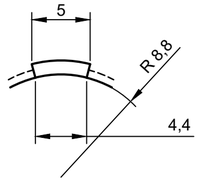
Nota. Tomado de (Mott, 2006).

Anexo 15. *Planos Técnicos del mecanismo.*

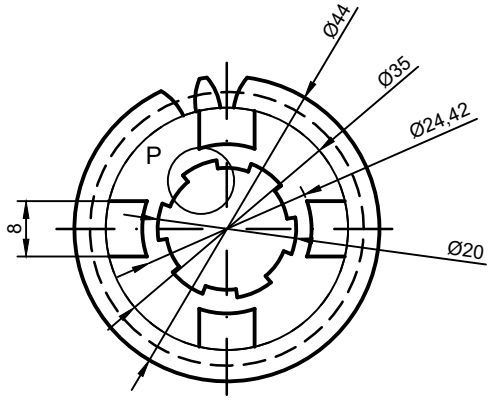


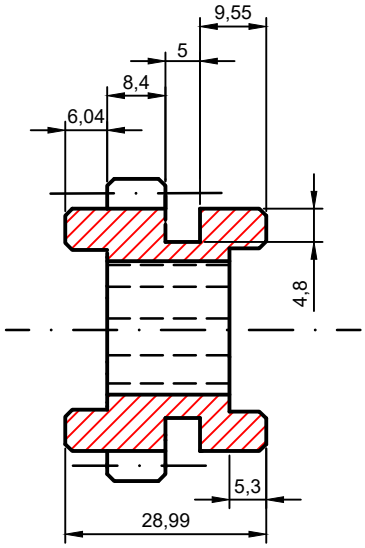


DETALLE Z
ESCALA 2:1

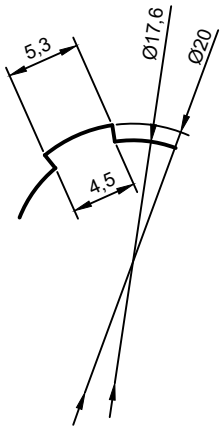


				TOLERANCIA:			MATERIAL:	PESO:
				_ _ _ _			ACERO AISI 9310	_ _ _ _
					FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:	ESCALA:
				DIBUJÓ.	AGO-2022	MAURICIO POMA	EJE UNO, ENTRADA DE POTENCIA.	1--1
				REVISÓ.	AGO-2022	ING. BYRON SOLOZARNO		
				APROBÓ.		ING. BYRON SOLOZARNO		01
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA				22



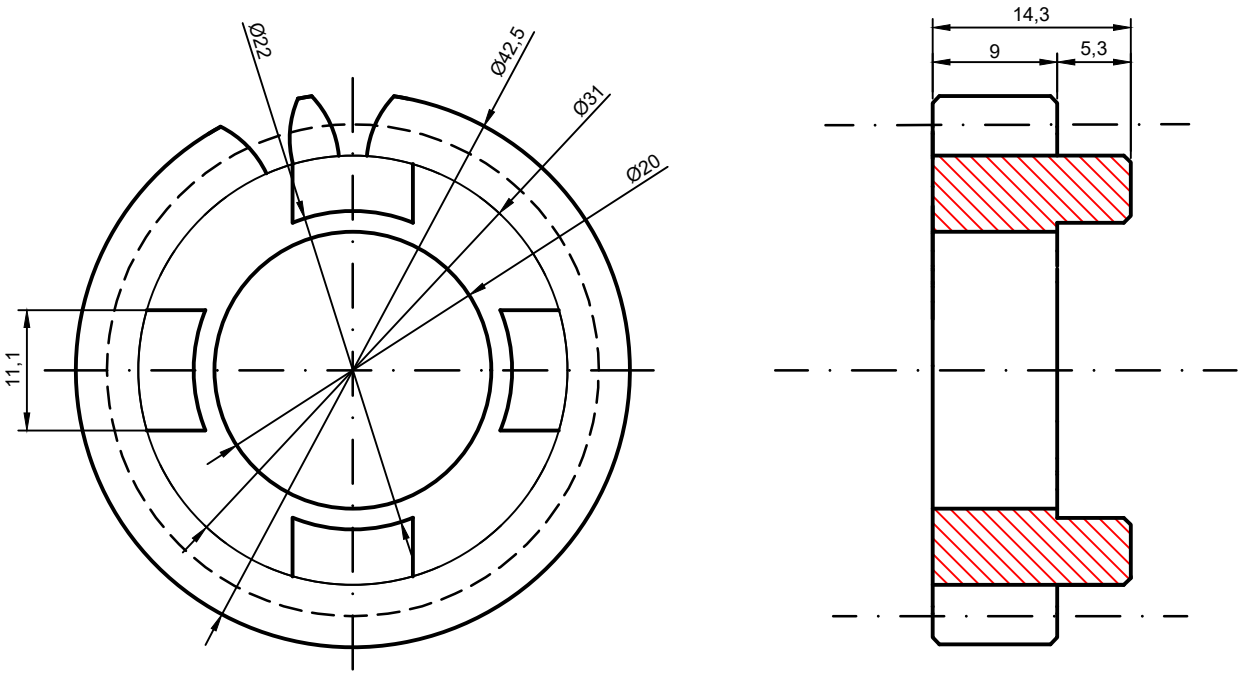


DETALLE P
ESCALA 2:1



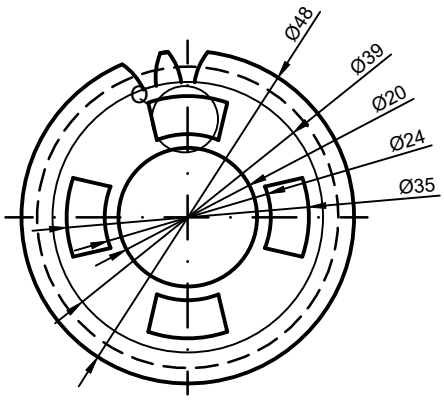
				TOLERANCIA:		MATERIAL:	PESO:
				_ _ _ _		ACERO AISI 9310	_ _ _ _
					FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:
				DIBUJÓ.	AGO-2022	MAURICIO POMA	ENGRANE PARA IZQUIERDA Y DERECHA.
				REVISÓ.	AGO-2022	ING. BYRON SOLOZARNO	
				APROBÓ.		ING. BYRON SOLOZARNO	
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA			

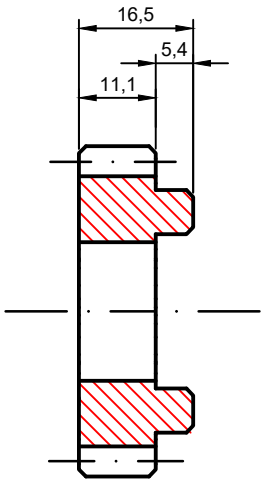
ESCALA:
1--1
02
22



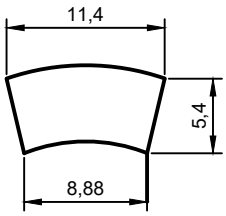
				TOLERANCIA:		MATERIAL:	PESO:
				_ _ _ _		ACERO AISI 9310	_ _ _ _
					FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:
				DIBUJÓ.	AGO-2022	MAURICIO POMA	ENGRANE DERECHO DEL EJE UNO.
				REVISÓ.	AGO-2022	ING. BYRON SOLOZARNO	
				APROBÓ.		ING. BYRON SOLOZARNO	
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA			

ESCALA:
2--1
03
22





DETALLE Q
ESCALA 2:1

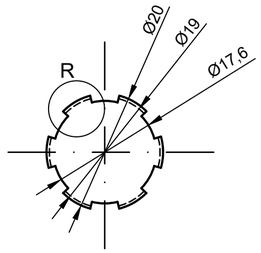


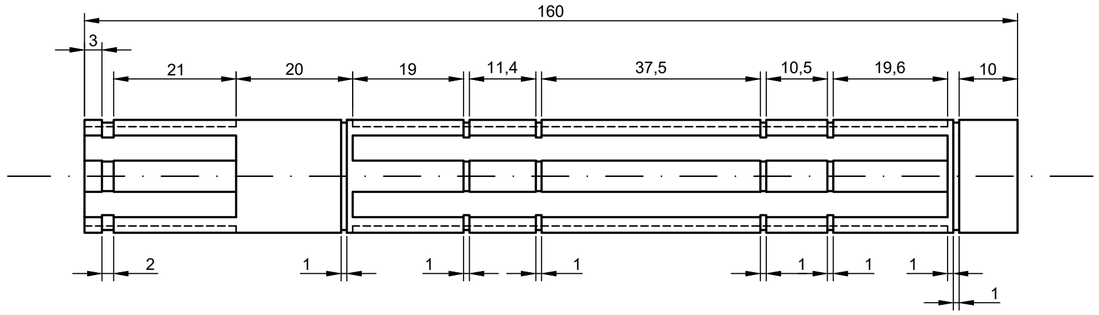
				TOLERANCIA:		MATERIAL:	PESO:
				_ _ _ _		ACERO AISI 9310	_ _ _ _
					FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:
				DIBUJÓ.	AGO-2022	MAURICIO POMA	ENGRANE IZQUIERDO DEL EJE UNO.
				REVISÓ.	AGO-2022	ING. BYRON SOLOZARNO	
				APROBÓ.		ING. BYRON SOLOZARNO	
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA			

ESCALA: 1--1

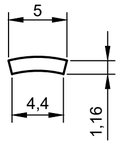
04

22

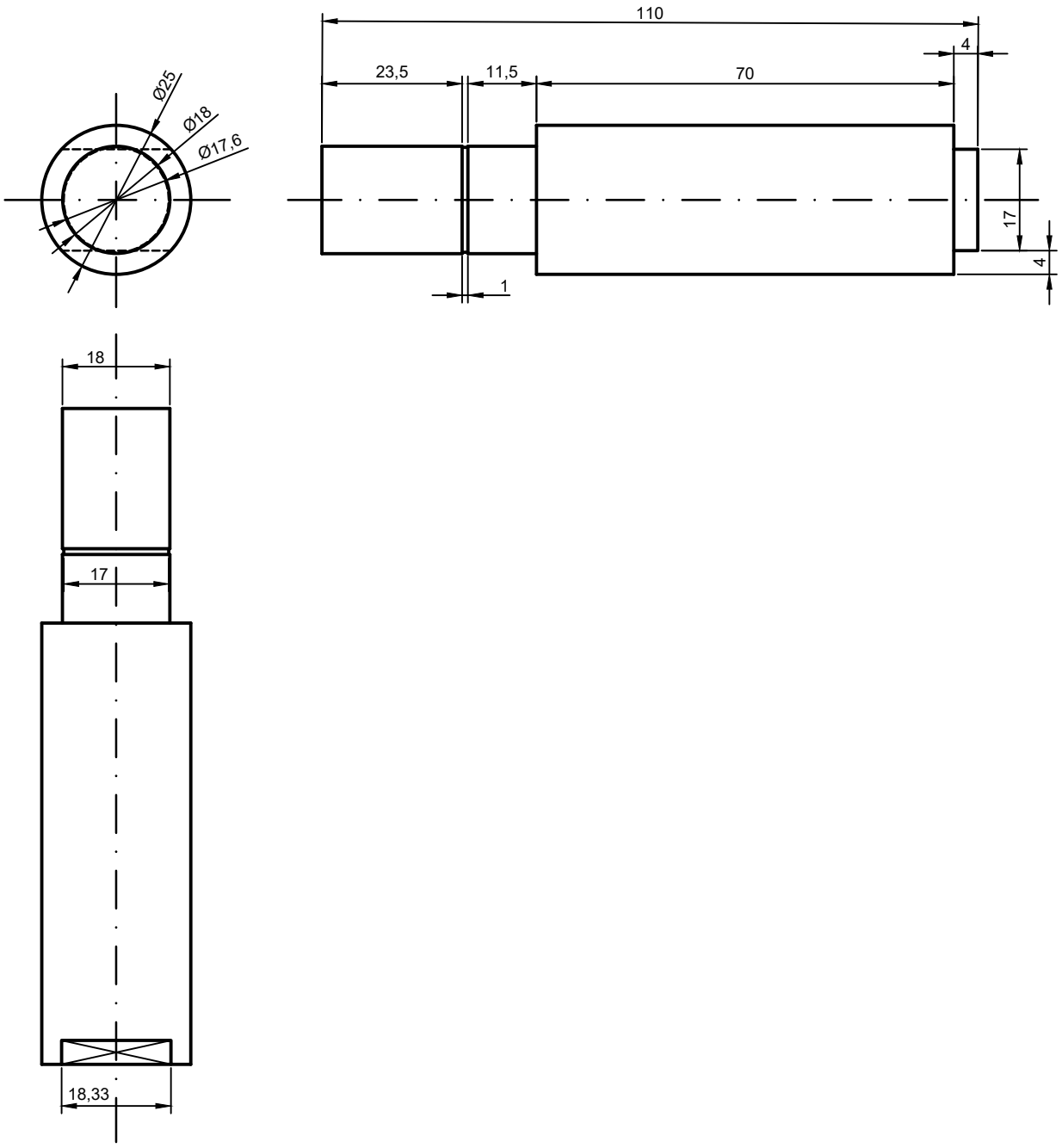




DETALLE R
ESCALA 2:1

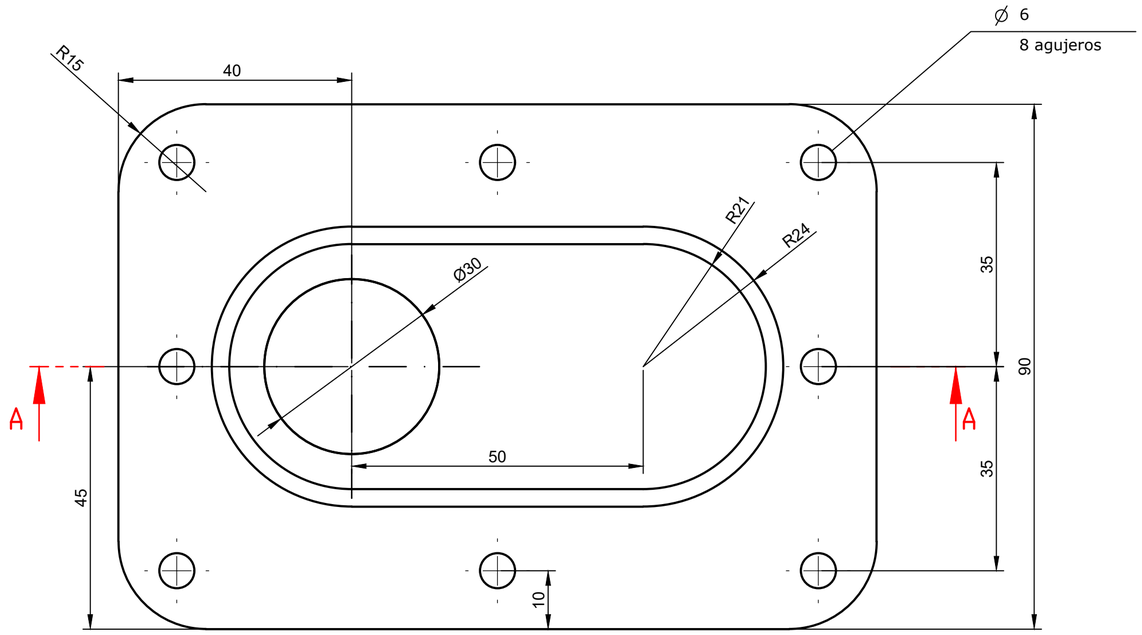


				TOLERANCIA:			MATERIAL:	PESO:
				_ _ _ _			ACERO AISI 9310	_ _ _ _
					FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:	ESCALA:
				DIBUJÓ.	AGO-2022	MAURICIO POMA	EJE DOS, SALIDA DE POTENCIA.	1--1
				REVISÓ.	AGO-2022	ING. BYRON SOLOZARNO		
				APROBÓ.		ING. BYRON SOLOZARNO		05
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA				22

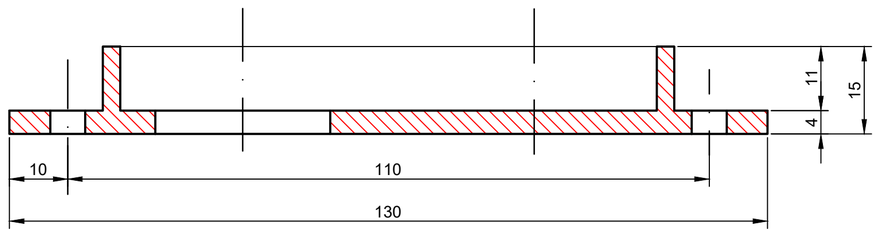


				TOLERANCIA:			
				_ _ _ _			
					FECHA:	NOMBRE:	
				DIBUJÓ.	AGO-2022	MAURICIO POMA	
				REVISÓ.	AGO-2022	ING. BYRON SOLOZARNO	
				APROBÓ.		ING. BYRON SOLOZARNO	
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA			

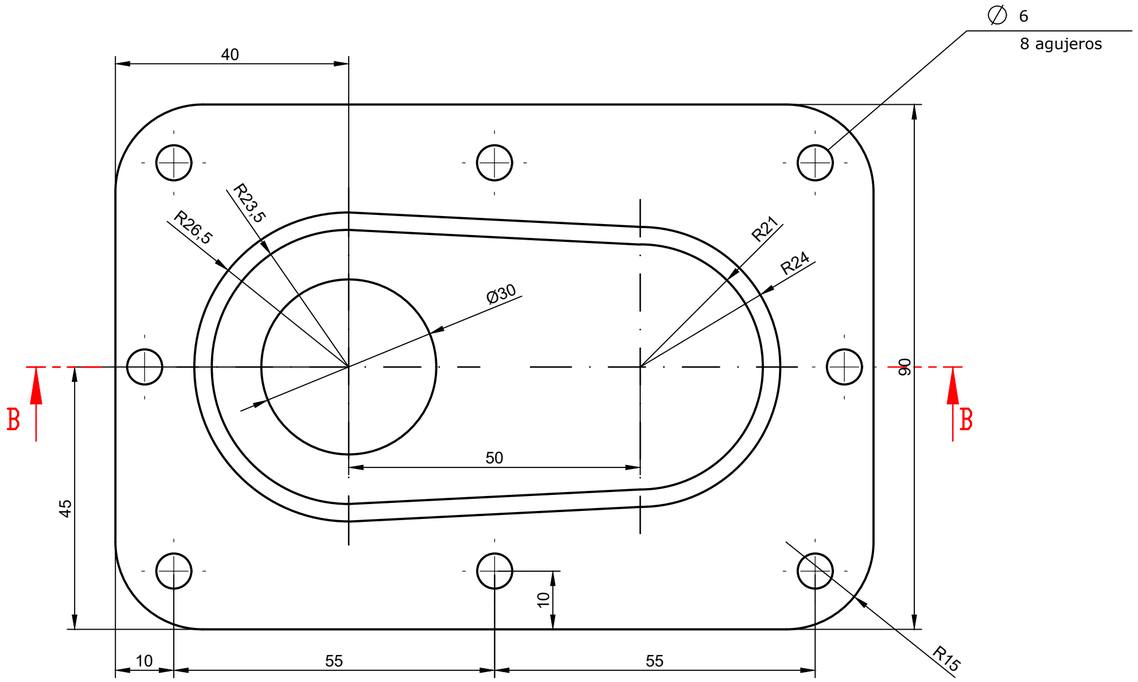
MATERIAL: ACERO AISI 1020	PESO: _ _ _ _	
DENOMINACIÓN: EJE INFERIOR.	ESCALA: 1--1	
	06	
	22	



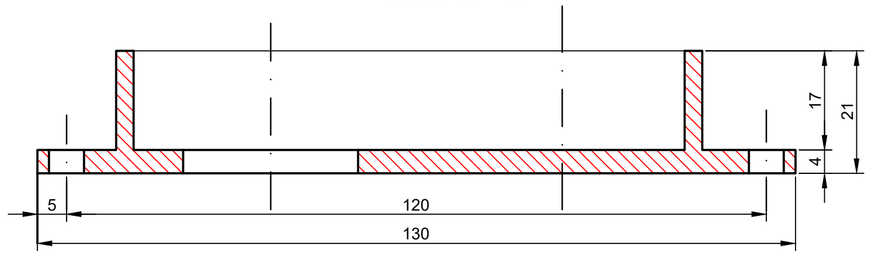
Corte A - A



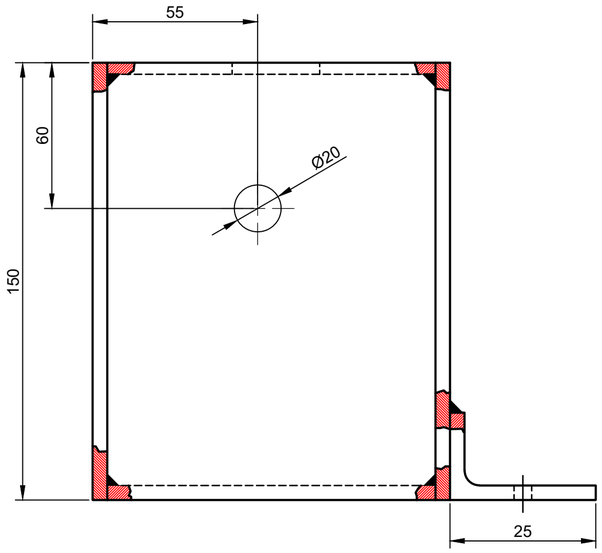
				TOLERANCIA:			MATERIAL:	PESO:
				_ _ _ _			ACERO AISI 1020	_ _ _ _
					FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:	ESCALA:
				DIBUJÓ.	AGO-2022	MAURICIO POMA	SOPORTE PARA RODAMIENTO DERECHO.	1--1
				REVISÓ.	AGO-2022	ING. BYRON SOLOZARNO		
				APROBÓ.		ING. BYRON SOLOZARNO		07
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA				22

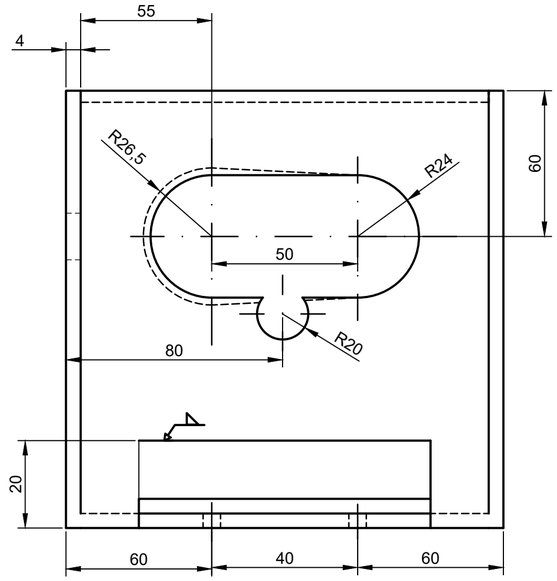


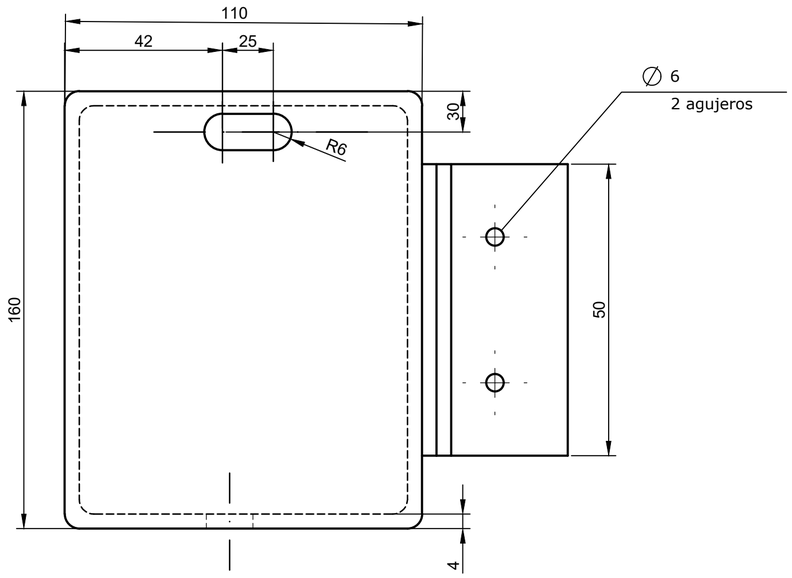
Corte B - B



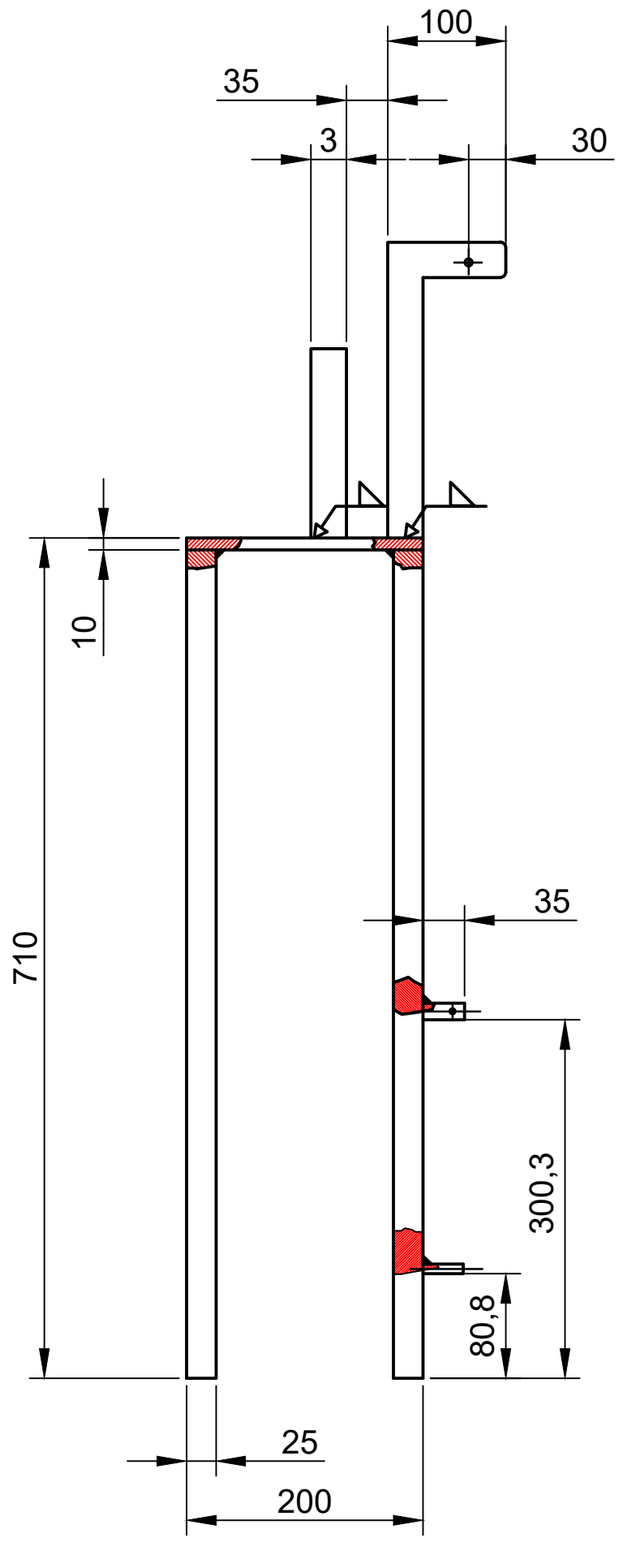
				TOLERANCIA:			MATERIAL:	PESO:
				_ _ _ _			ACERO AISI 1020	_ _ _ _
					FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:	ESCALA:
				DIBUJÓ.	AGO-2022	MAURICIO POMA	SOPORTE PARA RODAMIENTO IZQUIERDO.	1--1
				REVISÓ.	AGO-2022	ING. BYRON SOLOZARNO		
				APROBÓ.		ING. BYRON SOLOZARNO		08
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA				22

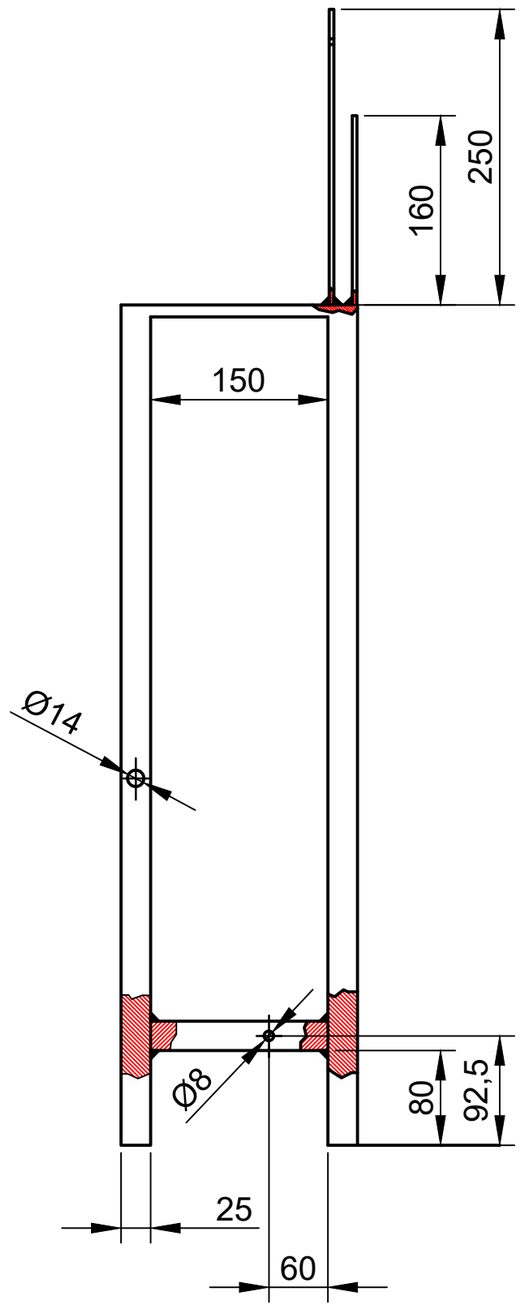


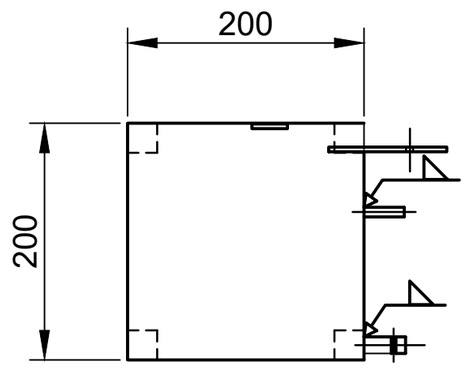




				TOLERANCIA:			MATERIAL:	PESO:
				_ _ _ _			ACERO AISI 1020	_ _ _ _
					FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:	ESCALA:
				DIBUJÓ.	AGO-2022	MAURICIO POMA	CAJA DEL MECANISMO.	1--1
				REVISÓ.	AGO-2022	ING. BYRON SOLOZARNO		
				APROBÓ.		ING. BYRON SOLOZARNO		09
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA				22



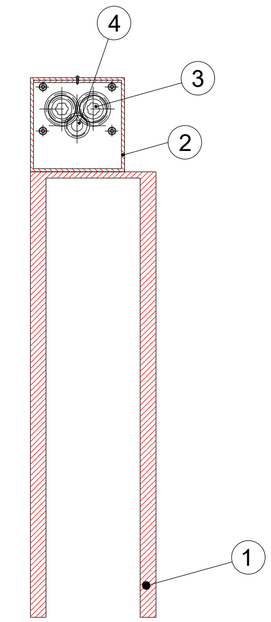


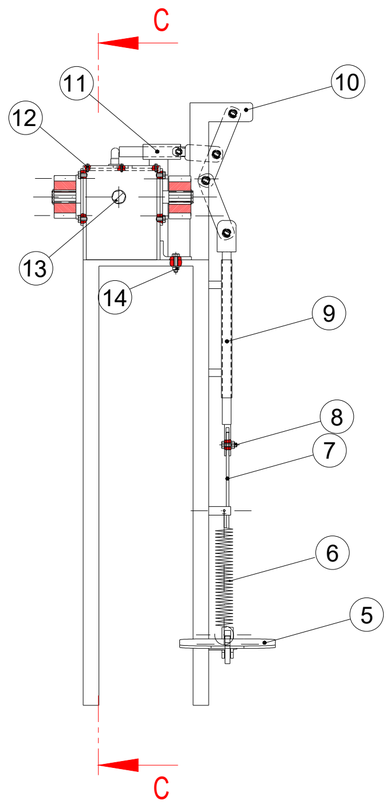


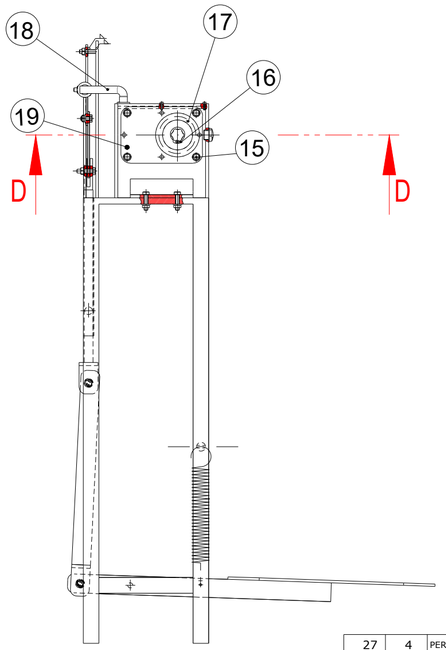
				TOLERANCIA:			MATERIAL:
				----			ACERO AISI 1020
					FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:
				DIBUJÓ.	AGO-2022	MAURICIO POMA	SOPORTE DEL MECANISMO.
				REVISÓ.	AGO-2022	ING. BYRON SOLOZARNO	
				APROBÓ.		ING. BYRON SOLOZARNO	
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA			

PESO:	ESCALA:
----	1--10
	10
	22

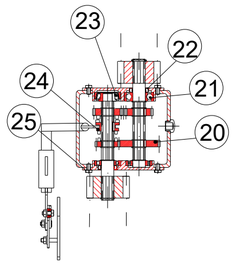
Corte C - C

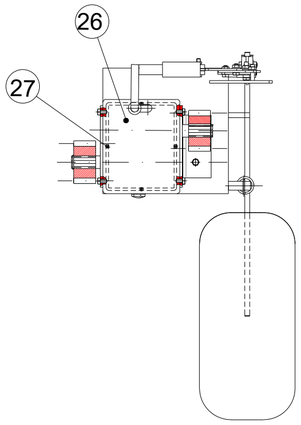






Corte D - D





POSC.	CANT.	DENOMINACIÓN.	CÓDIGO.	NORMA.	MATERIAL.	OBSERVACIÓN.
27	4	PERNO M3 X 10	CE.01.00.0027	SAE	ACERO SAE 1018	TEMPLE A 723°C
26	1	TAPA DE LA CAJA DE ENGRANES	CE.01.00.0026	AISI	ACERO AISI 1020	LAMINADO EN CALIENTE
25	17	ARANDELA M6	CE.01.00.0025	DIN	ACERO DIN 125	TRATADO EN CALIENTE
24	4	ENGRANE INTERMEDIO	CE.01.00.0024	AISI	ACERO AISI 9310	CEMENTACIÓN DE SU CAPA SUPEIROR A 900°C.
23	1	RODAMIENTO CÓNICO DE RODILLOS	CE.01.00.0023	DIN	ACERO DIN 115CrV3	TEMPLE A 800 - 840°C
22	2	RETÉN	CE.01.00.0022	AISI	ACERO AISI 302 SILICONA (VMQ)	----------
21	3	RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS	CE.01.00.0021	DIN	ACERO DIN 115CrV3	TEMPLE A 800 - 840°C
20	5	ENGRANES INTERNOS	CE.01.00.0020	AISI	ACERO AISI 9310	CEMENTACIÓN DE SU CAPA SUPEIROR A 900°C.
19	2	SOPORTE DE RODAMIENTOS	CE.01.00.0019	AISI	ACERO AISI 1020	LAMINADO EN CALIENTE
18	1	CONECTOR DEL PEDAL CON ENGRANE INTERMEDIO	CE.01.00.0018	AISI	ACERO AISI 1020	LAMINADO EN CALIENTE
17	2	ENGRANES EXTERNOS	CE.01.00.0017	ASTM	HIERRO FUNDIDO ASTM A247	COMPUESTO POR (C) Y (Si)
16	12	SEGUROS MECANICOS	CE.01.00.0016	SAE	ACERO SAE 1070	CON TEMPLE BAINÍTICO
15	8	PERNO M6 X 10	CE.01.00.0015	SAE	ACERO SAE 1018	TEMPLE A 723°C
14	2	PERNO M4 X 10 CON TUERCA	CE.01.00.0014	SAE	ACERO SAE 1018	TEMPLE A 723°C
13	1	VISOR DE NIVEL DE ACEITE	CE.01.00.0013	SAE	ACERO SAE 1018	----------
12	4	PERNO M3 x 10	CE.01.00.0012	SAE	ACERO SAE 1018	TEMPLE A 723°C
11	1	GUÍA HORIZONTAL DEL PEDAL	CE.01.00.0011	AISI	ACERO AISI 1020	LAMINADO EN CALIENTE
10	1	SUJETADOR DE PUNTO DE APOYO DEL PEDAL	CE.01.00.0010	AISI	ACERO AISI 1020	LAMINADO EN CALIENTE
9	1	GUÍA VERTICAL DEL PEDAL	CE.01.00.009	AISI	ACERO AISI 1020	LAMINADO EN CALIENTE
8	6	PERNO M6 X 10 CON TUERCA	CE.01.00.008	SAE	ACERO SAE 1018	TEMPLE A 723°C
7	5	PLETINA PARA ARTICULACIÓN DEL PEDAL	CE.01.00.007	AISI	ACERO AISI 1020	PINTADO DE NEGRO
6	1	RESORTE DE EXTENSIÓN	CE.01.00.006	ASTM	ACERO ASTM A227	ESTIRADO EN FRÍO
5	1	BASE DEL PEDAL DE LA PALANCA	CE.01.00.005	AISI	ACERO AISI 1020	PINTADO DE NEGRO
4	1	EJE INFERIOR DEL MECANISMO	CE.01.00.004	AISI	ACERO AISI 1020	LAMINADO EN CALIENTE
3	2	EJES DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	CE.01.00.003	AISI	ACERO AISI 1040	CEMENTACIÓN DE SU CAPA SUPEIROR A 900°C.
2	1	CAJA DE CONJUNTO DE ENGRANES	CE.01.00.002	AISI	ACERO AISI 1020	LAMINADO EN CALIENTE
1	1	SOPORTE DEL MECANISMO	CE.01.00.001	AISI	ACERO AISI 1020	LAMINADO EN CALIENTE

EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:

TOLERANCIA: ----------

MATERIAL: ----------

PESO: _ _ _ _

	FECHA:	NOMBRE:
DIBUJÓ.	AGO-2022	MAURICIO POMA
REVISÓ.	AGO-2022	ING. BYRON SOLOZARNO
APROBÓ.		ING. BYRON SOLOZARNO

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

DENOMINACIÓN: CONJUNTO DEL MECANISMO.

ESCALA: 1--7

11

22

Anexo 16. *Certificación de traducción del resumen*

UNIDAD EDUCATIVA FISCOMISIONAL "NUESTRA SEÑORA DEL ROSARIO"

DIÓCESIS DE LOJA

"Verdad, Virtud y Ciencia"

Loja, 02 de marzo del 2023

Lic. David Andrés Castillo

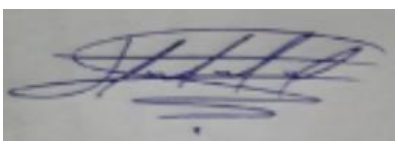
DOCENTE DE INGLÉS DE LA UNIDAD EDUCATIVA FISCOMISIONAL "NUESTRA SEÑORA DEL ROSARIO"

Apetición verbal de la parte interesada:

CERTIFICA:

Que, la traducción del documento adjunto solicitado por el Sr. **MAURICIO ALEXANDER POMA CUENCA,** con cédula de ciudadanía No. **1150036901,** cuyo tema de investigación se titula: **DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN MECANISMO DE INVERSIÓN DE GIRO, COMO SISTEMA CONTRA ACCIDENTES PARA UN TRAPICHE DE USO DOMÉSTICO,** ha sido realizado por el Lic. David Castillo, docente de la Unidad Educativa Fiscomisional "Nuestra Señora del Rosario". Esta es una traducción textual del documento adjunto, y el traductor es competente para realizar traducciones. Lo certifico en honor a la verdad, facultando al portador del presente documento, hacer el uso legal pertinente.

Atentamente:



……..

Lic. David Castillo

DOCENTE DE INGLÉS