



Universidad
Nacional
de Loja

Universidad Nacional de Loja

Facultad de la Energía, las Industrias y de los recursos no
renovables

Carrera de Ingeniería Electromecánica

**Cálculo y diseño de un trapiche de dos masas para uso
familiar.**

Trabajo de Titulación previo
a la obtención del Título de
Ingeniero Electromecánico.

AUTOR:

Yonathan Adrian Coronel Bazarán

DIRECTOR:

Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

Loja – Ecuador

2022

Certificación

Loja, 13 de diciembre de 2022

Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

CERTIFICO:

Que he revisado y orientado todo el proceso de elaboración del Trabajo de Titulación denominado: **Cálculo y diseño de un trapiche de dos masas para uso familiar.**, previo a la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico**, de la autoría de la estudiante **Yonathan Adrian Coronel Bazarán**, con **cédula de identidad Nro.1105689564**, 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.



Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Autoría

Yo, **Yonathan Adrian Coronel Bazarán**, 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 y acciones legales, por el contenido del mismo. Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja la publicación de mi Trabajo de Titulación, en el Repositorio Digital Institucional – Biblioteca Virtual.

Firma:



Cédula de identidad: 1105689564

Fecha: 12/09/2023

Correo electrónico: yonathan.coronel @unl.edu.ec

Teléfono: 0999592488

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

Yo, **Yonathan Adrian Coronel Bazarán**, declaro ser autor del Trabajo de Titulación denominado: **Cálculo y diseño de un trapiche de dos masas para uso familiar.**, como requisito para optar por el título de **Ingeniero Electromecánico**, autorizo al sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que, con fines académicos, muestre la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido 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 las 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 constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los doce días del mes de septiembre del dos mil veintitrés.



Firma:

Autor: Yonathan Adrian Coronel Bazarán.

Cédula: 1105689564

Dirección: Catamayo, parroquia San José.

Correo electrónico: yonathan.coronel@unl.edu.ec

Teléfono: 0999592488

DATOS COMPLEMENTARIOS:

Director del Trabajo de Titulación: Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

Dedicatoria

Con toda mi humildad, dedico este Trabajo de Titulación primeramente a Dios por haberme dado la fortaleza necesaria en los momentos de debilidad y agradeciéndole siempre por darme la luz del entendimiento para poder lograr todo lo que me he propuesto.

A mis padres, que supieron cómo educarme desde niño con valores, hábitos y costumbres que ayudaron a formar un joven responsable, respetuoso y cortés, ellos que siempre estuvieron apoyándome incondicionalmente pese a las adversidades.

A mis hermanos mayores que son un ejemplo de vida y han sabido guiarme al tomar decisiones correctas y oportunas que me ayudaron a mejorar como persona.

Yonathan Adrian Coronel Bazarán

Agradecimiento

A Dios por darme la sabiduría y acompañarme a lo largo de toda mi carrera dándome la fortaleza necesaria en los momentos de debilidad, por darme la oportunidad de disfrutar los triunfos, logros alcanzados y por permitirme alcanzar este momento tan especial de mi vida.

A la Universidad Nacional de Loja, Facultad de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables y a la Carrera de Ingeniería Electromecánica por permitirme ser parte de tan prestigiosa institución como estudiante y culminar mi formación académica como profesional.

Al Ing. Milton Amable León Tapia, director del Trabajo de Titulación, por su valiosa guía, paciencia y conocimientos compartidos durante la realización del mismo.

A los docentes de la Carrera de Ingeniería Electromecánica, por los conocimientos brindados durante la permanencia universitaria; y, de manera especial al señor Ing. Milton Amable León Tapia por las asesorías brindadas durante el desarrollo y consecución de esta investigación.

Gracias a todas las personas que me han colaborado directa e indirectamente a lo largo de mi carrera; y, durante la realización y consecución del Trabajo de Titulación previo a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico.

Yonathan Adrian Coronel Bazarán

Índice de contenidos

Portada	i
Certificación	ii
Autoría	iii
Carta de autorización	iv
Dedicatoria	v
Agradecimiento	vi
Índice de contenidos	vii
Índice de tablas	vi
Índice de figuras	vi
Índice de anexos	xvi
Simbología	vix
1. Título	1
2. Resumen	2
2.1 Abstract	3
3. Introducción	4
4. Marco teórico	5
4.1 Capítulo 1: Características de la materia prima	5
4.1.1 El tallo	5
4.1.2 Tipos de caña producidas en el Ecuador	6
4.1.3 Molienda y extracción de jugo de caña	8
4.2 Capítulo 2: Trapiche	8
4.2.1 Definición	8
4.2.2 Tipos de trapiches	9
4.2.3 Clasificación	10
4.2.4 Capacidad de molienda	14
4.2.5 Reseña de Trapiches	14

4.3	Capítulo 3: Fundamentos de diseño mecánico.....	17
4.3.1	Cálculo de la potencia de la máquina.....	17
4.3.2	Fuerza tangencial (F')	18
4.3.3	Fuerza de rozamiento (F_r)	19
4.3.4	Fuerza de aplastamiento	19
4.3.5	Potencia requerida por el trapiche	20
4.3.6	Sistema de transmisión por engranes	20
4.3.7	Transmisión por cadenas	24
4.3.8	Ejes	25
4.3.9	Esfuerzos mecánicos	26
4.3.10	Chavetas	28
4.3.11	Motorreductor.....	29
4.3.12	Normativa para materiales que trabajan con alimentación.....	29
5.	Metodología	30
5.1	Recursos y Materiales	30
5.1.1	Materiales informáticos	30
5.2	Métodos.....	30
5.2.1	Fuerzas que influyen en las masas	30
5.3	Cálculo de la potencia requerida.....	33
5.4	Sistema de transmisión por engranes	35
5.4.1	Relación de transmisión	35
5.4.2	Diseño de enganajes	36
5.5	Transmisión por cadenas.....	41
5.5.1	Relación de transmisión	41
5.5.2	Selección de la cadena.....	42
5.5.3	Cálculo del diámetro de la Catarina	43
5.5.4	Cálculo teórico de la longitud de la cadena.....	43

5.5.5	Cálculo teórico de la distancia entre centros	44
5.5.6	Cálculo del arco de contacto de las catarinas	44
5.5.7	Influencia de la cadena en el eje.....	44
5.6	Diseño de Ejes.....	45
5.6.1	Esfuerzo en punto crítico.....	45
5.6.2	Teoría de la Energía de distorsión	46
5.6.3	Resistencia por cargas cíclicas	48
5.7	Cálculo de los bujes de transmisión para ejes.....	55
5.8	Cálculo de Chavetas.....	59
5.9	Cálculo de uniones por pernos	59
6.	Resultados	64
6.1	Parámetros de diseño	66
6.2	Dimensionamiento de las masas	68
6.2.1	Planteamiento de las dimensiones de las masas	68
6.3	Cálculo de la potencia requerida por el trapiche en la sección 2	69
6.3.1	Cálculo de la fuerza de aplastamiento de la sección 1	72
6.4	Diseño del sistema de trasmisión por cadenas	74
6.4.1	Relación de trasmisión	74
6.4.2	Selección de la sección de la cadena	75
6.4.3	Cálculo del diámetro de la catarina	76
6.4.4	Cálculo teórico de la longitud de la cadena.....	76
6.4.5	Cálculo teórico de la distancia entre centros	77
6.5	Diseño de un sistema de trasmisión por engranajes.....	78
6.6	Diseño de Ejes.....	82
6.6.1	Influencia de la cadena en el eje.....	83
6.6.2	Cálculo de las reacciones y fuerzas que influyen en el eje de la Masa 284	
6.6.3	Cálculo de las fuerzas y reacciones que influyen en el eje de la Masa 190	

6.6.4	Analisis de fuerzas cortantes y momentos flectores.....	96
6.6.5	Resistencia por cargas cíclicas	100
6.6.6	Cálculo del eje de la masa 2	105
6.7	Cálculo de los bujes de transmisión.....	112
6.7.1	Cálculo del espesor mínimo del buje	114
6.7.2	Cálculo de los pernos de sujeción del buje.....	115
6.8	Cálculo de Chavetas.....	118
6.9	Diseño de los soportes de las masas	119
6.10	Cálculo de los pernos de sujeción del trapiche	120
6.11	Representación de la máquina propuesta	124
6.12	Diseño eléctrico	127
6.13	Análisis económico del proyecto	129
6.13.1	Costos de la materia prima estructural	130
6.13.2	Costos de los componentes eléctricos	131
6.13.3	Costos de la mano de obra directa.....	132
6.13.4	Costos de materiales indirectos	132
6.13.5	Costo total.....	133
7.	Discusión	134
8.	Conclusiones	136
9.	Recomendaciones	137
10.	Bibliografía	138
11.	Anexos	141

Índice de tablas:

Tabla 1. Diámetro y carga aplicada en el ensayo de aplastamiento.	15
Tabla 2. Resultados de las pruebas de capacidad de producción del trapiche.	17
Tabla 3. Número de dientes máximo para el piñón.....	24
Tabla 4. Parámetros para el acabado superficial.	49
Tabla 5. Factores de confiabilidad para seis probabilidades de sobrevivencia.	50
Tabla 6. Materiales para cojinetes con sus límites de operación.....	57
Tabla 7. Factores de desgaste.	57
Tabla 8. Factor relacionado con el movimiento f_1	58
Tabla 9. Factor ambiental f_2	58
Tabla 10. Tipos de trapiches.....	64
Tabla 11. Clasificación de los trapiches por orientación de masas.	65
Tabla 12. Diámetro y carga aplicada en el ensayo de aplastamiento.	67
Tabla 13. Dimensionamiento de las masas.	69
Tabla 14. Resultados de cálculo de la sección 1.	73
Tabla 15. Resultados para la selección correcta de la cadena.	75
Tabla 16. Tabla resumen del cálculo del sistema de transmisión por cadenas.	78
Tabla 17. Resumen del cálculo de la transmisión por engranajes.....	82
Tabla 18. Fuerzas aplicadas en la masa 2.....	83
Tabla 19. Resumen de los resultados obtenidos de las reacciones de la masa 1 y 2.....	95
Tabla 20. Cálculos del eje de la masa 2.	110
Tabla 21. Cuadro resumen para los soportes de las masas del trapiche.....	120
Tabla 22. Componentes principales del circuito de fuerza y de mando para el accionamiento del motor del trapiche.....	129
Tabla 23. Costos unitarios de los componentes estructurales.	130
Tabla 24. Componentes eléctricos.....	131
Tabla 25. Costos de mano de obra directa.....	132

Tabla 26. Costos de material indirecto.	132
Tabla 27. Resultados del costo final para la implementación del proyecto.	133
Tabla 28. Resultados del ensayo de aplastamiento.	142
Tabla 29. factor de sobrecarga K_0	148
Tabla 30. Coeficiente elástico C_p	148
Tabla 31. Número de calidad Q_v	149
Tabla 32. Factor de tamaño K_s	152
Tabla 33. Factor de confiabilidad K_R	153
Tabla 34. Número de esfuerzos admisibles para materiales de engranes de acero.	154
Tabla 35. Propiedades de los aceros cementados para engranajes.	155
Tabla 36. Factor de servicio para máquinas motrices.	156
Tabla 37. Propiedades de los metales.	157
Tabla 38. Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único de torón sencillo de una catarina de 17 dientes.	159
Tabla 39. Dimensiones de cadenas estándares de rodillo americanas: torón sencillo.	160
Tabla 40. Factores de servicio para transmisiones por cadena.	161
Tabla 41. Factores de corrección de dientes k_1	162
Tabla 42. Factores de hileras múltiples K_2	162
Tabla 43. Características de factor de seguridad A, B, y C.	163
Tabla 44. Características de factor de seguridad D y E.	164
Tabla 45. Factor de esfuerzos dinámicos.	165
Tabla 46. Factor de seguridad por la transmisión instalada.	165
Tabla 47. Selección de chaveta.	167
Tabla 48. Propiedades del acero al carbono AISI 4340.	168
Tabla 49. Propiedades de los aceros al carbono para chavetas.	168
Tabla 50. Valores del factor de forma de Lewis Y (estos valores son para un ángulo normal de presión de 20°).	169

Tabla 51. Dimensiones de roscas hexagonales.	170
Tabla 52. Dimensiones básicas de arandelas simples estándar estadounidenses (pulgadas). 171	
Tabla 53. Diámetros y área de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF.	172
Tabla 54. Parámetros de la rigidez de varios materiales.	173
Tabla 55. Propiedades mecánicas de tres metales no ferrosos.	174
Tabla 56. Especificaciones SAE para pernos de acero.	175

Índice de Figuras:

Figura 1. Partes importantes del tallo.....	5
Figura 2. Caña POJ- 2878.	6
Figura 3. Caña POJ-2714.	7
Figura 4. Caña POJ-2961.	8
Figura 5. Trapiche Vertical.	10
Figura 6. Trapiche horizontal de 3 masas.	11
Figura 7. Trapiche con motor de combustión interna a gasolina.	12
Figura 8. Trapiche con motor eléctrico.	13
Figura 9. Partes principales de un trapiche.	14
Figura 10. Extracción del jugo de caña.	18
Figura 11. Fuerza tangencial.	19
Figura 12. Fuerza de rozamiento y fuerza normal.	19
Figura 13 . Diagrama de esfuerzo-deformación.....	20
Figura 14. Engranajes rectos.	22
Figura 15. Partes de un engranaje.	23
Figura 16. Relación de transmisión.....	24
Figura 17. Barra sometida a compresión.....	26
Figura 18. Viga sometida a esfuerzo por flexión.	27
Figura 19. Esfuerzo cortante.	27

Figura 20. Esfuerzo a la torsión.	28
Figura 21. Motorreductor.	29
Figura 22. Gráfico del ángulo de contacto.	31
Figura 23. diagrama de cuerpo libre de las fuerzas.	33
Figura 24. Cálculo de las partes del engranaje.	41
Figura 25. Transmisión por cadena de rodillos.	45
Figura 26. Chaflanes en ejes.	52
Figura 27. Factor de concentración de esfuerzos para cargas estáticas.	53
Figura 28. Factor de concentración de esfuerzos por cargas cortantes.	53
Figura 29. Sensibilidad a la muesca con una función del radio para varios materiales y tipos de carga.	54
Figura 30. Sensibilidad a la muesca para cargas cortantes.	54
Figura 31. Flujograma de la metodología.	63
Figura 32. Proceso experimental del aplastamiento de la caña.	67
Figura 33. Esquema del trapiche a diseñar.	68
Figura 34. Dimensiones de las secciones de las masas del trapiche.	69
Figura 35. Diagrama de Fuerzas de la Masa en la sección 2.	70
Figura 36. Diagrama de las masas de la sección 1.	72
Figura 37. Diagrama de la masa 2 sección 1.	82
Figura 38. Diagrama de cuerpo libre de la cadena.	84
Figura 39. Diagrama de cuerpo libre en el plano YZ.	85
Figura 40. Diagrama de cuerpo libre de la masa 2 sección 1 plano XZ.	86
Figura 41. Diagrama de la masa 2, sección 2.	87
Figura 42. Diagrama de cuerpo libre de la masa 2 sección 2 plano YZ.	88
Figura 43. Diagrama de cuerpo libre de la masa 2 sección 2 plano XZ.	89
Figura 44. Diagrama de la masa 1 sección 1.	90
Figura 45. Diagrama de la masa 1 sección 1 plano YZ.	91

Figura 46. Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ de la masa 1 sección 1.....	92
Figura 47. Diagrama de la masa 1, sección 2.....	93
Figura 48. Diagrama de cuerpo libre de la masa 1 sección 2 plano YZ.	93
Figura 49. Diagrama de cuerpo libre de la masa 1 sección 2 plano XZ.	94
Figura 50. Diagrama de cuerpo libre del plano YZ.	96
Figura 51. Diagrama cortante de las fuerzas.....	96
Figura 52. Diagrama de momentos.....	97
Figura 53. Diagrama de cuerpo libre en el plano	97
Figura 54. Diagrama cortante de las fuerzas.....	98
Figura 55. Diagrama de momentos.....	98
Figura 56. Diagrama de momentos.....	99
Figura 57. Diagrama de par de torsión.....	99
Figura 58. Factor K_t	102
Figura 59. Factor K_{ts} para cargas cortantes.....	102
Figura 60. Factor de sensibilidad a la muesca (q).....	103
Figura 61. Factor de sensibilidad a la muesca cortante (q_{cort}).	104
Figura 62. Diagrama de cuerpo libre del plano YZ.	106
Figura 63. Diagrama cortante de las fuerzas.....	106
Figura 64. Diagrama de momentos.....	106
Figura 65. Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ.....	107
Figura 66. Diagrama cortante de las fuerzas.....	107
Figura 67. Diagrama de momentos.....	108
Figura 68. Diagrama de momentos.....	108
Figura 69. Diagrama de par de torsión.....	109
Figura 70. Diagrama de las dimensiones de los ejes.....	111
Figura 71. Esquema de las áreas del eje y buje.....	114
Figura 72. Diagrama del buje de bronce.....	118

Figura 73. Soporte de las masas.....	120
Figura 74. Esquema de las bases y pernos.....	121
Figura 75. Soporte de las masas con sus pernos de sujeción.....	124
Figura 76. Vista frontal del trapiche.....	125
Figura 77. Vista de perfil del trapiche.....	126
Figura 78. Trapiche con guardas de protección.....	127
Figura 79. Diagrama de fuerza y mando de la conexión del motor.....	128
Figura 80. Ancho de la huella de aplastamiento.....	142
Figura 81. Masas de 100 mm de diámetro por 120 mm de largo.....	143
Figura 82. Prensa Hidráulica con control de mando digital.....	144
Figura 83. Colocación de las masas y la caña.....	144
Figura 84. Posición final de la caña.....	145
Figura 85. Medición manual de la separación entre masas.....	145
Figura 86. Pantalla de control.....	145
Figura 87. Fuerza obtenida al reducir la caña a 5mm de un diámetro inicial de 54 mm.....	146
Figura 88. Potencia de diseño transmitida en función de la velocidad del piñón para engranajes rectos con distintos pasos y diámetros.....	147
Figura 89. Factor dinámico (K_v).....	150
Figura 90. Factor de geometría del diente del engranaje (I).....	151
Figura 91. Factor de geometría del diente.....	151
Figura 92. Factor de proporción del piñón.....	152
Figura 93. Factor de alineamiento del engranado.....	152
Figura 94. Número de esfuerzos flexionantes admisibles para engranajes de acero templado total.....	153
Figura 95. Características del Motorreductor.....	158
Figura 96. Propiedades del acero inoxidable AISI 304.....	166
Figura 97. Modelo de trapiche eléctrico para uso comercial.....	176

Índice de anexos:

Anexo 1. Informe del ensayo de aplastamiento	141
Anexo 2. Tablas y figuras utilizadas en el diseño de engranajes de dientes rectos	147
Anexo 3. Factor de servicio para máquinas motrices	156
Anexo 4. Propiedades de los metales	157
Anexo 5. Características del motorreductor	158
Anexo 6. Capacidad en caballos de fuerza de la cadena simple de rodillo número 100	159
Anexo 7. Dimensiones de cadenas de rodillos americanas: torón sencillo	160
Anexo 8. Factor de servicio para transmisión por cadenas	161
Anexo 9. Factores de corrección de dientes k1	162
Anexo 10. Criterios para el factor de seguridad	163
Anexo 11. Características de factor de seguridad D y E	164
Anexo 12. Factor de esfuerzos dinámicos	165
Anexo 13. Factor de seguridad por la transmisión instalada	165
Anexo 14. Propiedades de acero inoxidable AISI 304	166
Anexo 15. Selección de chaveta	167
Anexo 16. Propiedades del acero al carbono AISI 4340	168
Anexo 17. Propiedades de los aceros al carbono para chavetas	168
Anexo 18. Valores del factor de forma de Lewis Y (para un ángulo l de presión de 20°)	169
Anexo 19. Dimensiones de las roscas hexagonales	170
Anexo 20. Dimensiones básicas de arandelas simples estándar estadounidenses (in)	171
Anexo 21. Diámetros y área de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF	172
Anexo 22. Parámetros de la rigidez de varios materiales	173
Anexo 23. Propiedades mecánicas de tres metales no ferrosos	174

Anexo 24. Especificaciones SAE para pernos de acero.....	175
Anexo 25. Modelo de trapiche eléctrico para uso comercial.....	176
Anexo 26. Planos de la máquina.....	177
Anexo 27. Certificado de traducción del resumen.....	178

Simbología:

F_n : Fuerza normal.

μ_c : Coeficiente de fricción entre la caña y las masas.

θ : Ángulo de contacto.

d : Distancia entre la superficie de la caña y el centro de la masa.

d_c : Diámetro promedio de la caña.

r_m : Radio de la masa.

F_a : Fuerza de aplastamiento.

A_c : Arco de contacto.

A_p : Área de aplastamiento.

a_p : Ancho de la huella de aplastamiento.

R : Resistencia de aplastamiento

f' : Fuerza tangencial.

F_n : Fuerza normal.

F_r : Fuerza de rozamiento.

T_m : Par torsor de las masas.

ω : Velocidad angular.

P_N : Potencia normal del trapiche.

V : Velocidad tangencial.

P_r : Potencia por rozamiento.

P_t : Potencia de servicio.

i : Relación de transmisión.

n : Número de revoluciones recomendado.

P_{req} : Potencia requerida para selección del motor.

η_b : Eficiencia de la transmisión por cadenas.

n_{mot} : Velocidad de rotación de la rueda motriz.

n_{rec} : Velocidad de rotación de la rueda receptora.

N_{rec} : Número de dientes de la catarina receptora.

N_{mot} : Número de dientes de la Catarina motriz.

Z_{rec} : Número de dientes engranaje receptor.

Z_{mot} : Número de dientes engranaje motriz.

P_d : Potencia de diseño o del elemento motriz (W).

P : Potencia de servicio del engranaje.

V_t : Velocidad de la línea de paso.

D_p : Diámetro primitivo (mm).

m : Módulo.

Z : Número de dientes.

D_i : Diámetro interior.

D_{C_E} : Distancia entre centros de los engranajes.

h : Altura del diente.

h_1 : Altura de la cabeza.

h_2 : Altura de la raíz.

S : Espesor del diente.

D_e : Diámetro exterior del engranaje.

V : Velocidad lineal del engranaje.

K_v : Factor de velocidad.

P : Paso diametral o circunferencia.

W^t : Carga transmitida (N).

F : Ancho de la cara (m).

Y : Factor de forma de Lewis Y .

C_p : Coeficiente elástico.

Q_v : Número de calidad.

K_v : Factor dinámico.

I : Factor geométrico del diente

J : Factor de geometría del diente.
 K_m : Factor de distribución de carga.
 C_{pf} : Factor de proporción del piñón.
 C_{ma} : Factor del alineamiento del engranado.
 K_s : Factor de tamaño.
 K_B : Factor de espesor del borde.
 SF : Factor de servicio.
 C_H : Factor de dureza.
 K_R : Factor de confiabilidad.
 S_t : Esfuerzo en el diente del piñón.
 K_0 : Factor de sobrecarga.
 S_c : Esfuerzos por contacto.
 S_{ac} : Número de esfuerzo admisibles.
 ν_p : Relación de Poisson para el piñón.
 E_p : Módulo de rigidez del piñón (GPa).
 ν_G : Relación de Poisson para la rueda dentada.
 D : Diámetro de la catarina (mm).
 P : Paso de la cadena (mm).
 N : Número de dientes de la catarina.
 K_2 : Factores de hileras múltiples.
 nd : Factor de seguridad para cadenas.
 K_s : Factor de servicio para cadenas.
 H_{nom} : Potencia nominal del elemento motriz (HP).
 K_1 : Factor de corrección del diente
 H_{tab} : Capacidad nominal de la cadena (HP).
 L : Longitud de la cadena (pasos)
 N_1 : Número de dientes de la catarina motriz.
 N_2 : Número de dientes de la catarina receptora.

C : Distancia entre centros (m).
 F_c : Fuerza centrípeta de la cadena sobre el eje.
 M_x : Momento torsor.
 M_{xy} : Momento torsor en el plano xy.
 M_{xz} : Momento torsor en el plano xz.
 S_y : Resistencia a la fluencia del material del eje, [Pa].
 n_s : Factor de seguridad para ejes.
 d_{eje} : Diámetro mínimo del eje.
 M : Momento torsor.
 T : Torque generado en el eje.
 k_f : Factor de concentración de esfuerzos por fatiga debido a una carga normal.
 K_{fs} : Factor de concentración de esfuerzo debido a una carga cortante.
 M_a : Momento flexionante alternante.
 T_a : Torque alternante.
 S_e : Límite a la fatiga modificado.
 S'_e : Límite a la fatiga bajo condiciones ideales.
 S_u : Resistencia a la ruptura.
 k_s : Factor de tamaño.
 k_f : Factor por acabado superficial.
 k_s : Factor de tamaño.
 k_d : Factor de temperatura.
 k_g : Factor por efectos diversos.
 K_t : Factor de concentración para cargas estáticas.
 q : Sensibilidad a la muesca.
 K_f : Factor de concentración de esfuerzos por fatiga debido a una carga normal.
 K_{fs} : Factor de concentración de esfuerzo debido a una carga cortante.

K_{ts} : factor de concentración para cargas cortantes.
 q_{cort} : Sensibilidad a la muesca cortante.
 k_c : Factor de concentración de esfuerzos.
 k_r : Factor de confiabilidad.
 q_n : Sensibilidad a la muesca.
 D : Diámetro máximo del eje.
 r : Radio del eje.
 σ_{max} : Esfuerzo máximo.
 σ_{flex} : Esfuerzo flexionante.
 σ_a : Esfuerzo de amplitud.
 P : Presión nominal.
 F_{eje} : Carga radial del eje (N).
 L_b : Longitud del buje.
 P_{max} : Presión máxima.
 w : Desgaste lineal.
 f_1 : Factor de movimiento.
 f_2 : Factor ambiental.
 K : Factor de desgaste del material del buje.
 τ : Esfuerzo cortante admisible.
 b : Ancho de la chaveta.
 L_c : Longitud de la chaveta.
 σ_c : Esfuerzo admisible a compresión.
 hc : Altura de la chaveta.
 D_{eje} : Diámetro final del eje.
 L : Vida nominal (10^6 revoluciones).
 A_t : Área de esfuerzo sometida a tensión.
 l_t : Longitud de la parte roscada de agarre.
 A_d : Área del diámetro mayor del sujetador.
 l_d : Longitud de la parte sin rosca en agarre.
 E : Módulo de elasticidad.
 k_b : Factor de rigidez.
 l : Longitud roscada.

d : Diámetro del sujetador.
 L : Longitud del perno.
 h_{perno} : Espesor de la rosca.
 L_T : Longitud de la rosca.
 l_d : Longitud de la parte sin roscar.
 C : Constante de rigidez.
 S_p : Resistencia.
 F_p : Factor por pérdidas.
 t : Espesor de la arandela.
 F_i : Precarga.
 N : Número de pernos.
 P : Carga externa de extensión.
 n_L : Factor de carga para pernos.
 D_{s1} : Diámetro de la sección 1.
 D_{s2} : Diámetro de la sección 2.
 $E_{masa1-2}$: Espacio entre masas de la sección uno y dos.
 L_{s1} : Longitud de la sección 1 de la masa.
 L_{s2} : Longitud de la sección 2 de la masa.
 L_{m1} : Longitud total de la masa 1.
 L_{m2} : Longitud total de la masa 2.
 P_{rec} : Potencia requerida para selección del motor.

1. Título

Cálculo y diseño de un trapiche de dos masas para uso familiar

2. Resumen

Este Proyecto de Titulación tiene como objetivo principal calcular y diseñar un trapiche de dos masas de uso familiar, para este modelo se estima dos masas horizontales escalonadas con diámetros diferentes que permiten aplastar la caña a distintas separaciones provocando que esta reduzca su volumen en dos etapas, en la primera, se comprime su diámetro en estado natural hasta quedar de 25 mm y en la segunda etapa se reduce aún más hasta los 5 mm, mejorando así la extracción del jugo.

El diseño del trapiche va enfocado a la molienda de caña tipo POJ 2878, cuyos parámetros de diseño se obtienen mediante una investigación de literatura de diferentes libros, además, se realizó un análisis experimental para determinar la resistencia que presenta al aplastamiento.

En el desarrollo del proyecto, se calcula y diseña los principales elementos mecánicos que conforman el trapiche, tal como son los ejes, masas, engranajes, bujes, chavetas, sistema de transmisión por cadenas, motorreductor y pernos, además, se incluye las guardas de protección, estructura metálica y soporte superior. Finalmente, se especifica las dimensiones constructivas del trapiche, diagrama de conexión eléctrica y un análisis económico, para validar el beneficio del su uso.

Palabras claves: Caña POJ-2878, Diseño de elementos mecánicos, Trapiche de dos masas.

2.1 Abstract

The main objective of this Titration Project is to calculate and design a sugar mill with two masses for family use. For this model, two staggered horizontal masses with different diameters are estimated that allow the cane to be crushed at different separations, causing it to reduce its volume in two stages. In the first, its natural diameter is compressed to 25 mm and in the second stage it is further reduced to 5 mm, thus improving juice extraction.

The sugar mill design is focused on the grinding of cane type POJ 2878, whose design parameters are obtained through a literature search of different books, in addition, an experimental analysis was carried out to determine the resistance it presents to crushing.

In the development of the project, the main mechanical elements that make up the trapiche are calculated and designed, such as the axes, masses, gears, bushings, keys, chain transmission system, gear motor and bolts, in addition, the guards of protection, metal structure and upper support. Finally, the constructive dimensions of the trapiche, electrical connection diagram and an economic analysis are specified, to validate the benefit of its use.

Keywords: Trapiche of two masses, Cane POJ-2878, Design of mechanical elements.

3. Introducción

En el presente proyecto de titulación se pretende calcular y diseñar un trapiche de dos masas accionado por un motorreductor que cumplan con las condiciones de eficacia y salubridad adecuadas para una máquina procesadora de alimentos. Este proyecto tiene como objetivo general “Calcular y diseñar un trapiche de dos masas para uso familiar”.

Para el cumplimiento del primer objetivo específico “Análisis del proceso de molienda de caña y de los diferentes modelos de trapiches actuales para la determinación de los parámetros de diseño” se estableció en el Capítulo 1 la información necesaria y confiable, que definió las características físicas de la materia prima que servirán en los cálculos de los diferentes componentes mecánicos. En el Capítulo 2 se expone la información relacionada con la máquina, sus características, proceso de funcionamiento, tipos y desempeño, centrándose en específico al estudio de trapiche eléctrico de dos masas. En el Capítulo 3 se hace referencia a los fundamentos de diseño mecánico que se deben considerar para el cálculo de los elementos de la máquina, tales como, el proceso de diseño del sistema de transmisión por engranes, diseño de ejes, transmisión por cadenas, diseño de bujes, pernos, chavetas, estructura de la máquina, selección de motorreductor y el diseño eléctrico de su conexión, además, se seleccionó el material adecuado constructivo que permitió realizar un análisis económico sobre la implementación del proyecto.

Seguidamente, se plantea la metodología necesaria para la realización del proyecto y dar cumplimiento al segundo objetivo específico “Cálculo, diseño y selección de los elementos constitutivos del trapiche”, obteniendo como resultados un trapiche con dos masas fabricadas en acero inoxidable AISI 304, los ejes fabricados en acero al carbono AISI 4340 están sostenidos por bujes de bronce; la transmisión de movimiento entre masa a masa se lo realizará a través de dos engranajes de 21 dientes rectos de un módulo de 5 mm y por último el sistema de transmisión por cadena, asocia el trapiche con un motorreductor de 2HP a 29 rpm.

Finalmente tenemos, “Análisis económico para la implementación del proyecto”, para este objetivo se analiza el precio unitario de los diferentes elementos mecánicos constructivos del trapiche que garantizan un trabajo adecuado y se calcula un monto final de inversión de \$ 1879. 560, con un periodo de amortización de aproximadamente 9 meses.

4. Marco teórico

4.1 Capítulo 1: Características de la materia prima

4.1.1 El tallo

Comprende dos partes importantes a considerar en el aplastamiento de la caña las cuales son el nudo y el entrenudo (Figura 1).

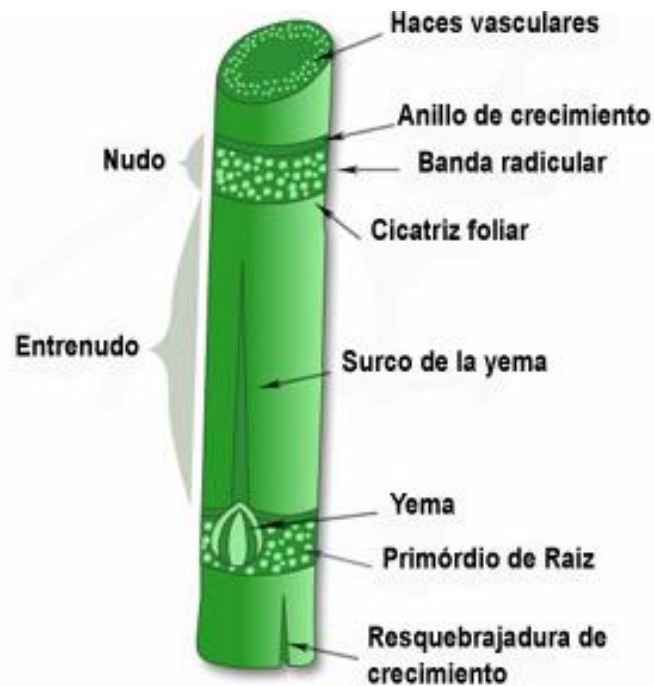


Figura 1. Partes importantes del tallo.

Fuente: (Ponce García , 2015).

El nudo es considerado la parte más dura del tallo, incluso más que el entrenudo. Este separa los entrenudos de los lados y es la parte donde se tomará mayor importancia en la aplicación de la fuerza de aplastamiento. Por otro lado, el entrenudo es donde se concentra la mayor cantidad del jugo de la caña ya que presenta menos cantidad de fibras que en el nudo, lo que facilita mayor almacenamiento del producto.

4.1.2 Tipos de caña producidas en el Ecuador

4.1.2.1 Variedad POJ- 2878

Este tipo de cañas se caracteriza por tener tallos largos, de diámetro mediano a grueso, color amarillo verdoso, volviéndose más amarillo al madurar con abundantes hojas que son verde pálido rectas con las puntas sobre caídas y algo rígidos en su parte de atrás, en la Figura 2 se puede observar a detalle su forma, (Gualotuña Loachamin, 2013).



Figura 2. Caña POJ- 2878.

Fuente: (Ponce García , 2015).

4.1.2.2 Variedad POJ-2714

A pesar que es muy dura y es capaz de dañar los trapiches descuadrándolos y reventando sus masas, es muy utilizada para la producción de panela, tiene tallos largos, gruesos, un poco zigzagueados, de color morado, amarillento cuando nuevos y morado rojizo muy oscuro o morado verdoso oscuro con zonas verde claro cerca del anillo ceroso, a mayor edad (Figura 3). La producción es de 9.8 t/ha de panela granulada (Gualotuña Loachamin, 2013).



Figura 3. Caña POJ-2714.

Fuente: (Ponce García , 2015).

4.1.2.3 Variedad POJ-2961

Este tipo de caña tiene tallos largos, gruesos, de crecimiento reclinado y finalmente postrado en un 70 %. Su color es amarillo verdoso cuando son tiernos y amarillosos al madurar, tienen buenos rendimientos de panela (Figura 4). El tiempo de maduración esta entre 17 meses con temperaturas medias de 24 °C, debido a su reclina miento no es recomendable sembrarla en terrenos con pendiente (Gualotuña Loachamin, 2013).



Figura 4. Caña POJ-2961.

Fuente: (Ponce García , 2015).

4.1.3 Molienda y extracción de jugo de caña

La trituración de la caña inicia cuando la materia prima es cosechada de sus sembradíos, limpiada de los abscesos y lavadas higiénicamente para luego pasar por uno, dos o tres masas comunicadas entre sí por engranajes de transmisión que se encuentran con una separación adecuada que permite la entrada y el aplastamiento total de la caña para la extracción de su jugo, el bagazo obtenido por lo general es puesto a secar bajo sol y se lo utiliza como fuente de combustible calorífico (López & Villaraga, 1994).

4.2 Capítulo 2: Trapiche

4.2.1 Definición

El trapiche es el equipo que se utiliza para la extracción del jugo de caña mediante la compresión que se produce cuando se hace pasar la caña entre los rodillos que se encuentran previamente ajustados a una distancia adecuada girando a una determinada velocidad tal como lo indica (Hugot & Espinoza, 2018).

4.2.2 Tipos de trapiches

4.2.2.1 Tipo I: Sistema de trapiche marginal

Este grupo de trapiches consiste el 65% de los existentes, se caracterizan por una dotación de recursos físicos y servicios deficientes, con una organización productiva y tecnológica carente de toda calidad, su estructura es rustica que demuestra el uso de prácticas tradicionales de construcción, por lo general es utilizado por finqueros con bastos sembríos de caña que utilizan esta máquina para uso familiar, por lo que la mano de obra depende de la familia y de las mulas contratadas, la frecuencia de molienda no alcanza a ser mensual, por tanto, la utilización de la capacidad instalada es en promedio inferior al 13.5%.

4.2.2.2 Tipo II: Sistema de trapiche tradicional

Este tipo de trapiches constituyen el 26% de los existentes, su dotación física y tecnológica es tradicional, pero se diferencia del tipo uno por su mejor calidad de molienda con una capacidad instalada del 36.6%, en su mayoría los dueños cuentan con mulas de transporte de la caña y por lo general cuentan con más de 48 hectáreas de producción por lo que para llevar a cabo el trabajo contratan mano de obra local.

4.2.2.3 Tipo III: Sistema de trapiche mejorado

Lo comprende el 7% de los trapiches, su dotación física y tecnológica es mucho mejor al tipo dos, sus propietarios son experimentados y operan la unidad productiva con trabajo animal realizado por mulas o bueyes domésticos que ayudan al transporte de la caña hasta el lugar de molienda.

4.2.2.4 Tipo IV: Sistema de trapiche avanzado

Este sistema se compone únicamente por una unidad productiva. Se considera como un trapiche avanzado en función de la moderna dotación de recursos físicos, tecnología de producción y procesos, administración, organización y desempeño productivo. La utilización de la capacidad instalada es del 100% y su operación es relativamente continua a lo largo del año con solo el 25% de la caña molida procedente de tierras propias y el resto de fincas vecinas. Esta unidad es intensiva en el uso de mano obra contratada (Ramírez Suárez & Arenas Mejía, 2016).

4.2.3 Clasificación

Según la orientación de las masas, los trapiches se pueden clasificar en:

4.2.3.1 Trapiches verticales

Se caracterizan por que sus masas están ubicadas de forma vertical (Figura 5), por lo general son accionados por tracción animal (caballos o bueyes) con capacidades de molienda de 100 a 200 kg de caña molida por hora (Valencia Villafuerte & Villacís Toctaguano, 2008).

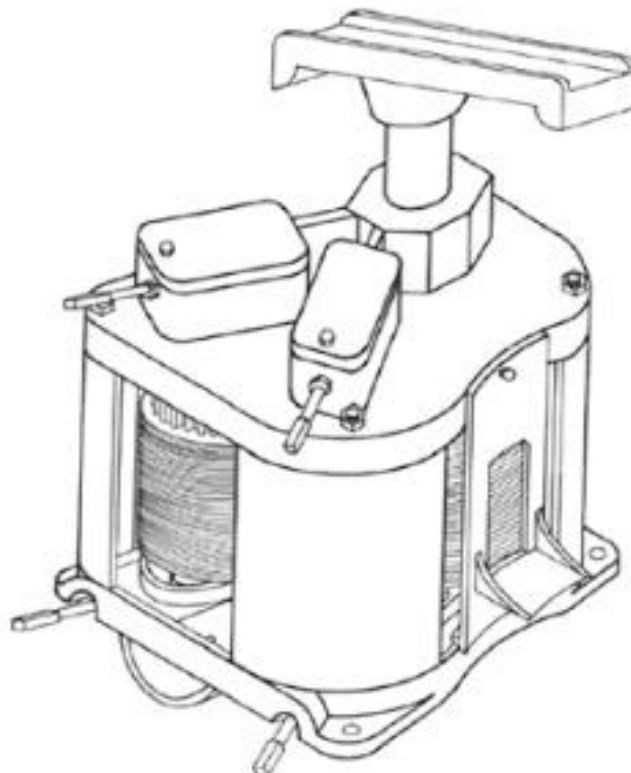


Figura 5. Trapiche Vertical.

Fuente: (Trujillo Gavilanes & Pazmiño Palma, 2008).

4.2.3.2 Trapiches horizontales

Como su nombre lo indica este tipo de trapiche se caracteriza por tener 3 a 5 masas colocadas horizontalmente, por lo general son accionados por tracción mecánica y tienen capacidades de molienda 0.5 y 3 toneladas de caña por hora, en la Figura 6 se puede apreciar una forma de trapiche horizontal de 3 masas (Valencia Villafuerte & Villacís Toctaguano, 2008).

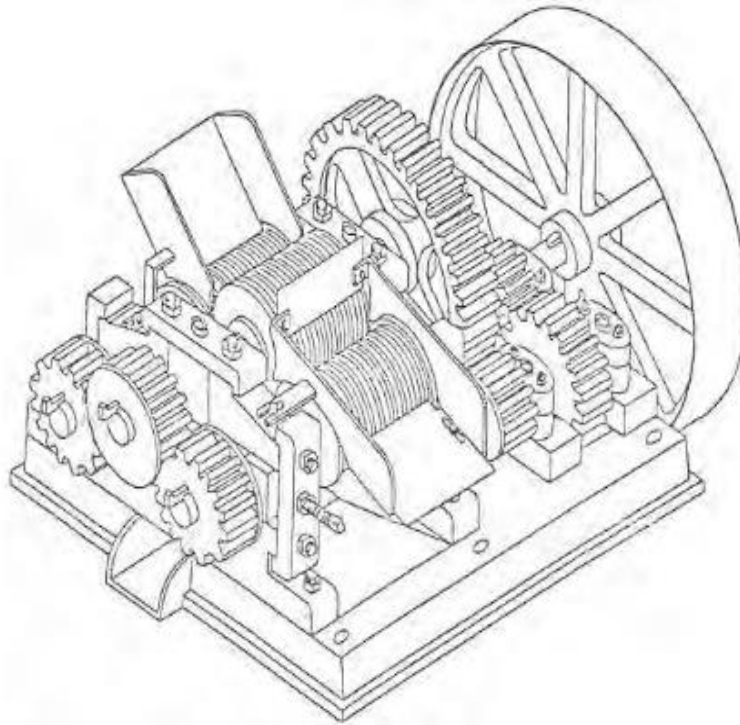


Figura 6. Trapiche horizontal de 3 masas.

Fuente: (Valencia Villafuerte & Villacís Toctaguano, 2008).

4.2.3.3 Trapiche de tracción con motor de combustión interna

Son de mayor potencia en comparación con los eléctricos, en su mayoría son metálicos, sin embargo, su costo en fabricación y mantenimiento son elevados, son ideales para trabajar en lugares donde la energía eléctrica no llega, por lo general son abastecidos de gasolina, pero, también los hay en diésel o gas natural (Figura 7) (Medardo, 2004).



Figura 7. Trapiche con motor de combustión interna a gasolina.

Fuente: (León Ledesma, Arellano Flores, & Correa Betanzo, 2015).

4.2.3.4 Trapiche de tracción con motor eléctrico

Al igual que los de combustión interna, tienen gran potencia, presentan mejor rendimiento de trabajo y en su mayoría son metálicos. Sin embargo, entre sus desventajas está el consumo energético y su mantenimiento (Figura 8).

Por lo general un trapiche generado por un motor eléctrico son construidos de tres o más masas que permiten que la caña sea totalmente exprimida, los trapiches de dos masas eléctricos tienen como ventajas el precio de construcción, son fáciles de armar y desarmar para su transportación. (Flores Garcia, 2008).



Figura 8. Trapiche con motor eléctrico.

Fuente: (León Ledesma, Arellano Flores, & Correa Betanzo, 2015).

4.2.3.5 Partes principales de un trapiche

En la Figura 9, se muestra las partes más comunes de un trapiche que de acuerdo a (Valencia Villafuerte & Villacís Toctaguano, 2008) está conformado por:

1. Polea: Encargada de transmitir el movimiento del motor a través de bandas.
2. Engranajes: Encargados de la transmisión de movimiento entre las masas.
3. Las masas quebradoras o aplastadoras.
4. Bandeja metálica por donde se desliza el jugo de caña hasta caer en un recipiente.
5. Base metálica donde se sujeta el trapiche.
6. Cojinetes que son utilizados para sostener los ejes.

Las demás partes del trapiche como los pernos de sujeción, estructura, chavetas, prisioneros y demás elementos son considerados dependiendo del diseño de la máquina.

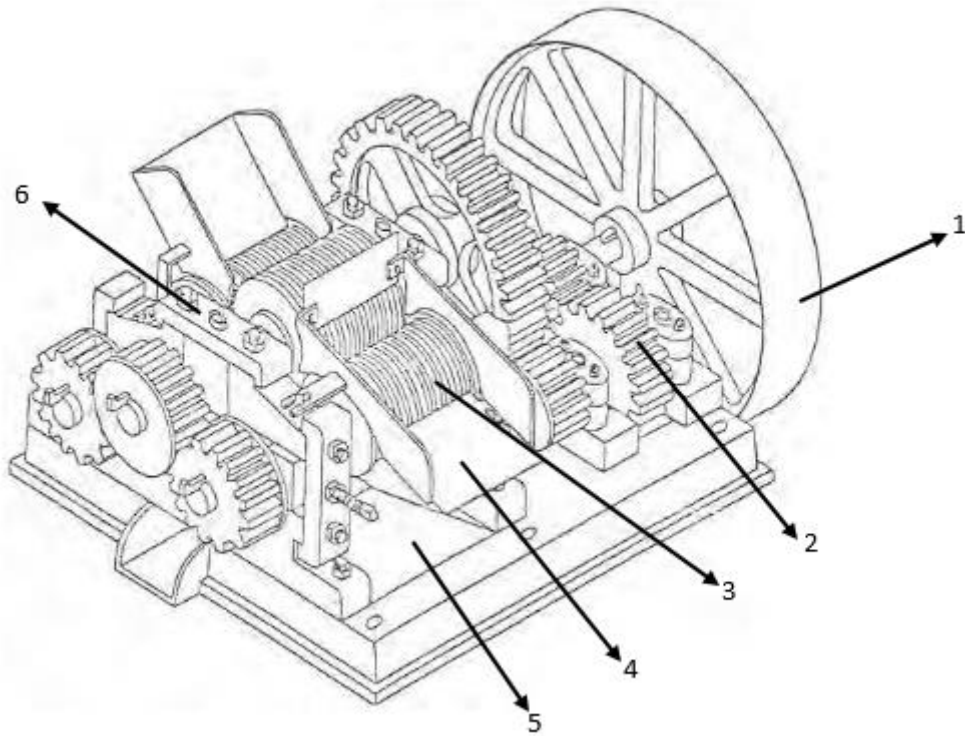


Figura 9. Partes principales de un trapiche.

Fuente: (López & Villaraga, 1994).

4.2.4 Capacidad de molienda

Es la cantidad nominal de caña que se puede moler en un periodo determinado, sus unidades se miden en kilogramos o toneladas por hora; en donde el trapiche trabaja de manera continua con condiciones ideales. Si se considera adicionalmente el tiempo de descanso y de mantenimiento del trapiche se obtiene una capacidad real de operación de trabajo del trapiche.

De acuerdo a (Medardo, 2004) la capacidad de molienda con respecto al tipo de tracción es:

- Animal: 100 y 150 kg/h; en caso de emplear dos o más animales es de 150 y 200 kg/h.
- Mecánica: Entre 200 y 4570 kg/h, dependiendo del tamaño del trapiche.

4.2.5 Reseña de Trapiches

Conociendo la funcionabilidad de este tipo de máquinas, se cita los trabajos investigativos de los diferentes autores que realizan el cálculo y diseño de los elementos más característicos para una producción eficiente, de esta forma se destaca la siguiente información:

Del autor (Valencia Villafuerte & Villacís Toctaguano, 2008) se analiza el diseño de un trapiche accionado mediante energía hidráulica, entre las partes más importantes se destaca la fuerza normal de 1034.90 N para reducir la caña nativa denominada Limeña a 10 mm, sus 3 masas están fabricadas en acero AISI 316L con un diámetro de 164 mm por 250 mm de largo a una velocidad de rotación de 20 rpm.

Para la fabricación de los ejes lo hace en acero de transmisión SAE 1018 (estirado en frío) con un diámetro de 40 mm, la transmisión entre masas lo hace a través de pares de engranajes con módulo de 4 mm y un número de dientes que van desde los 41 hasta los 200 construidos en acero AISI 2330 con una dureza de 268HB.

Los 4HP que es la potencia requerida para llevar a cabo el aplastamiento de la caña la obtienen de una turbina de accionamiento hidráulico de 2.6 m de altura a un caudal de 0.4 m³/s, si destacamos estos componentes y demás elementos constructivos de la máquina como son pernos, chumaceras, chavetas y estructura metálica el costo para la implementación de este proyecto es de 4529.38 USD.

En el proyecto de titulación del denominado “Cálculo, diseño y construcción de un trapiche” del autor (Trujillo Gavilanes & Pazmiño Palma, 2008) determina la resistencia al aplastamiento de caña de azúcar tipo POJ2878, mediante pruebas en una prensa universal FIM-ESPOCH , obteniendo como resultado lo que se muestra en la Tabla 1.

Tabla 1. Diámetro y carga aplicada en el ensayo de aplastamiento.

Caña	Carga Q1 10mm	Carga Q2 5mm	Carga total	Resistencia (F/A)
(mm)	(Kg)	(Kg)	(Kg)	(kg/m ²)
50	780	1210	1990	74601,57
47	810	1130	1940	78849,77
47	920	980	1900	92222,84
41	764	845	1609	87792,62
47	648	1080	1728	67963,67

Fuente: (Trujillo Gavilanes & Pazmiño Palma, 2008).

Esta prueba se realizó con dos rodillos que simulen las masas de un trapiche, en la columna de carga Q1 se muestra la fuerza necesaria para compactar la caña a 10 mm, en la

carga Q2 se reduce aún más hasta los 5 mm y al final calcula la resistencia de la caña teniendo en cuenta la fuerza aplicada en Q1 y el área de aplastamiento

Se analiza el proceso de diseño y construcción de los diferentes elementos constitutivos de un trapiche de tres masas con doble accionamiento por motor eléctrico y por tracción animal, denotando las características destacables utilizadas durante el desarrollo del proyecto, es así que se obtiene la fuerza de aplastamiento que es de 7.64 kN para la separación principal y 11.86 kN para la secundaria determinan la potencia de diseño de 4.77HP con masas de 0.20 m de diámetro por 0.30 m de longitud construidas en acero inoxidable AISI 316L.

Al tener 2000 rpm del motor, utilizan dos sistemas de transmisión para reducir la velocidad hasta 12 rpm, se tiene así 4 engranajes de modulo 4 y 6 mm con número de dientes que varían entre los 16 y 80 construidos en acero AS36-84 grado 120-90-02 hierro fundido con resistencia a la tensión de 100 Kpsi, para la transmisión bandas utiliza poleas dobles de diámetro mayor 20 in y la menor de 3 in con banda de sección tipo B.

En el diseño de ejes involucran el cálculo estático y dinámico obteniendo como resultado un eje de 65 mm de diámetro construido en acero AISI 1020 laminado en frio con un esfuerzo a la fluencia de 393 Mpa y una resistencia a la tensión de 469 Mpa.

Para la selección de la chaveta, calcula el esfuerzo por corte del material AISI 1010 dando como resultado una chaveta de longitud mínima de 24 mm con esfuerzo a la fluencia de 324 Mpa, como base de las masas se utiliza hierro dulce que a la vez sostienen bocines de bronce acoplados a los ejes señalados.

Con los elementos mecánicos principales diseñados y calculados del trapiche se señala otros componentes como lo son pernos y prisioneros que al hacer la evaluación económica se llega a determinar una inversión de \$ 2872.92.

El autor (Guamán Pineda & Eulices, 2021) calcula y diseña los componentes para la implementación de un trapiche artesanal de dos masas accionado por un motor eléctrico, de este proyecto se destaca la potencia requerida de 1HP a 1730rpm unido a una caja de reducción con relación 1-40, para llegar a una velocidad de giro de 20 rpm sugerida para las masas el autor del proyecto diseñó una transmisión por cadenas, obteniendo así, una catarina motriz de 17 dientes y una receptora de 38 unidas por una cadena de hilera simple número 60.

Con una separación entre centros de masas de 54 mm, los engranajes involucrados están fabricados en acero por fundición con modulo 3 mm y un número de dientes de 16 y 17 respectivamente.

Para el cálculo y diseño de ejes utiliza un material en acero al carbono con esfuerzo cortante permisible de 12 Ksi obteniendo como resultado un diámetro de 25mm, para las masas emplea acero inoxidable con un diámetro de 2 in por una longitud de 27 cm y un agarre de 12 cm, la separación entre rodillos es de 5 mm que al aplastar la caña de diferentes diámetros y largos por un tiempo determinado ha obtenido como resultado lo que se muestra en la Tabla 2:

Tabla 2. Resultados de las pruebas de capacidad de producción del trapiche.

Número de cañas ingresados	Litros obtenidos (L)	Tiempo (min)
5	3	4
10	8	9
15	11	12
20	14	16

Fuente: (Guamán Pineda & Eulices, 2021).

Analizando los resultados de la Tabla 2, se deduce que la implementación de un trapiche eléctrico de dos masas si es funcional, debido que, entre mayor sea el diámetro, largo y número de cañas mayor será la cantidad de jugo obtenido, es decir, que la capacidad de molienda depende de las dimensiones de la materia prima y del tiempo empleado.

Existen trapiches de dos masas escalonadas, contruidos de forma artesanal accionados por un motor eléctrico con una transmisión de cadenas, estas máquinas tienen un buen desempeño al momento de comprimir la caña, su construcción abarca menor cantidad de material, por lo tanto, facilita su movilidad y menos costo de adquisición, así como lo muestra (Araya, 2020).

4.3 Capítulo 3: Fundamentos de diseño mecánico

4.3.1 Cálculo de la potencia de la máquina

El trapiche (Figura 10) es una máquina que a través de la compresión extrae el jugo de las cañas, para ello hace uso de dos o más masas por las cuales pasa el material y en la parte

inferior se acumula el producto ya procesado en la bandeja metálica. Por lo tanto, para llevar a cabo este proceso intervienen tres fuerzas principales: fuerza de compresión, fuerzas de fricción entre la caña y las masas, y fuerza tangencial para el movimiento circular de las masas.



Figura 10. Extracción del jugo de caña.

Fuente: (Trujillo Gavilanes & Pazmiño Palma, 2008).

4.3.2 Fuerza tangencial (F')

En la Figura 11 se muestra la dirección de la fuerza tangencial como un movimiento curvilíneo en donde las partículas se mueven en trayectoria circular con rapidez constante, el vector velocidad cambia su dirección a cada instante es decir tangente a la trayectoria en cada punto. Por lo tanto, al ser la velocidad tangente a la trayectoria circular de la partícula y perpendicular al radio de la misma, es un vector de dirección variable y de módulo constante; pero si un cuerpo circular actúa la fuerza tangencial en un punto dado producirá el movimiento circular del mismo (Farina, Grigioni, & Palmegiani, 2015).

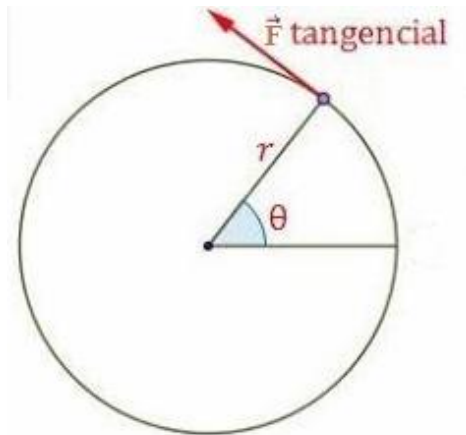


Figura 11. Fuerza tangencial.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

4.3.3 Fuerza de rozamiento (F_r)

Se define como la fuerza que se opone al deslizamiento ideal, siendo esta proporcional a la fuerza normal, por otra parte, la fuerza normal (F_n) es la reacción o fuerza que ejerce el plano sobre el bloque dependiendo del peso del mismo (Figura 12) (Concari, Pozzo, & Giorgi, 1999).

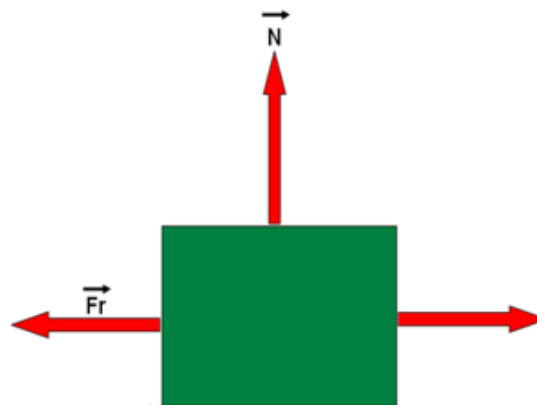


Figura 12. Fuerza de rozamiento y fuerza normal.

Fuente: (Concari, Pozzo, & Giorgi, 1999).

4.3.4 Fuerza de aplastamiento

Esta fuerza se produce al comprimir la caña entre las masas del trapiche para extraer el jugo de la caña, debido a que esta fuerza debe ser mayor a la resistencia de aplastamiento que presenta la misma.

Cabe mencionar que la fuerza de aplastamiento se la puede obtener teniendo en cuenta el arco y área de aplastamiento o directamente a través de un ensayo en una prensa hidráulica que arroje valores constantes de la fuerza (kN) necesaria para aplastar la caña.

4.3.5 Potencia requerida por el trapiche

Para el cálculo de la potencia requerida del trapiche es necesario tomar en cuenta que el sistema de molienda debe superar la resistencia de aplastamiento de la caña y la fricción por el deslizamiento entre las masas y la superficie de la caña; para obtener las propiedades de la caña se pueden realizar pruebas denominados ensayos, en donde se observa la carga y el alargamiento de un determinado material; para el caso de los trapiches, la máquina debe superar el punto de ruptura de la caña, como se muestra en la Figura 13.

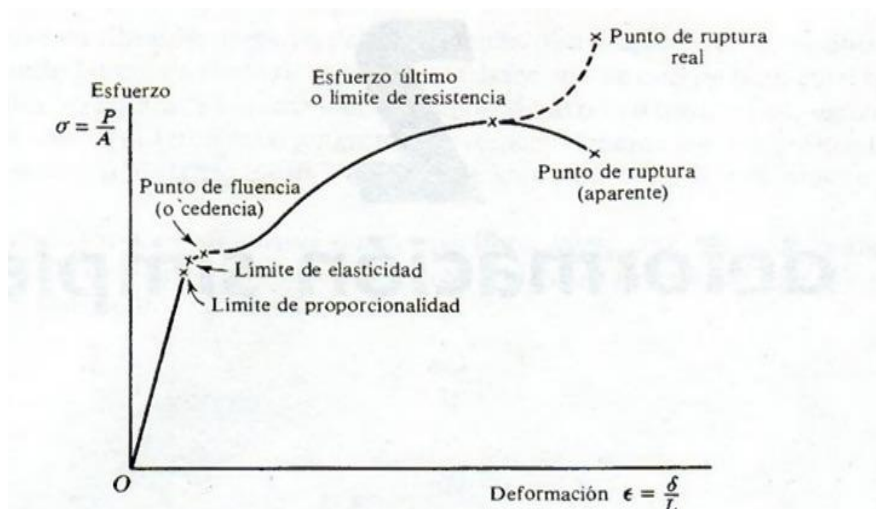


Figura 13 . Diagrama de esfuerzo-deformación.

Fuente: (J. Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000).

4.3.6 Sistema de transmisión por engranes

4.3.6.1 Generalidades

Un engrane se considera como una rueda dentada que cuando se acopla con otra rueda dentada de diámetro menor también conocido como piñón, transmitirá rotación de un eje a otro y su eficiencia de transmisión puede ser alta como 98%. La principal ventaja de las transmisiones por engranajes es la gran exactitud de transmisión por lo que es muy utilizado en máquinas con transmisiones en las que se requieren una gran precisión. La función principal de

un engrane es transferir potencia de un eje a otro, manteniendo una razón definida entre las velocidades rotacionales de los ejes (J. Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000).

Para la construcción de dichos engranes se utilizan materiales con gran dureza superficial y rigidez (por ejemplo, aceros templados sometidos a un tratamiento de cementación superficial), al ser construidos de dicha forma permiten transmitir pares elevados de fuerza a grandes velocidades de giro.

En una transmisión por engranajes se puede distinguir a la rueda conductora con una velocidad de giro ω_1 solidaria al eje de entrada y la rueda conducida con una velocidad de giro ω_2 a la que se transmite el movimiento y es solidaria al eje de salida.

La transmisión por engranajes comprende un contacto directo entre superficies de los dientes de la rueda conductora y la conducida, ocasiona que se generen pérdidas por rozamiento en forma de calor (el engranaje se calienta), por lo que se hace necesario emplear lubricantes que envuelvan el contacto entre los dientes. De esta manera, empleando el lubricante adecuado se reduce el rozamiento entre superficies, además de servir como medio para evacuar el calor generado. Una buena lubricación puede suponer que las pérdidas por rozamiento no superen el 1-2% de la potencia transmitida (Ramírez & Pablo, 2017).

4.3.6.2 Tipos de engranajes

De acuerdo a la aplicación que se requiera en un sistema de transmisión por engranajes podemos encontrar: engranajes rectos, helicoidales, cónicos y tornillos sin fin (Budynas & Nisbett, 2008). En donde los engranajes rectos se caracterizan por tener dientes paralelos al eje de rotación y se los utiliza para transmitir el movimiento de un eje a otro eje paralelo; este tipo de engranajes es el más sencillo y de los de mayor aplicación en un sistema de transmisión, en la Figura 14 se muestra par de engranajes de diente recto.



Figura 14. Engranajes rectos.

Fuente: (Flores Garcia, 2008).

4.3.6.3 Partes de un engranaje

En la Figura 15 se muestra las partes constitutivas de un engranaje, además, la definición de cada una de ellas se detalla a continuación:

- Paso circunferencial: Distancia entre puntos homólogos de dos perfiles consecutivos de una misma rueda, medida sobre la circunferencia primitiva de referencia (Diámetro primitivo). Para que dos ruedas engranen deben tener el mismo paso.
- Espesor de diente: El espesor del diente equivale a la mitad del paso circunferencial.
- Ancho de espacio o espacio entre dientes: El espacio entre dientes equivale a la mitad del paso circunferencial.
- Círculo de la cabeza: Circunferencia que limita los dientes por su parte superior.
- Circunferencia de la raíz: Circunferencia que limita el hueco entre dientes por su parte inferior. El hueco debe ser suficientemente profundo para dejar pasar la cabeza de los dientes de la otra rueda.
- Cabeza: Distancia radial entre la circunferencia primitiva y la cresta del diente.
- Altura de pie o raíz: Distancia radial entre la raíz del diente y la circunferencia primitiva.
- Cresta: Parte exterior del diente que se vuelve la superficie de contacto entre dos ruedas cuando engranan.

- Holgura o juego circunferencial: Espacio que queda al acoplar una pareja de dientes. Es necesaria para permitir la deflexión de los dientes, el paso del lubricante y la expansión térmica.
- Ancho de la cara: Ancho del engranaje.

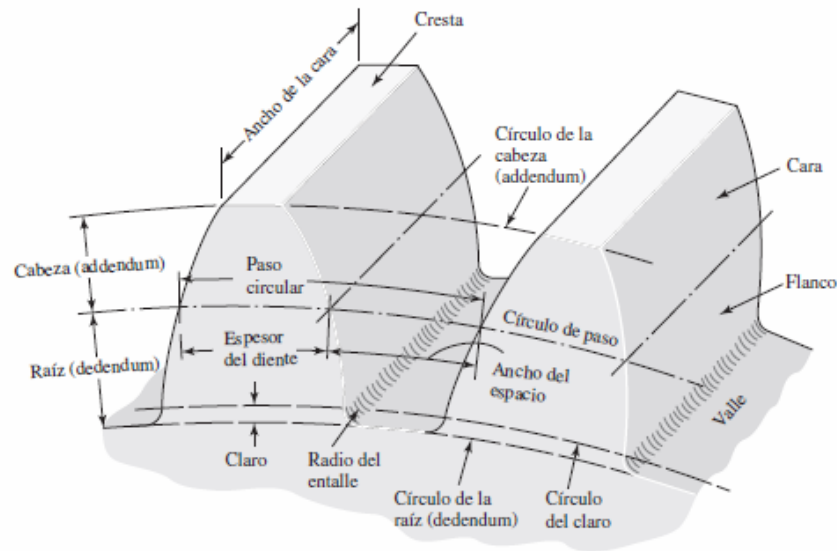


Figura 15. Partes de un engranaje.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

4.3.6.4 Relación de transmisión

Sea una transmisión de engranajes 1 y 2 conectados (Figura 16), siendo 1 la rueda conductora o, de entrada y 2 la rueda conducida o de salida del movimiento. Se denomina relación de transmisión (i) a la relación que existe entre las velocidades de rotación de los dos engranajes, concretamente es el cociente entre la velocidad de salida y la velocidad de entrada ($i = \omega_1 / \omega_2$) (G. Budynas & Nisbett, 2012).

Dependiendo del valor obtenido, la interpretación se puede dar de las siguientes formas:

- Si $i < 1$, el sistema se denomina multiplicador.
- Si $i > 1$, el sistema se denomina reductor.



Figura 16. Relación de transmisión.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

El diseñador debe establecer un par de engranajes que le permitan a la máquina cumplir con su función, sin embargo, se debe considerar que para mantener un correcto engranado y teniendo en cuenta que el ángulo de presión del perfil del diente es $\phi = 20^\circ$, existe un número de dientes máximo para el engranaje por cada número de dientes del piñón, tal como se muestra en la Tabla 3.

Tabla 3. Número de dientes máximo para el piñón.

Para un piñón de $\phi = 20^\circ$, profundidad total, engranado con un engrane	
Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane
17	1309
16	101
15	45
14	25
13	16

Fuente: (Mott, 2006); página 336.

4.3.7 Transmisión por cadenas

4.3.7.1 Generalidades

Una cadena es un elemento de transmisión de potencia formado por una serie de eslabones unidos con pernos. Este diseño permite tener flexibilidad y transmitir grandes fuerzas de tensión. El tipo de cadena más común es la cadena de rodillos, en la que el rodillo sobre cada perno permite tener una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las catarinas; se caracteriza por su paso, que es la distancia entre las partes correspondientes de eslabones adyacentes. Existen otros tipos que comprenden una variedad de diseños de eslabones extendidos, y se usan principalmente en aplicaciones de transportadores (Mott, 2006).

Aunque se considera deseable un gran número de dientes para la catarina impulsora, habitualmente resulta ventajoso obtener una catarina tan pequeña como sea posible, para lo cual se requiere una con un reducido número de dientes. Para una operación suave a velocidades tanto moderada como alta, se considera buena práctica emplear una catarina impulsora con al menos 17 dientes; por supuesto que 19 o 21 proporcionarán una mejor esperanza de vida con menor ruido de la cadena. Donde las limitaciones de espacio son grandes o para velocidades muy bajas, se emplean números menores de dientes ($Z=12$), pero se sacrifica la esperanza de vida de la cadena (Budynas & Nisbett, 2008).

Las catarinas no se hacen en tamaños estándar con más de 120 dientes, porque la elongación del paso a la larga causará que la cadena “cabalque”, mucho antes de que la cadena se desgaste. Las transmisiones más eficaces tienen relaciones de velocidad de hasta 6:1, pero se pueden utilizar relaciones mayores a costa del sacrificio de la vida de la cadena. Las cadenas de rodillos rara vez fallan debido a la falta de resistencia a la tensión; es más común que fallen porque se sometan a un gran número de horas de servicio. La falla real puede deberse, o bien al desgaste de los rodillos sobre los pasadores, o a la fatiga de las superficies de los rodillos (Budynas & Nisbett, 2008).

4.3.8 Ejes

Un eje es un elemento rotatorio, cuya sección transversal es generalmente circular y se emplea para transmitir potencia o movimiento. Existen diferentes elementos que controlan la geometría de su movimiento como, ruedas dentadas, volantes de inercia o elementos similares, para ello hay que determinar en forma tentativa su tamaño y espaciamiento. En diseño se localizan las áreas críticas y se dimensionan para cumplir los requisitos de resistencia, después se dimensiona el resto del eje para satisfacer las necesidades de los elementos soportados por éste (Budynas & Nisbett, 2008).

4.3.8.1 Selección del material

Es importante determinar la resistencia necesaria para soportar los esfuerzos de carga que afecta la elección de los materiales y sus tratamientos; por otro lado, debido al costo del material y su procesamiento se debe tomar en cuenta que hay que contar con diámetros de ejes más pequeños. Dentro de los procesos para darle la forma geométrica a cada eje se encuentra el torneado y la fundición, en donde las propiedades del mismo dependerán de acuerdo a su

historia: trabajo en frío, formado en frío, laminado de los rasgos del filete, entre otros (Budynas & Nisbett, 2008).

Para definir la configuración del eje se debe realizar un análisis de fuerza de empuje de cuerpo libre y obtener diagramas de momento cortante. Para apoyar el eje con las cargas de los componentes se utilizan cojinetes, cuyo número depende de la longitud del eje, pero por lo general se usan dos. Los ejes deben mantenerse cortos para minimizar los momentos flexionantes y las deflexiones.

4.3.9 Esfuerzos mecánicos

El esfuerzo se considera como la fuerza o suma de fuerzas que actúan sobre un cuerpo para lograr un cambio en su forma. Dependiendo del sentido de aplicación de las fuerzas la materia del cuerpo se comportará de distinta forma.

Los esfuerzos normales se representarán con la letra griega σ (sigma), mientras que los esfuerzos cortantes con la letra griega τ (tau) (Budynas & Nisbett, 2008).

4.3.9.1 Esfuerzo de compresión

Como su nombre lo indica, el esfuerzo a la compresión es la fuerza que se aplica a un determinado cuerpo con el fin de comprimir sus moléculas en la dirección de su línea de acción, véase en la Figura 17, (Budynas & Nisbett, 2008).

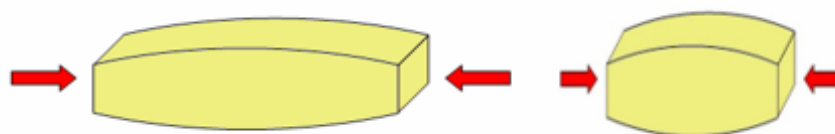


Figura 17. Barra sometida a compresión.

Fuente: (Concari, Pozzo, & Giorgi, 1999).

4.3.9.2 Esfuerzo de flexión

Son aquellas fuerzas que se aplican a un cuerpo con el objetivo de doblarlo haciendo que ciertas fibras internas se contraigan y otras se alarguen, (Figura 18) (Budynas & Nisbett, 2008).

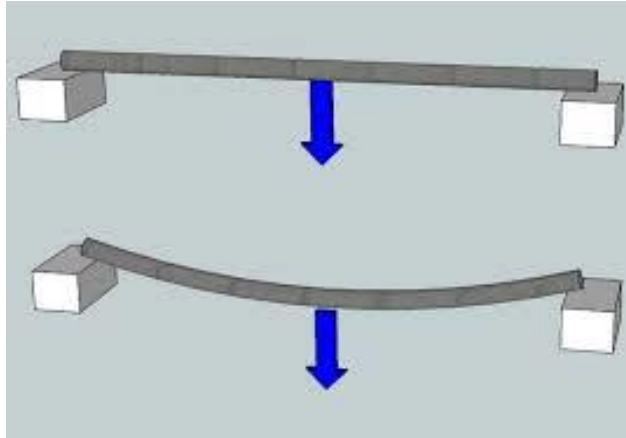


Figura 18. Viga sometida a esfuerzo por flexión.

Fuente: (Concari, Pozzo, & Giorgi, 1999).

4.3.9.3 Esfuerzo cortante

Es considerado un tipo de esfuerzo diferente debido a que se aplican fuerzas transversales a un cuerpo, es decir, actúan en sentido contrario, (Figura 19) (Mott, 2006).

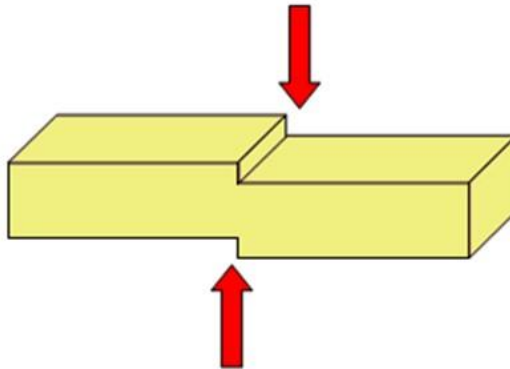


Figura 19. Esfuerzo cortante.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

4.3.9.4 Esfuerzo de torsión

Es aquella fuerza externa tangencial que aplicada a un cuerpo genera un efecto de giro que puede producir una deformación del mismo, (Figura 20) (Budynas & Nisbett, 2008).

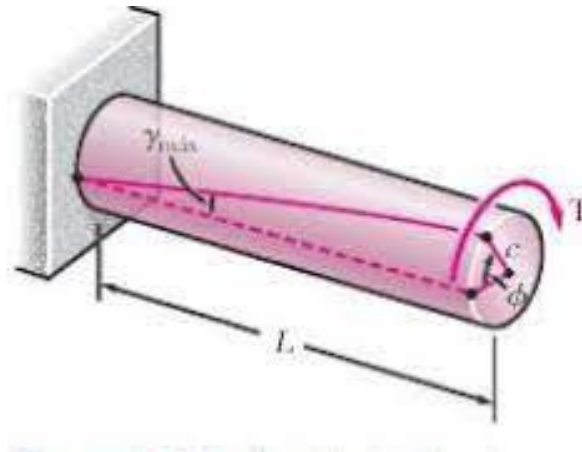


Figura 20. Esfuerzo a la torsión.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

4.3.10 Chavetas

Las chavetas se subdividen en tres grupos de acuerdo a su forma que puede ser cuña, prismática y de disco o lenticulares, son elementos empleados sobre ejes para fijar elementos rotatorios, como engranes, poleas o ruedas (Songor, 2015). Las cuñas se emplean para permitir la transmisión del par de torsión del eje al elemento que soporta. Los pasadores se usan para posicionar axialmente y para transferir el par de torsión o empuje, o ambos. Los pasadores resultan útiles cuando la carga principal es de cortante y cuando existen rotación o torsión y empuje (G. Budynas & Nisbett, 2012).

El diámetro del eje determina los tamaños estándar para el grosor, la altura y la profundidad de la chaveta, el diseñador elige una longitud más apropiada para soportar la carga de torsión. La falla de la chaveta puede ser por cortante directo o por esfuerzo de apoyo (compresión). La longitud máxima de una chaveta está limitada por la longitud de la maza del elemento agregado, y por lo general no debe exceder 1.5 veces el diámetro del eje, para evitar la torcedura excesiva con la deflexión angular del eje. Deben evitarse los factores de seguridad excesivos en el diseño, puesto que es deseable que la chaveta falle en una situación de sobrecarga, en lugar de que lo hagan componentes más costosos y en ocasiones se usa un tornillo de presión junto con una chaveta para sostener la masa de manera axial, y para minimizar el impacto de rotación cuando el eje gira en ambas direcciones (G. Budynas & Nisbett, 2012).

4.3.11 Motorreductor

En la tesis de grado del autor (Guaycha Maza, 2022) define a un motor reductor como una máquina compacta que posee un reductor de velocidad y un motor unido en un solo cuerpo, este tipo de mecanismo se emplea para reducir la frecuencia de giro de una máquina de forma directa y automática.

Véase en la Figura 21.



Figura 21. Motorreductor.

Fuente: (Guaycha Maza, 2022).

4.3.11.1 Diseño del sistema eléctrico de conexión del motor

Para el diseño eléctrico de la conexión del motor se hace uso del software CADE SIMU que es un programa electrotécnico que permite insertar los distintos símbolos, trazar esquemas eléctricos y realizar simulaciones.

4.3.12 Normativa para materiales que trabajan con alimentación.

Las especificaciones dadas por la normativa ASTM 430 cumplen con los requisitos dispuestos por la Norma NSF/ANSI 51, titulada Materiales para equipos alimentarios. Esta norma establece los requisitos mínimos de salubridad y protección de los alimentos que deben cumplir los materiales utilizados en los equipos de fabricación de alimentos para su comercialización, que requiere la ARCSA-DE-067-2015-GGG.

5. Metodología

5.1 Recursos y Materiales

5.1.1 Materiales informáticos

- Computadora.
- Software de diseño AutoCAD.
- Software de diseño SolidWorks.
- Material bibliográfico: Tesis, libros de diseño mecánico, artículos científicos y catálogos.
- Paquete de Microsoft Office.

5.2 Métodos

5.2.1 Fuerzas que influyen en las masas

5.2.1.1 Fuerza tangencial

Considerando que, en el proceso de operación de extracción de jugo de caña, la fuerza de inercia se ve afectada por la primera ley de Newton, se deben tomar en cuenta las siguientes expresiones:

$$\sum F_x = 0 \quad \text{Ecuación 1}$$

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ecuación 2}$$

5.2.1.2 Fuerza de rozamiento (F_r)

Para el cálculo de la fuerza de rozamiento se hace uso de la siguiente ecuación (Songor, 2015).

$$F_r = F_n * u_c \quad \text{Ecuación 3}$$

Dónde:

Fr: fuerza de rozamiento.

Fn: fuerza normal.

μ_c : coeficiente de fricción entre la caña y el acero de las masas del trapiche.

Según el autor del Manual del Ingeniero Azucarero (Hugot & Espinoza, 2018) el coeficiente de fricción entre la caña y el acero es de $\mu=0,4$.

Por otro lado, de acuerdo a (Trujillo Gavilanes & Pazmiño Palma, 2008) el ángulo de contacto entre la superficie de la caña y la masa del trapiche (Figura 22), se calcula con la siguiente fórmula.

$$\theta = \cos^{-1}\left(\frac{d}{r m}\right) \quad \text{Ecuación 4}$$

Dónde:

θ : Ángulo de contacto.

d: Distancia entre superficie de caña y centro de la masa.

rm: Radio de la masa.

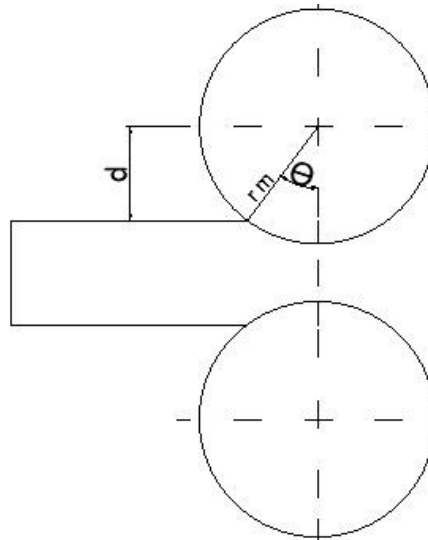


Figura 22. Gráfico del ángulo de contacto.

Fuente: Autor.

5.2.1.3 Fuerza de aplastamiento

La fuerza de aplastamiento se la obtiene de dos formas, la primera es directamente a través de un ensayo o calculando el arco de contacto y área de aplastamiento tal como se describen en las siguientes ecuaciones.

Para el cálculo del arco de contacto (A_c) se utiliza la siguiente ecuación.

$$A_c = \theta * rm \quad \text{Ecuación 5}$$

Dónde:

θ : Ángulo de contacto.

rm: Radio de la masa.

Para el área de aplastamiento (A_p) se utiliza la ecuación:

$$A_p = A_c * ap \quad \text{Ecuación 6}$$

Dónde:

ap: Ancho de la huella de aplastamiento, Tabla 12.

Para obtener la fuerza de aplastamiento (F_a) se utiliza la siguiente ecuación.

$$F_a = R * A_p \quad \text{Ecuación 7}$$

Dónde:

R: Resistencia de aplastamiento.

F_a : Fuerza de aplastamiento.

5.3 Cálculo de la potencia requerida

Para calcular la potencia requerida se considera el diagrama de cuerpo libre de todas las fuerzas que van actuar en las masas del trapiche las tal como se muestra en la Figura 23.

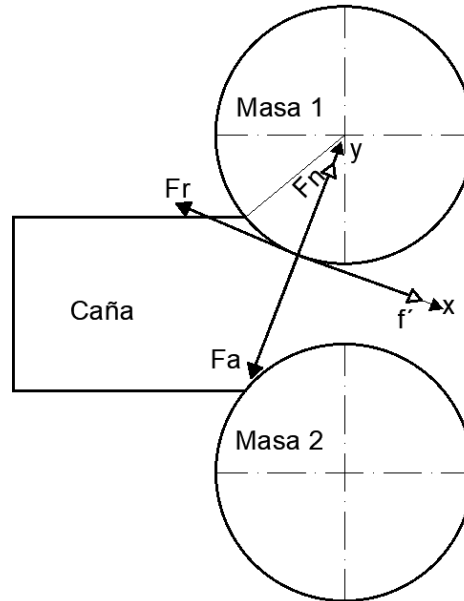


Figura 23. diagrama de cuerpo libre de las fuerzas.

Fuente: Autor.

Donde:

F_a : Fuerza de aplastamiento.

f' : Fuerza tangencial.

F_n : Fuerza normal.

F_r : Fuerza de rozamiento.

Con el diagrama de las fuerzas de la Figura 23, aplicadas sobre las masas se deduce las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_y = 0$$

$$Fn = Fa \quad \text{Ecuación 8}$$

$$\sum Fx = 0$$

$$f' = Fr \quad \text{Ecuación 9}$$

Según (J. Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000) para calcular la potencia requerida del trapiche es necesario obtener el par de torsión de las masas mediante la Ecuación 10 descrita continuación.

$$Tm = f' * rm \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde:

Tm: Par torsor de las masas.

rm: radio de la masa.

Con el par de torsión de la masa y tomando las recomendaciones del manual del ingeniero azucarero (Hugot & Espinoza, 2018) quien sugiere una velocidad apropiada para la molienda de la caña de 5 a 15 rpm, se selecciona la velocidad de las masas de $n = 14$ rpm.

Con la velocidad angular (ω) y el torque de las masas se determinará la potencia normal o potencia del trapiche (PN) mediante la siguiente expresión.

$$PN = Tm * \omega \quad \text{Ecuación 11}$$

Donde:

PN: Potencia normal del trapiche.

ω : Velocidad angular.

Para obtener la potencia de servicio o potencia total de la máquina se debe considerar que la potencia normal de la masa 1 va ser la misma que de la masa 2, por lo tanto, aplica la siguiente ecuación:

$$P_t = 2(P_N) \quad \text{Ecuación 12}$$

Donde:

P_t : Potencia de servicio.

De acuerdo al ingeniero (López Arenales, 2018), la eficiencia del sistema de transmisión por cadenas es del 95% al 99%, por tal razón, al desempeñar una velocidad de transmisión muy baja se adoptará un valor del 97% de eficiencia para este diseño.

- Cálculo de la potencia requerida.

$$P_{req} = \frac{P_{eje}}{n_b} \quad \text{Ecuación 13}$$

Donde:

P_{req} : Potencia requerida para selección del motor.

n_b : Eficiencia de la transmisión por cadenas.

De la página de catálogos WEG se selecciona un motorreductor igual o mayor de la potencia requerida.

5.4 Sistema de transmisión por engranes

5.4.1 Relación de transmisión

Para determinar su valor también se puede tomar en cuenta la relación entre las dimensiones de las catarinas y número de dientes como se expresa en la siguiente ecuación (Songor, 2015).

$$i = \frac{n_{\text{mot}}}{n_{\text{rec}}} = \frac{N_{\text{rec}}}{N_{\text{mot}}} = \frac{Z_{\text{rec}}}{Z_{\text{mot}}} \quad \text{Ecuación 14}$$

En donde:

n_{mot} : Velocidad de rotación de la rueda motriz.

n_{rec} : Velocidad de rotación de la rueda receptora.

N_{rec} : Número de dientes de la Catarina receptora.

N_{mot} : Número de dientes de la Catarina motriz.

Z_{rec} : Número de dientes del engranaje receptor.

Z_{mot} : Número de dientes del engranaje motriz.

5.4.2 Diseño de engranajes

De acuerdo a la metodología AGMA (en español asociación Americana de Fabricantes de Engranajes) planteada (Mott, 2006) para diseñar los engranajes por esfuerzos flexionantes y de contacto se lleva a cabo el siguiente procedimiento.

Tomando en cuenta la potencia de servicio de la máquina (P), la velocidad requerida de las ruedas dentadas $n=14\text{rpm}$, se observa en la Figura 88 y se selecciona un valor tentativo del paso diametral o módulo del engranaje, además, el factor de sobrecarga (K_0) se lo obtiene de la Tabla 29, si considera la fuente de potencia y máquina impulsada.

Para el cálculo de la potencia de diseño se utiliza la siguiente ecuación:

$$Pd = K_0 * P \quad \text{Ecuación 15}$$

Donde:

Pd : Potencia de diseño.

K_0 : Factor de sobrecarga.

P: Potencia de servicio.

- Se plantea el uso de un número de dientes recomendado por (Mott, 2006), de 17 a 20 para el piñón y hasta 1309 para el engranaje.
- Se establece la relación de transmisión de los engranajes (i), el diámetro de paso (D_p), distancia entre centros (D_{CE}), la velocidad de la línea de paso (V_t) y la carga a transmitida (W_t) con las siguientes ecuaciones:

$$i = \frac{Z_{mot}}{Z_{rec}} \quad \text{Ecuación 16}$$

$$D_p = Z * m \quad \text{Ecuación 17}$$

$$D_{CE} = \frac{m(Z_{mot} + Z_{rec})}{2} \quad \text{Ecuación 18}$$

$$V_t = \frac{\pi * D_p * n}{6000} \quad \text{Ecuación 19}$$

$$W_t = \frac{1000(P)}{V_t} \quad \text{Ecuación 20}$$

- Calcular el ancho de la cara del diente (F) estableciendo el límite inferior y superior recomendados con las siguientes ecuaciones.

$$(8 * m) < F < (16 * m) \quad \text{Ecuación 21}$$

$$\text{Valor nominal: } F = 12 * m \quad \text{Ecuación 22}$$

- Especifique el material de los engranajes y determine el coeficiente elástico (C_p) de la Tabla 30.
- Especifique el número de calidad (Q_v) de la Tabla 31 y determine el factor dinámico (K_v) de la Figura 89.

- Especifique el factor geométrico del diente (I) de la Figura 90 y el factor de geometría del diente (J) de la Figura 91.
- Determinar el factor de distribución de carga (K_m), con la Figura 92 y Figura 93 , se selecciona el valor para el factor de proporción del piñón (C_{pf}) y el factor del alineamiento del engranado (C_{ma}).

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma} \quad \text{Ecuación 23}$$

- Especifique los demás factores como:
 - Factor de tamaño (K_s); Tabla 32.
 - Factor de espesor del borde (K_B); Tomando un valor de 1, al considerar un engranaje de diente templado.
 - Factor de servicio (SF); Que va desde 1 a 1.5 de acuerdo con la incertidumbre de los datos.
 - Factor de dureza (C_H); Considerando una relación de transmisión de 1:1 entonces C_H toma valor de 1.
 - Factor de confiabilidad (K_R); Tabla 33.
- Calcular el esfuerzo en el piñón con la siguiente ecuación.

$$S_t = \frac{W_t}{F * m * J} (K_0 * K_s * K_m * K_B * K_v) \quad \text{Ecuación 24}$$

Donde:

S_t : Esfuerzo en el diente del piñón.

W_t : Carga transmitida.

K_0 : Factor de sobrecarga.

K_s : Factor de tamaño.

K_m : Factor de distribución de carga.

K_B : Factor de espesor del borde.

K_v : Factor dinámico.

F: largo de la cara del diente.

m: Módulo.

J: Factor de geometría del diente.

- Especificar un valor razonable de la dureza del material de la Figura 94 y luego proceda al cálculo para la resistencia a la picadura del diente.
- Cálculo del esfuerzo por contacto:

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{W_t * K_o * K_s * K_m * K_v}{F * D_p * I}} \quad \text{Ecuación 25}$$

Donde:

S_c : Esfuerzos por contacto.

C_p : Coeficiente elástico del acero.

D_p : Diámetro de paso.

I: Factor geométrico del diente.

- Con los valores obtenidos se transforma de Mpa a ksi teniendo en cuenta que 1ksi equivale a 6.895 Mpa. Seleccione de la Tabla 34 el número de esfuerzo admisibles (S_{ac}) de acero templado y de la Tabla 35 escoja el material que mejor se acople a su diseño teniendo en cuenta los esfuerzos admisibles y su dureza.
- Con el material, módulo y número de dientes designados, se calcula los demás elementos constitutivos del engranaje, dichas fórmulas descritas a continuación fueron recopiladas del autor (G. Budynas & Nisbett, 2012) para el cálculo y dimensionamiento adecuado de los elementos de transmisión engranajes.
 - Para el cálculo del diámetro primitivo del engranaje se aplica la Ecuación 17.
 - Cálculo del diámetro exterior e interior.

$$De = m(Z + 2) \quad \text{Ecuación 26}$$

$$Di = m(Z - 2.5) \quad \text{Ecuación 27}$$

Donde:

De: Diámetro exterior (mm).

Di: Diámetro interior (mm).

- Cálculo de la distancia entre centros del engranaje (D_{CE}).

$$D_{CE} = m \frac{Z_1 + Z_2}{2} \quad \text{Ecuación 28}$$

Donde:

Z_1 : número de dientes del engranaje 1.

Z_2 : número de dientes del engranaje 2.

- Cálculo de la altura del diente (h), con la altura de la cabeza (h_1) y a altura de la raíz (h_2).

$$h_1 = m \quad \text{Ecuación 29}$$

$$h_2 = 1.25 * m \quad \text{Ecuación 30}$$

$$h = h_1 + h_2 = m + (1,25 * m) \quad \text{Ecuación 31}$$

- Cálculo del espesor del diente (S).

$$S = \frac{m * \pi}{2} \quad \text{Ecuación 32}$$

En la Figura 24 se muestra las variables a calcular.

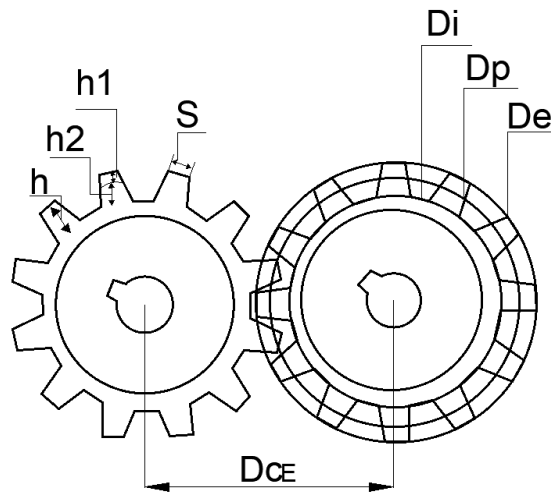


Figura 24. Cálculo de las partes del engranaje.

Fuente: Autor.

5.5 Transmisión por cadenas

5.5.1 Relación de transmisión

Al igual que en los engranajes la relación de transmisión se la calcula aplicando la Ecuación 14, donde (i) es la relación de transmisión, N_{mot} es la velocidad en rpm del elemento motriz y N_{rec} es la velocidad en rpm del elemento receptor. También es posible calcular la relación de transmisión considerando la velocidad angular, torque, los diámetros de las catarinas y número de dientes.

Conociendo el diámetro de la Catarina menor se obtiene el número de dientes de la Catarina mayor, aplicando la siguiente ecuación:

$$Z_{rec} = Z_{mot} * i \quad \text{Ecuación 33}$$

Donde:

Z_{rec} : Número de dientes de la catarina receptora.

Z_{mot} : Número de dientes de la catarina motriz.

i : Relación de transmisión.

5.5.2 Selección de la cadena

La cadena de rodillos estándar tiene designación de tamaño del 40 al 240. En donde, una serie de tamaños para trabajo pesado, con el sufijo H en la identificación (60H a 240H), tiene las mismas dimensiones básicas que la cadena estándar del mismo número, pero sus placas laterales son más gruesas. Además, están los tamaños menores y más ligeros: 25, 35 y 41.

Tomando en cuenta los diferentes tipos de cadenas que existen por parte de la ANSI, se debe establecer la capacidad de carga de cada una de ellas, para ello, diferentes autores y catálogos exponen información detallada de estos elementos, de la Tabla 38 ubicada en el Anexo 6 se selecciona una un número de cadena aproximada, comparando la capacidad de carga y la potencia nominal del trapiche ($H_{nom} = 2HP$).

De la Ecuación 34 se calcula la potencia nominal de la cadena (H_1).

$$H_1 = 0.004N^{1.08}n_{mot}^{0.9}p^{(3-0.07p)} \quad \text{Ecuación 34}$$

Donde:

N: Número de dientes del piñón.

n_{mot} : Número de revoluciones de salida.

p: Paso de la cadena.

Para el cálculo del número de hileras de la catarina se procede a multiplicar la potencia nominal (H_1) por el factor de hileras múltiples (K_2) de la Tabla 42 (Anexo 9).

Con la potencia nominal de la cadena (H_1) y la potencia de diseño del trapiche se calcula el factor de diseño como se muestra en la siguiente ecuación.

$$n_d = \frac{H_1}{P_{req}} \quad \text{Ecuación 35}$$

Las resistencias medias a la tensión de los diversos tamaños de cadena, se puede emplear para transmisiones a muy bajas velocidades o en aplicaciones en las que la función de

la cadena es aplicar una fuerza de tensión o sostener una carga. Para transmitir potencia es necesario determinar la capacidad de cierto tamaño de cadena en función de la velocidad de rotación (Mott, 2006). La ANSI estandarizó las cadenas de rodillos con respecto a sus tamaños, el paso es la distancia lineal entre los centros de los rodillos, el ancho que es el espacio entre las placas de eslabón interiores. Estas cadenas se fabrican en hileras sencillas, dobles, triples y cuádruples. Las dimensiones de los tamaños estándar de las cadenas se proporcionan en la Tabla 39 ubicada en el Anexo 7.

5.5.3 Cálculo del diámetro de la Catarina

Una vez identificado el número de cadena a seleccionar, la catarina de acuerdo a Budynas & Nisbett (2008) se calcula mediante la siguiente expresión:

$$D = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} \quad \text{Ecuación 36}$$

Donde:

D: Diámetro de la catarina (mm).

P: Paso de la cadena (mm).

N: Número de dientes de la catarina.

5.5.4 Cálculo teórico de la longitud de la cadena

La longitud de la cadena debe ser múltiplo entre el paso, y se recomienda un número par de pasos. La distancia entre centros debe ser ajustable para adaptarse a la longitud de la cadena y para adaptarse a las tolerancias y al desgaste. Debe evitarse un colgamiento excesivo del lado flojo, especialmente en transmisiones que no sean horizontales. El cálculo de la longitud de la cadena se lo puede realizar mediante la siguiente expresión teniendo en cuenta que este sea entre 30 a 50 veces el paso de la cadena (Mott, 2006):

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad \text{Ecuación 37}$$

Donde:

L: Longitud de la cadena (pasos).

N₁: Número de dientes de la catarina pequeña.

N₂: Número de dientes de la catarina grande.

C: Distancia entre centros (m).

5.5.5 Cálculo teórico de la distancia entre centros

Para validar la distancia máxima entre centros se debe aplicar la Ecuación 38, con la finalidad de garantizar que no exista colgamiento en el lado tenso o flojo de la cadena (Mott, 2006).

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad \text{Ecuación 38}$$

5.5.6 Cálculo del arco de contacto de las catarinas

El arco de contacto en la catarina motriz debe ser mayor a 120 grados, es así, que se establece la siguiente ecuación por recomendaciones de (Mott, 2006).

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1}[(D_2 - D_1)/2C] \quad \text{Ecuación 39}$$

$$\theta_1 > 120^\circ$$

5.5.7 Influencia de la cadena en el eje

Cuando se transmite la potencia entre ejes giratorios, la cadena en ruedas dentadas correspondientes llamadas catarina tiene un lado tensionado y otro flojo, como se puede observar en la Figura 25; la hilera tensionada ejerce la fuerza sobre el eje, además del peso del sistema. Esta fuerza se la puede obtener mediante la siguiente expresión:

$$F_c = \frac{P_d}{\omega * \frac{\pi}{30} * \frac{D}{2}}$$

Ecuación 40

Donde:

Pd: Potencia de diseño (W).

ω : Velocidad angular del eje (rpm).

D: Diámetro de la catarina (m).

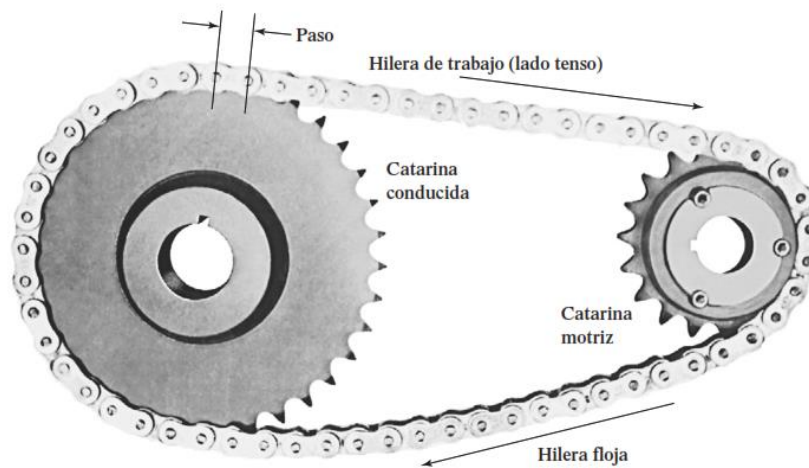


Figura 25. Transmisión por cadena de rodillos.

Fuente: (Mott, 2006).

5.6 Diseño de Ejes

5.6.1 Esfuerzo en punto crítico

Para proceder a realizar el diseño de un eje, se debe precisar que fuerzas axiales de los elementos que lo componen se encuentran influyendo en el mismo, dado que no se transmite todo el torque a lo largo de su longitud, sino más bien en ciertos puntos. Dependiendo del análisis de estas fuerzas en un diagrama de cuerpo libre se puede determinar en donde se produce el esfuerzo cortante y momentos flexionantes en dos planos (J. Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000). Seguidamente se debe dibujar los diagramas de los momentos flexionantes en

los planos x - y y x - z , en donde el momento resultante en cualquier sección a lo largo del eje se expresa como:

$$M_x = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \quad \text{Ecuación 41}$$

Donde:

M_x : momento torsor.

M_{xy} : momento torsor en el plano xy .

M_{xz} : momento torsor en el plano xz .

Seguidamente se desarrolla el diagrama de torsión, este se produce porque un elemento transmisor de potencia debe balancear el par de torsión de los elementos transmisores de potencia. Finalmente se establece la localización de la sección transversal crítica o la localización x donde el par de torsión el momento son mayores (J. Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000).

5.6.2 Teoría de la Energía de distorsión

Para materiales dúctiles se usa la teoría de la energía de distorsión (DET, por sus siglas en inglés) y predice que una falla se produce si:

$$\frac{16}{\pi d^3} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \geq \frac{S_y}{n_s} \quad \text{Ecuación 42}$$

Donde:

d_{eje} : Diámetro mínimo del eje.

M : Momento torsor.

T : Torque.

S_y : Esfuerzo admisible.

n_s : Factor de seguridad.

De esta forma, la DET predice el diámetro más pequeño donde la falla empezará a ocurrir, a través de la siguiente expresión (J. Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000).

$$d_{eje} = \left(\frac{32n_s}{\pi S_y} \sqrt{M_x^2 + \frac{3}{4}T^2} \right)^{1/3} \quad \text{Ecuación 43}$$

Donde:

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

n_s : Factor de seguridad.

d_{eje} : Diámetro mínimo del eje.

T: Torque generado en el eje.

Para determinar el factor de seguridad es importante tener en cuenta los criterios que prevalecerán para el cálculo, los cuales son (J. Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000):

- Para el criterio A: Esta basado en calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección.
- Para el criterio B: Determina el control sobre la carga aplicada.
- Para el criterio C: Indica la exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o de la experiencia con partes similares.
- Par el criterio D: Señala el peligro para el personal.
- Para el criterio E: Muestra la exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o de la experiencia con partes similares.

- Con los tres criterios propuestos se determina de acuerdo a la Tabla 43 (ubicada el Anexo 10) que el valor de n_{sx} que relaciona los criterios A, B y C; por otro lado, el valor correspondiente de n_{sy} se toma de acuerdo de acuerdo a la Tabla 44 (ubicado en el Anexo 11) Aplicando la siguiente expresión, el factor de seguridad será:

$$n_s = n_{sx} * n_{sy} \quad \text{Ecuación 44}$$

5.6.3 Resistencia por cargas cíclicas

Las cargas cíclicas varían durante todo un ciclo en vez de permanecer constantes, como las cargas estáticas. Dado que las flechas son elementos rotativos, es importante tener en cuenta el factor de concentración de esfuerzos, por lo que el diámetro mínimo que se puede obtener por cargas cíclicas de acuerdo a (J. Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000) cuyo factor de seguridad es específico, se expresa de la siguiente manera.

$$d_{eje} = \left[\frac{32n_s}{\pi S_y} \sqrt{\left(M_x + \frac{S_y}{S_e} K_f M_a\right)^2 + \frac{3}{4} \left(T + \frac{S_y}{S_e} K_{fs} T_a\right)^2} \right]^{1/3} \quad \text{Ecuación 45}$$

Donde:

K_f : Factor de concentración de esfuerzos por fatiga debido a una carga normal.

K_{fs} : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga debido a una carga cortante.

M_a : Momento flexionante alternante.

T_a : Torque alternante.

S_e : Límite a la fatiga modificado.

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

Teniendo en cuenta que los efectos de bajo ciclaje permiten modificar la resistencia del material con base a información experimental, el límite a la fatiga del aparato bajo condiciones ideales (S'_e) considerando la resistencia a la rotura (S_u) para el acero se puede calcular como (J. Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000).

$$S'_e = 0.5 * S_u \quad \text{Ecuación 46}$$

Donde:

S'_e : Límite a la fatiga bajo condiciones ideales.

S_u : Resistencia a la ruptura.

De la misma forma, tomando en cuenta la resistencia a la rotura del material y los diferentes procesos de maquinado, el factor por acabado superficial (k_f) se lo calcula con la siguiente ecuación:

$$k_f = a(S_u)^b \quad \text{Ecuación 47}$$

Donde los valores de (a) y (b) se encuentra en la Tabla 4.

Tabla 4. Parámetros para el acabado superficial.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_u , kpsi	S_u , Mpa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008); página 274.

Para determinar el factor de tamaño (k_s) que se produce por los efectos del ciclaje sobre las dimensiones de los ejes, se debe tomar el diámetro de un eje tentativo, previo a iniciar con el proceso de iteración; por lo tanto, de acuerdo a (J. Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000) para la flexión o torsión, el factor de tamaño es:

$$k_s = \begin{cases} 0.869d^{-0.112} & 0.3 \text{ pulg} < d < 10 \text{ pulg} \\ 1 & d < 0.3 \text{ pul o } d \leq 8\text{mm} \\ 1.189d^{-0.112} & 8\text{mm} < d < 250\text{mm} \end{cases}$$

Para carga axial $k_s = 1$.

De acuerdo a la probabilidad de supervivencia para la vida indicada en un esfuerzo particular, para materiales como el acero o diferentes al acero se lo selecciona de acuerdo a la Tabla 5.

Tabla 5. Factores de confiabilidad para seis probabilidades de sobrevivencia.

Probabilidad de sobrevivencia, porcentaje	Factor de confiabilidad, k_r
50	1.00
90	0.90
95	0.87
99	0.82
99.9	0.75
99.99	0.70

Fuente: (J. Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000).

El factor de temperatura k_d tiene efectos sobre el eje cuando este estaría sometido a 450° C por el contrario estaría bajo condiciones ambientales siendo este igual a 1.

Para el factor por efectos diversos k_g , se consideran la ubicación de la máquina y de las posibles causas que podrían afectar a su deterioro, en este caso al estar en contacto con líquidos su valor es de 0.9 al tener en cuenta que la corrosión puede afectar al material.

Finalmente, el límite a la fatiga modificado (S_e) se obtiene como:

$$S_e = k_f k_s k_r k_d k_g S'_e \quad \text{Ecuación 48}$$

De acuerdo a (J. Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000) los concentradores de esfuerzos en muchos materiales se libera cerca del extremo de una grieta mediante flujo laminar, por lo que la fractura se evita y se retarda al crecimiento de la misma. Los concentradores de esfuerzo pueden ser agujeros, un filete o un chaflán; y son un factor más a considerar para el cálculo del límite a la fatiga modificado, el cual se expresa como:

$$K_f = 1 + (k_t - 1)q$$

Ecuación 49

Donde:

K_f : Factor de concentración de esfuerzos por fatiga debido a una carga normal.

K_t : Es el factor de concentración para cargas estáticas.

q : Sensibilidad a la muesca.

$$K_{fs} = 1 + (k_{ts} - 1)q_{cort}$$

Ecuación 50

Donde:

K_{fs} : Factor de concentración de esfuerzos por fatiga debido a una carga cortante.

K_{ts} : Es el factor de concentración para cargas cortantes.

q_{cort} : Sensibilidad a la muesca cortante

Para obtener el radio (r) del chaflán del cambio entre simetrías del eje se toma en cuenta la relación que se establece en la Figura 26.

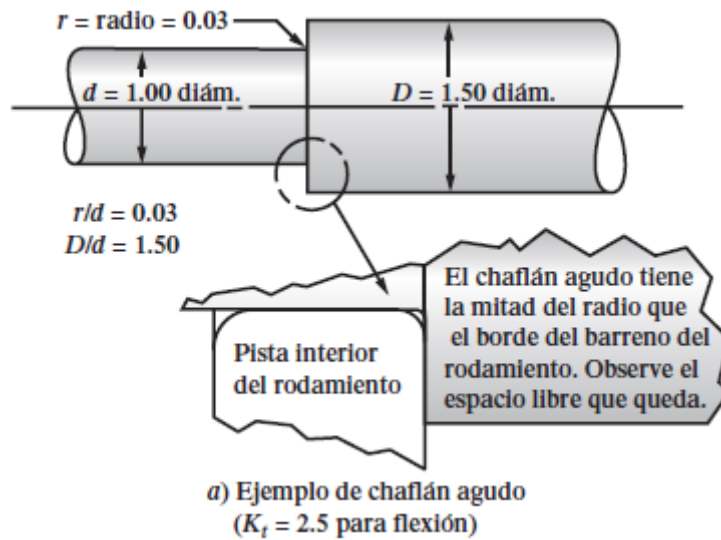


Figura 26. Chaflanes en ejes.

Fuente: (Mott, 2006), página 542.

$$r = 0.03 * d$$

Ecuación 51

Donde:

r: Radio eje.

D: Diámetro máximo del eje.

d: Diámetro mínimo del eje.

El factor de concentración para cargas estáticas se lo obtiene de la Figura 27 y el factor por cargas cortantes de la Figura 28.

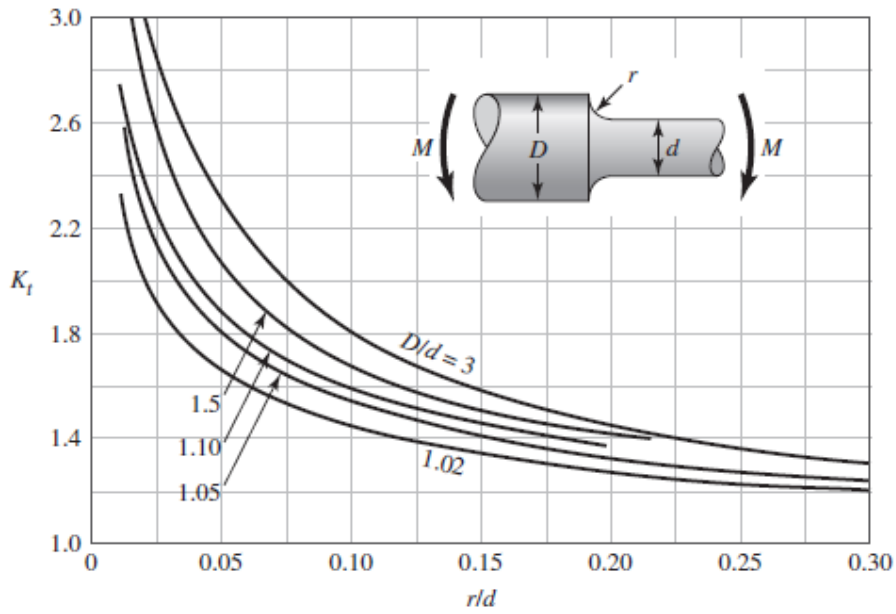


Figura 27. Factor de concentración de esfuerzos para cargas estáticas.

Fuente: (Budynas R. G., 2008), página 992.

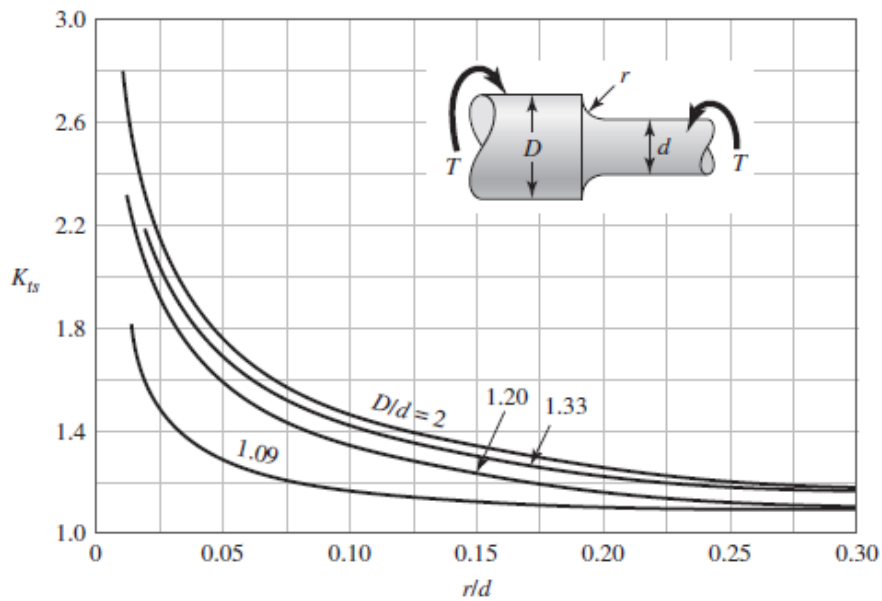


Figura 28. Factor de concentración de esfuerzos por cargas cortantes.

Fuente: (Budynas R. G., 2008), página 992.

Y considerando el valor de la resistencia del material a la rotura; para determinar el valor de la sensibilidad a la muesca se debe hacer uso del diagrama de la Figura 29 y Figura 30:

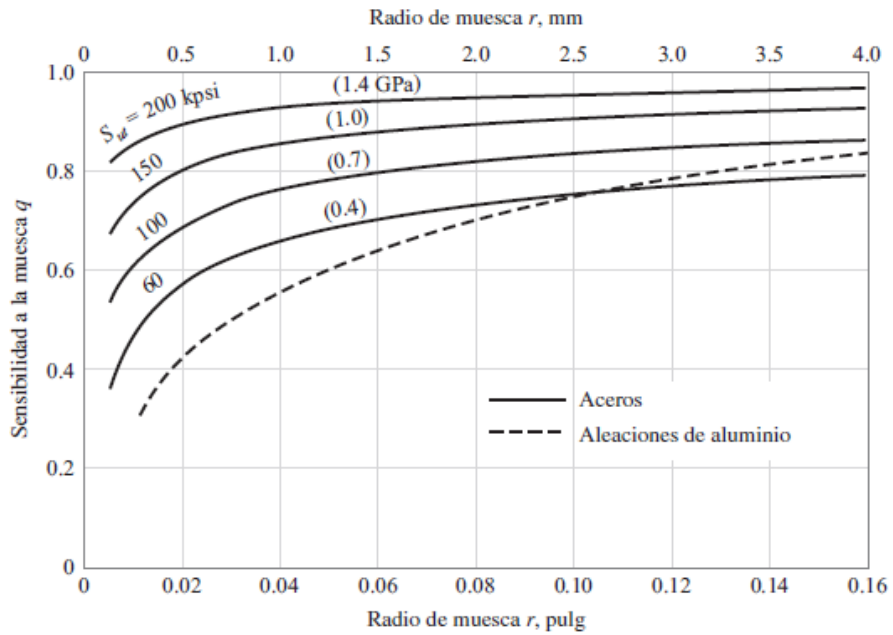


Figura 29. Sensibilidad a la muesca con una función del radio para varios materiales y tipos de carga.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008), página 282.

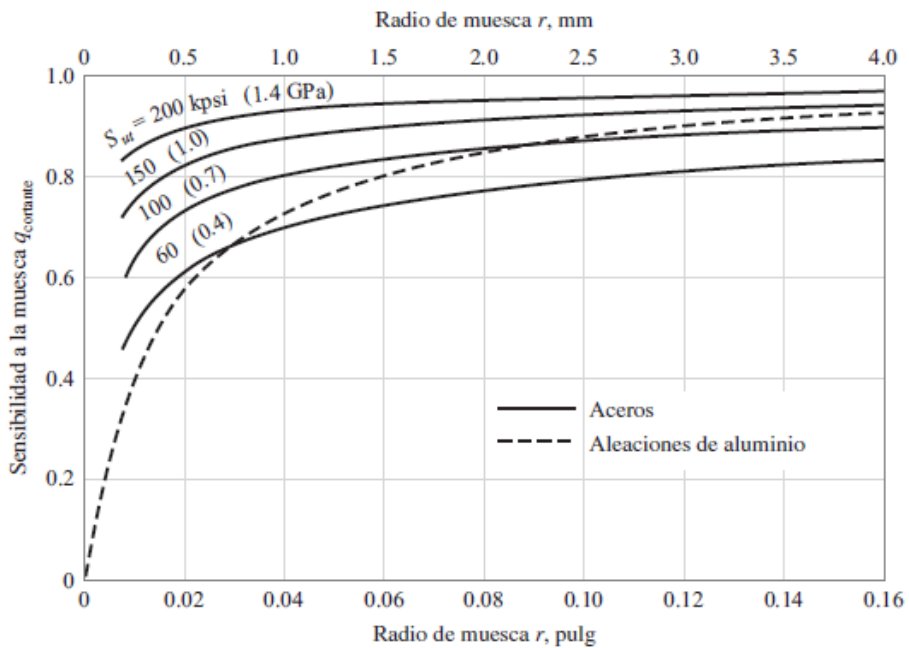


Figura 30. Sensibilidad a la muesca para cargas cortantes.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008), página 282.

Cabe destacar que al emplear un elemento motriz cuyo torque alternante es constante, entonces $T_a=0$; de la misma forma al considerar que la carga es constante, de acuerdo a (Songor, 2015).

$$\sigma_{max} = \sigma_{flex} \quad \text{Ecuación 52}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad \text{Ecuación 53}$$

Donde:

σ_{max} : Esfuerzo máximo.

σ_{flex} : Esfuerzo flexionante.

σ_a : Esfuerzo de amplitud.

σ_{min} : Esfuerzo mínimo.

M_a : Momento torsor alternante.

M_{max} : Momento máximo.

M_{min} : Momento mínimo.

5.7 Cálculo de los bujes de transmisión para ejes

Para el cálculo de los bujes de transmisión, se utiliza la metodología de desgaste planteada en el libro de Diseño de Ingeniería Mecánica de (Budynas & Nisbett, 2008).

Para el proceso de cálculo de material del buje se debe tomar en cuenta la presión nominal (P) descrita en la siguiente ecuación:

$$P = \frac{F_{eje}}{DL} \quad \text{Ecuación 54}$$

Donde:

F_{eje} : Carga radial del eje (N).

D: Diámetro del eje.

L_b : Longitud del buje.

Si N es la velocidad de rotación en rpm y D en pulgadas, entonces la velocidad en pie/min está dada por

$$V = \frac{\pi DN}{12} \quad \text{Ecuación 55}$$

De este modo la presión máxima viene dada por:

$$P_{max} = \frac{4}{\pi} * \frac{F_{eje}}{DL} \quad \text{Ecuación 56}$$

Finalmente se obtiene la ecuación de desgaste del buje:

$$w = f1 * f2 * K * \frac{4}{\pi} * \frac{F_{eje}}{DL} * V * t \quad \text{Ecuación 57}$$

Donde:

w : Desgaste lineal.

$f1$: Factor de movimiento.

$f2$: Factor ambiental.

K : Factor de desgaste del material.

t : tiempo de desgaste.

De la Tabla 6, se selecciona la carga máxima permisible del material y se lo compara con el resultado obtenido por operación, si está dentro del rango significa que el material es el adecuado.

Tabla 6. Materiales para cojinetes con sus límites de operación.

Material	Carga máxima, Psi	Temperatura máxima, °F	Velocidad máxima, pie/min	Valor PV máximo*
Fundición de bronce	4500	325	1500	50000
Bronce poroso	4500	150	1500	50000
Hierro poroso	8000	150	800	50000
Fenólicos	6000	200	2500	15000
Nailon	1000	200	1000	3000
Teflón	500	500	100	1000
Teflón reforzado	2500	500	1000	10000
Tela de teflón	60000	500	50	25000
Derlin	1000	180	1000	3000
Carbono- grafico	600	750	2500	15000
Caucho	50	150	4000	
Madera	2000	150	2000	15000

*P= carga, psi; V= velocidad, pie/min

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008), página 636.

De la Tabla 7 se selecciona el factor de desgaste (K) y la presión-velocidad limitante del material.

Tabla 7. Factores de desgaste.

Material del buje	Factor de desgaste, K	PV Limitante
Oiles 800	$3(10^{-10})$	18000
Oiles 500	$0.6(10^{-10})$	46700
Copolímero poliactal	$50(10^{-10})$	5000
Homopolímero poliactal	$60(10^{-10})$	3000
Nailon 66	$200(10^{-10})$	2000
Nailon 66 + 15% PTFE	$13(10^{-10})$	7000
Nailon 66 + 15% PTFE + 30% vidrio	$16(10^{-10})$	10000
Nailon 66 + 2.5% MoS ₂	$200(10^{-10})$	2000
Nailon 6	$200(10^{-10})$	2000
Policarbonato + 15% PTFE	$75(10^{-10})$	7000
Bronce sintetizado	$102(10^{-10})$	8500

Fenol + 25% fibra de vidrio	$8(10^{-10})$	11500
dim(K)=pulg ³ .min/(lbf.pie.h); dim (PV)= psi.pie/min.		

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008), página 636.

De la Tabla 8 y Tabla 9 se selecciona el factor de movimiento y ambiental.

Tabla 8. Factor relacionado con el movimiento f1.

Modo de movimiento	Presión característica P, psi		Velocidad V, pie/min	f1
Rotatorio	720 o menor		3.3 o menor	1.0
			3.3-33	1.0-1.3
			33-100	1.3-1.8
	720-3600		3.3 o menor	1.5
			3.3-33	1.5-2.0
			33-100	2.0-2.7
Oscilatorio	720 o menor	>30°	3.3 o menor	1.3
			3.3-100	1.3-2.4
		<30°	3.3 o menor	2.0
	720-3600	>30°	3.3 o menor	2.0
			3.3-100	2.0-3.2
		<30°	3.3 o menor	3.0
		3.3-100	3.0-4.8	
Reciprocante	720 o menor		33 o menor	1.5
			33-100	1.5-3.8
	720-3600		33 o menor	2.0
			33-100	2.0-7.5

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008), página 637.

Tabla 9. Factor ambiental f2.

Temperatura ambiental, °F	Materia extraña	f2
140 o inferior	No	1.0
140 o inferior	Si	3.0-6.0
140-210	No	3.0-6.0
140-210	Si	6.0-12.0

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008), página 638.

5.8 Cálculo de Chavetas

Los cálculos que relacionan a la chaveta son el esfuerzo al corte y a la compresión, en este caso se denotan las dos ecuaciones de solución, sin embargo, se realizará el cálculo por esfuerzo cortante considerando su relación con el radio del eje y el momento torsor que se aplica en el mismo (Songor, 2015).

$$T_{max} = \frac{\tau * b * L_c * D}{2} \text{ (corte)} \quad \text{Ecuación 58}$$

$$T_{max} = \frac{\sigma_c * h * L_c * D}{4} \text{ (compresión)} \quad \text{Ecuación 59}$$

Donde:

T_{max} : Momento torsor máximo (Nm).

τ : Esfuerzo cortante admisible (MPa).

b : Ancho de la chaveta (m).

L_c : Longitud de la chaveta (m).

σ_c : Esfuerzo admisible a compresión (m).

h_c : Altura de la chaveta (m).

D_{eje} : Diámetro del eje (m).

5.9 Cálculo de uniones por pernos

Al momento de sujetar dos elementos mediante un perno se debe considerar que sucede cuando se aplica una carga externa, para ello se debe identificar la información relacionada con los valores relativos de las rigideces entre otros elementos, como se muestra mediante las siguientes ecuaciones (Budynas & Nisbett, 2008):

$$k_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d}$$

Ecuación 60

Donde:

A_t : Área de esfuerzo sometida a tensión (Tabla 53 del Anexo 2).

l_t : Longitud de la parte roscada de agarre (in).

A_d : Área del diámetro mayor del sujetador (in).

l_d : Longitud de la parte sin rosca en agarre (in).

E: Módulo de elasticidad (Mpsi).

$$k_m = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{2 * \ln \left(5 * \frac{0.5774 * l + 0.5 * d}{0.5774 * l + 2.5 * d} \right)}$$

Ecuación 61

Donde:

l : Longitud roscada (in).

d : Diámetro del sujetador (in).

Para ello previamente se debe establecer las dimensiones del perno a seleccionar, tomando en cuenta la longitud de agarre, espesor de la tuerca (h), espesor de la arandela y un espacio libre de 1/4 in, es decir:

$$L = h + \text{longitud de agarre} + t + \frac{1}{4}$$

Ecuación 62

Donde:

L: Longitud del perno (in).

h_{perno} : Espesor de la rosca (in).

t : Espesor de la arandela (in).

Con la presente longitud, se selecciona una longitud de tuerca normalizada y se establece las dimensiones de la misma como:

Longitud de rosca:

$$L_T = 2 * d + \frac{1}{4} in \quad \text{Ecuación 63}$$

Longitud de la parte sin roscar en el agarre:

$$l_d = L - L_T \quad \text{Ecuación 64}$$

Longitud de la parte roscada en el agarre:

$$l_t = l - l_d \quad \text{Ecuación 65}$$

Área de la parte sin rosca:

$$A_d = \pi * \frac{d^2}{4} \quad \text{Ecuación 66}$$

Área de la parte roscada se debe tomar de la Tabla 53 del Anexo 2.

A continuación, se debe calcular la constante de rigidez (C), mediante la siguiente ecuación:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad \text{Ecuación 67}$$

Para calcular la precarga (F_i) se puede tomar en cuenta las recomendaciones de Russell, Burdsall & Ward Inc; en donde, para conexiones no permanentes se debe multiplicar el factor de pérdidas (F_p) por 0.75, al cual se lo obtiene de la siguiente ecuación:

$$Fp = A_t * S_p \text{ (kpi)} \quad \text{Ecuación 68}$$

Donde.

A_t : Área de esfuerzo sometida a tensión (Tabla 53 del Anexo 2).

S_p : Resistencia (Tabla 56 del Anexo 2).

Finalmente, para calcular el número de pernos que soporten la sujeción sometida a esa carga se debe aplicar la siguiente ecuación:

$$N = \frac{C * n_L * P}{A_t * S_p - F_i} \quad \text{Ecuación 69}$$

Donde.

P: Carga externa de extensión (kip).

n_L : Factor de carga, por recomendación de (Budynas & Nisbett, 2008) puede tomar valores de 1 a 2.

$$n_L = \frac{A_t * S_p - F_i}{C * (P/N)} \quad \text{Ecuación 70}$$

En la Figura 31 se muestra el flujograma utilizado para el desarrollo de la metodología de cálculo y diseño de los diferentes elementos mecánicos que componen el trapiche.

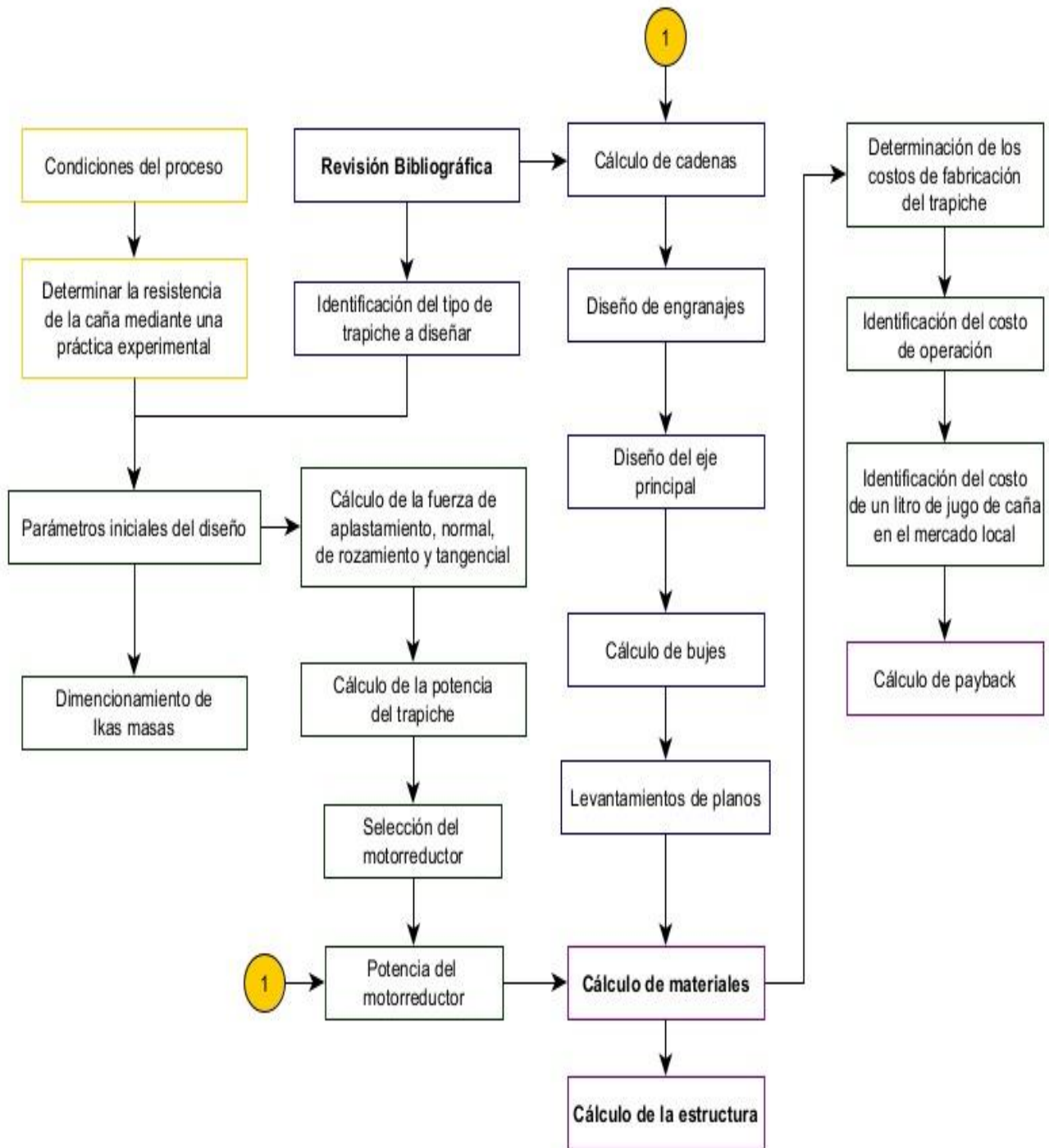


Figura 31. Flujograma de la metodología.

Fuente: Autor.

6. Resultados

En las siguientes tablas se expone el análisis de la clasificación y los diferentes tipos de trapiches, de esta forma, se seleccionará las mejores características para su diseño.

Tabla 10. Tipos de trapiches.

Tipos de trapiches	Ventajas	Desventajas
Sistema de trapiche marginal.	<ul style="list-style-type: none"> • La mano de obra es baja. • Uso de prácticas tradicionales de construcción. • Material de construcción barato. 	<ul style="list-style-type: none"> • Recursos y servicios deficientes. • La frecuencia de molienda no alcanza a ser mensual por lo que la capacidad de molienda instalada es inferior al 13,5%
Sistema de trapiche tradicional.	<ul style="list-style-type: none"> • Tienen una capacidad instalada del 36,6%. • Constituyen un 26.6% de los trapiches por lo que su uso y fabricación es común. 	<ul style="list-style-type: none"> • Son poco comunes y constituyen el 26% de los trapiches. • Su dotación física es común, es decir construido con materiales tradicionales.
Sistema de trapiche mejorado.	<ul style="list-style-type: none"> • Mejor calidad de recursos físicos y tecnológicos en la fabricación de este tipo de trapiches. 	<ul style="list-style-type: none"> • Lo constituyen un 7% de los trapiches, es decir su uso es poco común. • Al ser un tipo de trapiche mejorado su proceso de fabricación es elevado y poco común.
Sistema de trapiche avanzado.	<ul style="list-style-type: none"> • Llegan a producir un 100% de su capacidad instalada. • Al ser fabricado con material físico y recurso tecnológico moderno, su producción es continua durante todo el año. 	<ul style="list-style-type: none"> • Sus costos de fabricación y mantenimiento son elevados. • Al ser un tipo de trapiche poco común, no es fácil conseguirlo en el mercado por lo que en su mayoría solo están accesibles a grandes moliendas de cañas.

Fuente: Autor.

Tabla 11. Clasificación de los trapiches por orientación de masas.

Clasificación de los trapiches por orientación de sus masas.	Ventajas	Desventajas
Trapiches verticales	<ul style="list-style-type: none"> • Por lo general son contruidos de madera por lo que sus costos de fabricación son bastantes económicos. • Al ser de tracción animal se reducen gastos por combustión o eléctrico. 	<ul style="list-style-type: none"> • Su capacidad de molienda es baja, de 100 a 200kg de caña por hora • Su tracción depende de la fuerza de empuje de animales como el caballo o buey. • Dependiendo de su número de masas ocupa un mayor espacio de trabajo.
Trapiches horizontales	<ul style="list-style-type: none"> • Poseen de 3 a 5 masas horizontales con una transmisión mecánica que les permite moler entre 0,5 y 3 toneladas de caña por hora. • Facilidad de instalación. • Son muy comunes por lo que facilita su obtención y la compra de repuestos. 	<ul style="list-style-type: none"> • Al tener múltiples engranajes su costo de mantenimiento es elevado. • Al tener una transmisión mecánica sus costos de operatividad son mayores al de un trapiche convencional.
Trapiche de tracción con motor de combustión interna.	<ul style="list-style-type: none"> • Son de mayor potencia en comparación a los eléctricos. • Ideales para trabajar en lugares donde la energía eléctrica no llega. 	<ul style="list-style-type: none"> • Costos de fabricación y mantenimiento elevados. • Trabajan con gasolina, diésel o gas natural por lo que su consumo es elevado.
Trapiche de tracción con motor eléctrico.	<ul style="list-style-type: none"> • Tienen una gran potencia, presenta un mejor rendimiento de trabajo y su mayoría son metálicos. 	<ul style="list-style-type: none"> • El consumo energético y el mantenimiento son un poco costosos.

Fuente: Autor.

De acuerdo a la metodología planteada, los resultados obtenidos para el análisis del proceso de molienda de caña y los diferentes modelos de trapiches son:

- La trituración de la caña inicia cuando la materia prima es cosechada de sus sembradíos, limpiada de los abscesos y lavadas higiénicamente para luego pasar por dos o tres masas comunicadas entre sí por engranajes de transmisión que se encuentran con una separación adecuada que permite la entrada y el aplastamiento total de la caña para la extracción de su jugo (López & Villaraga, 1994).
- Tras analizar los diferentes modelos de trapiches eléctricos (Tabla 10 y Tabla 11) se plantea el diseño de un trapiche de sistema tradicional, metálico con masas horizontales de tracción con motor eléctrico. El diseño contará con dos masas escalonadas de acero inoxidable que serán los elementos encargados del aplastamiento, su sistema de sincronización se llevará a cabo por engranajes, que, a su vez, están comunicados al motorreductor por un sistema de transmisión por cadena.

6.1 Parámetros de diseño

El trapiche operará bajo una red monofásica de 220 V, el tipo de caña utilizada para las muestras de aplastamiento es de tipo POJ-2878, el proceso de molienda se pretende realizar cada fin de semana durante un periodo de 2 horas.

La fuerza de aplastamiento se obtuvo mediante un proceso experimental, el cual consiste en colocar secciones de caña de 30 cm de largo entre dos cilindros simulando que son las masas del trapiche acopladas a la prensa digital (véase en la Figura 32), los resultados se pueden observar en la Tabla 12, además, el informe del ensayo completo se encuentra en el Anexo 1.



Figura 32. Proceso experimental del aplastamiento de la caña.

Fuente: Autor.

Tabla 12. Diámetro y carga aplicada en el ensayo de aplastamiento.

Número de medición	Caña \varnothing	Carga Q1	Carga Q2	Ancho de la huella de aplastamiento (ap) (25mm)	Ancho de la huella de aplastamiento (ap) (5mm)
		25mm	5mm		
	mm	kN	kN	mm	mm
1	54	6.4	10.8	52	66
2	48	5.8	11.8	45	62
3	44	5.5	13.2	43	58
4	42	5.4	18.7	42	55
5	39	4.8	20.01	40	51

Fuente: Autor.

En la segunda columna se observa los diámetros de cinco muestras de caña que han sido sometidas al aplastamiento, en la tercera y cuarta columna son las fuerzas Q1, Q2 con la que fue aplastada la caña dejando a un espesor de 25 y 5 mm, en la columna 5 y 6 son las muestras obtenidas del ancho de aplastamiento, es decir el ancho final que quedan las cañas luego de ser compactadas a las separaciones señaladas.

Por lo tanto, se seleccionan las mayores fuerzas de compresión ejercidas, es así que para un diámetro de 54 mm de caña se necesita 6.4 kN para reducirla a 25 mm, de igual manera, para reducir la caña hasta los 5 mm se necesita 20.01 kN.

En el modelo a diseñar (Figura 33) se pretende dejar masas escalonadas a dos diámetros diferentes, con una separación de aplastamiento de 25 mm y 5 mm que sería la parte donde la caña quede completamente compactada y se extraiga la mayor cantidad de jugo.

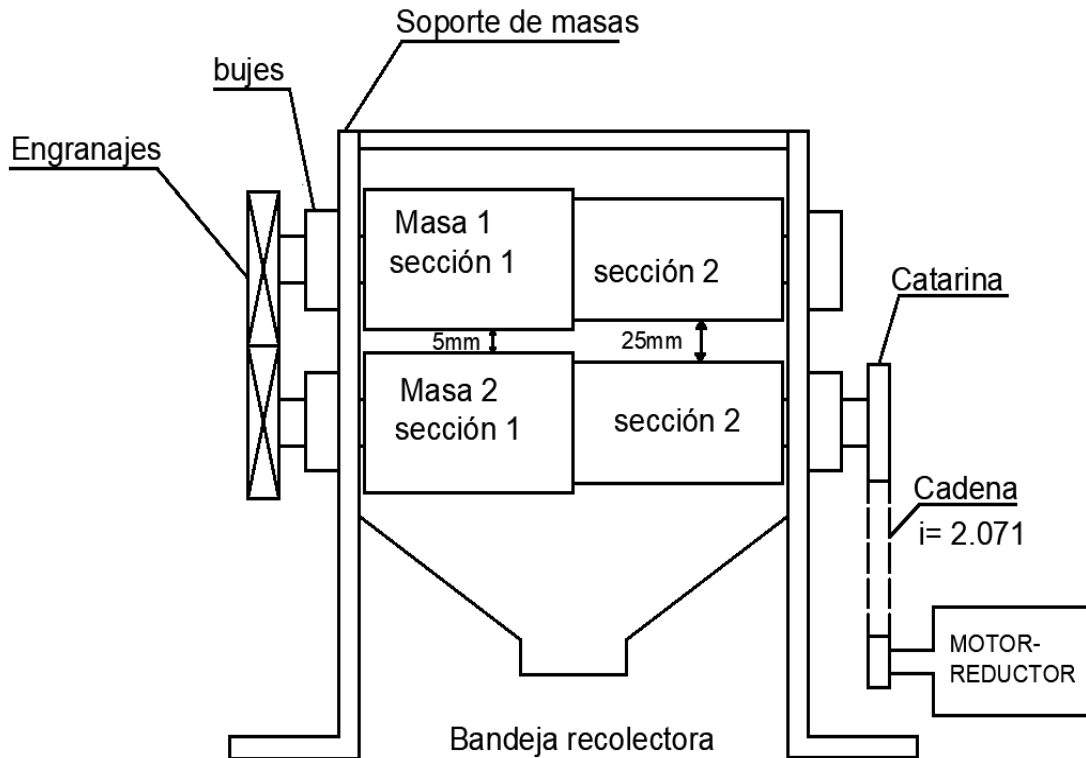


Figura 33. Esquema del trapiche a diseñar.

Fuente: Autor.

6.2 Dimensionamiento de las masas

6.2.1 Planteamiento de las dimensiones de las masas

Las dimensiones de las masas se establecen teniendo en cuenta el ancho de la huella de aplastamiento obtenida de los resultados del ensayo de aplastamiento:

$$66 \text{ mm} < L_{s1} < 100 \text{ mm}$$

$$52 \text{ mm} < L_{s2} < 90 \text{ mm}$$

Es así, que en la siguiente tabla se exponen las dimensiones para el diseño:

Tabla 13. Dimensionamiento de las masas.

Dimensionamiento de las masas		
Designación	Abreviatura	unidad (mm)
Diámetro de la sección 1	D _{s1}	100
Diámetro de la sección 2	D _{s2}	80
Longitud de la sección 1	L _{s1}	90
Longitud de la sección 2	L _{s2}	70

Fuente: Autor.

En la Figura 34 se muestra el esquema de las masas con el largo establecido por el diseñador, teniendo en cuenta las tolerancias del ancho de la huella de aplastamiento.

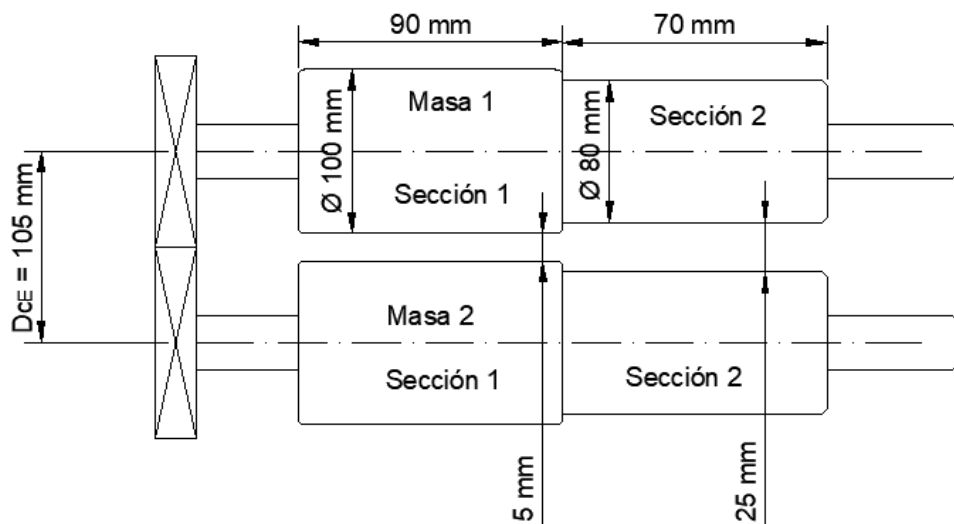


Figura 34. Dimensiones de las secciones de las masas del trapiche.

Fuente: Autor.

Las masas serán maquinadas en barras de acero inoxidable para uso alimenticio comercial AISI 304, sus propiedades y medidas en stock se muestran en el Anexo 14 Figura 96.

6.3 Cálculo de la potencia requerida por el trapiche en la sección 2

De la Tabla 12, se selecciona la fuerza de aplastamiento correspondiente a la sección 2 con una magnitud de 6.4 kN, es así que, estableciendo el diagrama de cuerpo libre se encuentran las fuerzas actuantes tal como se muestra en la Figura 35.

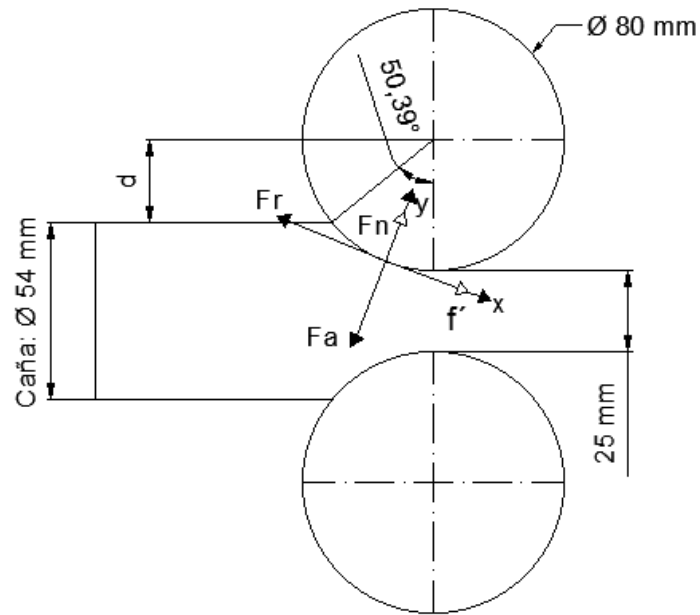


Figura 35. Diagrama de Fuerzas de la Masa en la sección 2.

Fuente: (Autor).

Donde:

$r_m = 0.040$ m; Radio de la masa.

$d_c = 0.054$ m; diámetro de la caña.

$E_{masa2} = 0.025$ m; separación entre masas.

d : Distancia entre superficie de caña y centro de la masa.

Considerando que la distancia entre la superficie de la caña y el centro de la masa ($d = 25.5$ mm), de la Ecuación 4 se obtiene el ángulo de contacto de la caña.

$$\theta = \cos^{-1}\left(\frac{d}{r_m}\right)$$

$$\theta = \cos^{-1}\left(\frac{25.5\text{mm}}{40\text{mm}}\right)$$

$$\theta = 50.39^\circ$$

De la Figura 35 se plantea la sumatoria de fuerzas:

$$\sum Fy = 0$$

De la Ecuación 8, Ecuación 9 tenemos la fuerza normal y la fuerza de rozamiento que influyen en las masas:

$$Fn = Fa$$

$$Fn = 6.4 \text{ kN}$$

$$\sum Fx = 0$$

$$f' = Fr$$

$$Fr = Fn * u_c$$

$$f' = 6.4 \text{ kN} * 0.4 = 2.56 \text{ kN}$$

Entonces, el par de torsión de la masa es (Ecuación 10).

$$Tm = f' * rm$$

$$Tm = 2560N * 0.040m = 102.4 Nm$$

De acuerdo a las recomendaciones del manual del ingeniero azucarero (Hugot & Espinoza, 2018), sugiere una velocidad adecuada para la molienda de la caña que varía entre 5 a 15 rpm, es así, que se plantea para este diseño una velocidad angular en las masas de: $n = 14$ rpm.

$$1 \text{ rpm} \quad (2\pi/60) \text{ rad/s}$$

$$14 \text{ rpm} \quad \omega$$

$$\omega = 1,466 \text{ rad/s}$$

Con la velocidad angular (ω) y el torque de las masas se determinará la potencia normal o potencia del trapiche (PN), es así, que con la Ecuación 11 se obtiene.

$$PN = T_m * \omega$$

$$PN = 102.4 Nm * 1.466 rad/s$$

$$PN = 150.12W$$

Considerando que la fuerza normal producida en la sección 2 de la masa 1 va ser la misma que en la sección 2 de la masa 2, entonces, la potencia de servicio se multiplicó 2 veces para obtener la potencia total con la Ecuación 12.

$$Pt = 2(PN)$$

$$Pt = 2(150.12W)$$

$$Pt = 300.24W = 0.403HP$$

6.3.1 Cálculo de la fuerza de aplastamiento de la sección 1

Considerando que la caña va a pasar de la sección 2 a la sección uno con una altura de 25 mm se aplica nuevamente la metodología realizada de la sección 2 para el cálculo de las fuerzas con una separación entre masas de 5 mm, es así, que siguiendo el esquema de la Figura 36 se obtiene:

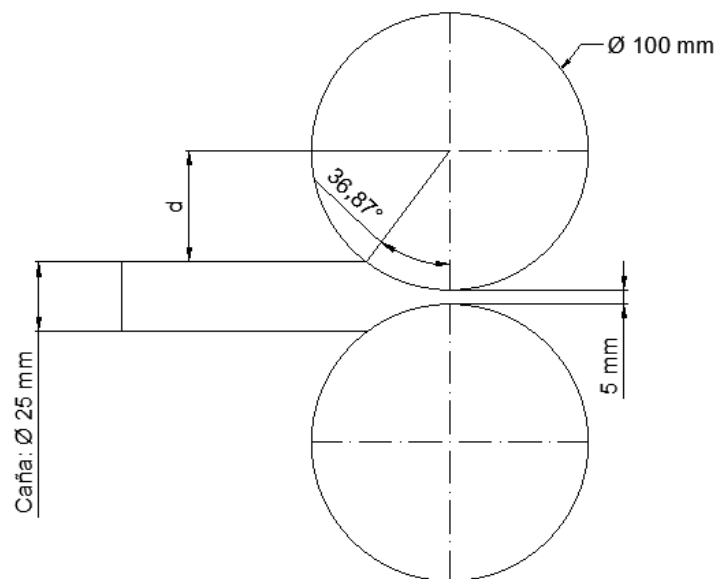


Figura 36. Diagrama de las masas de la sección 1.

Fuente: Autor.

Datos a tomar en cuenta para el cálculo de la sección 1:

r_m : 50 m; radio de la masa de la sección 1.

F_a : 20.01 kN; fuerza de compresión de la caña

μ : 0.4; coeficiente de rozamiento.

ω : 1.466 rad/s; velocidad angular recomendada para mover las masas.

d : 40 mm

Los resultados se exponen en la Tabla 14.

Tabla 14. Resultados de cálculo de la sección 1.

Parámetros	Resultados
Ángulo de contacto (θ)	36.87°
Fuerza de aplastamiento (F_a)	20010N
Fuerza tangencial (f')	8004N
Fuerza normal (F_n)	20010N
Fuerza de rozamiento (F_r)	8004N
Momento torsor (T_m)	400.2Nm
Potencia Normal (PN)	586.69W
Potencia de servicio (Pt)	1173.39W= 1.57 HP

Fuente: Autor.

Con la potencia de servicio requerida para el funcionamiento, se procede a multiplicar por el factor de servicio obtenido de la Tabla 36 (ubicada en el Anexo 3), donde indica que para máquina de cargas irregulares y sobrecargas importantes como: Molinos, machacadoras, laminadoras, calandras, mezcladoras, grúas, dragas., con horario de trabajo menor a las 6 h/d se selecciona un factor de 1.3.

Por lo tanto, para la selección del motor eléctrico se va a tomar en cuenta la potencia más alta obtenida de la sección 1, que es de 1.57HP, al multiplicarlo por el factor de servicio se obtiene la siguiente potencia.

$$P_{eje} = 1.57hp * 1.3 = 2.04HP$$

Con una eficiencia (n_b) del 97% recomendada por el ingeniero (López Arenales, 2018) para transmisión por cadenas de rodillos, se obtiene la potencia requerida de la siguiente ecuación.

$$P_{req} = \frac{2.04hp}{0.97} = 2.1HP$$

Por lo tanto, en vista que las horas de trabajo van a ser mínimas, es decir de 2 horas cada fin de semana se selecciona un Motorreductor de engranajes helicoidales del tipo CG083-11P-90S/L-02E-HT-TH-TF, con condensador de arranque de 60Hz de 2 polos con una potencia de 1.5 Kw, con un número de revoluciones de 29 rpm tal y como se muestra en el Anexo 5.

6.4 Diseño del sistema de transmisión por cadenas

6.4.1 Relación de transmisión

Tomando en cuenta que la velocidad que nos otorga el motorreductor es de 29 rpm y que la velocidad de giro requerido por la máquina es de 14 rpm, la relación de transmisión de acuerdo a la Ecuación 14 es la siguiente:

$$i = \frac{n_{mot}}{n_{rec}} = \frac{29 \text{ rpm}}{14 \text{ rpm}} = 2.07143$$

Para velocidades muy bajas y espacios reducidos, se emplean números menores de dientes, pero se sacrifica la esperanza de vida de la cadena (Budynas & Nisbett, 2008), por lo tanto, la catarina motriz tendrá un número de 17 dientes y la catarina receptora tendrá el siguiente número de dientes, de acuerdo a la Ecuación 33:

$$Z_{rec} = Z_{mot} * i = 17 * 2.07143 = 35.21 \approx 35$$

Por lo tanto, la nueva relación de transmisión será de 2.07143 y la velocidad de la catarina receptora es de:

$$n_{rec} = \frac{n_{mot}}{i} = \frac{29 \text{ rpm}}{2.07143} = 14$$

6.4.2 Selección de la sección de la cadena

Dado a los diferentes tipos de cadenas que existen en la actualidad se optó por trabajar con una cadena de rodillo estándar, dado a su fácil acceso en el mercado e información para su dimensionamiento y prestaciones que puede ofrecer a una máquina. Debido a que el trabajo a realizar por parte de la máquina no es ligero, se hace un aproximado de la potencia de diseño de la cadena en la Tabla 38 ubicada en el Anexo 6 con la potencia requerida por la máquina (2HP), donde, se selecciona la cadena ANSI 80 y 100 de las cuales se determinará sus mejores prestaciones de servicio en capacidad al número de hileras.

Al aplicar Ecuación 34 se obtiene la potencia nominal (H_1) teniendo en cuenta el número de dientes del piñón, las revoluciones de salida y el paso de la cadena.

$$H_1 = 0.004N^{1.08}n_{mot}^{0.9}p^{(3-0.07p)}$$

$$H_{1\#80} = 0.004(17)^{1.08}(29)^{0.9}(1in)^{[3-0.07(1)]} = 1.766 \text{ HP}$$

$$H_{1\#100} = 0.004(17)^{1.08}(29)^{0.9}(1.25in)^{[3-0.07(1.25)]} = 3.383 \text{ HP}$$

En la Tabla 15 se expone los resultados de la potencia nominal y de la capacidad permisible por número de hileras, se evidencia que al utilizar una cadena ANSI #80 se requiere una catarina de 2 hileras para cumplir con la transmisión de la potencia de diseño de 2HP, mientras que para la cadena AISI #100 simplemente con una sola hiera cumple con la transmisión de la potencia requerida.

Tabla 15. Resultados para la selección correcta de la cadena.

#ANSI	Potencia Nominal	Factor por número hileras			Potencia de diseño	Factor de diseño
	H_1	1h (H_1*1)	2h ($H_1*1.7$)	3h ($H_1*2.5$)	(P_{req})	$n_d = H_1/P_{req}$
80	1.766	1.766	3	4.42	2HP	0.883
100	3.383	3.383	5.75	8.458		1.692

Fuente: Autor.

Por lo tanto, por criterio del diseñador se selecciona la cadena de rodillos ANSI #100 de hilera simple con un factor de diseño ($n_d= 1.692$).

6.4.3 Cálculo del diámetro de la catarina

De acuerdo a la Tabla 39, el paso para la cadena número 100 es de 1 ¼ in, equivalente a 31.75 mm, por lo tanto, de acuerdo a la Ecuación 36 el diámetro de la catarina motriz con 17 dientes es:

$$D1 = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} = \frac{0.03175 \text{ m}}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{17}\right)} = 0.17m$$

Por otro lado, la catarina receptora tiene 35 dientes, dando como resultado el siguiente diámetro:

$$D2 = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} = \frac{0.03175 \text{ m}}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{35}\right)} = 0.35m$$

6.4.4 Cálculo teórico de la longitud de la cadena

Tomando en cuenta las recomendaciones de (Mott, 2006) que nos indica que la distancia entre centros (C) puede ser entre 30 a 50 veces el paso o menor dependiendo del espacio y la ubicación de la máquina, entonces, para este diseño se considera una distancia entre centros de 571.5 mm equivalente a 18 pasos y aplicando la Ecuación 37, se obtiene la siguiente longitud de la cadena:

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

$$L = 2 * 18 + \frac{35 + 17}{2} + \frac{(35 - 17)^2}{4\pi^2 * 18} = 62.45 \text{ pasos}$$

Por recomendación de (Mott, 2006) se usará un número par de pasos es decir 62 pasos.

6.4.5 Cálculo teórico de la distancia entre centros

Con la longitud de la cadena ya preestablecida, se calcula de manera exacta la distancia entre centros mediante la Ecuación 38.

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[62 - \frac{35 + 17}{2} + \sqrt{\left[62 - \frac{35 + 17}{2} \right]^2 - \frac{8(35 - 17)^2}{4\pi^2}} \right] = 17.769 \text{ pasos} * 1\frac{1}{4} \text{ in} = 22.21 \text{ in}$$
$$= 564.168 \text{ mm}$$

6.4.5.1 Cálculo del arco de contacto de la catarina motriz y receptora

Utilizando la Ecuación 39 se obtiene el ángulo de abrazamiento de la catarina motriz y receptora:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1}[(D_2 - D_1)/2C]$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[\frac{(0.35\text{m} - 0.17\text{m})}{2 * 0.56413\text{m}} \right] = 161.64^\circ$$

$161^\circ > 120^\circ \therefore$ si cumple

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1}[(D_2 - D_1)/2C]$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left[\frac{(0.35\text{m} - 0.17\text{m})}{2 * 0.56413\text{m}} \right] = 198.36^\circ$$

En la Tabla 16 se muestran los resultados obtenidos del cálculo de la transmisión de potencia desde el motor hasta el trapiche, dichos resultados fueron fundamentados con el procedimiento de cálculo planteado por el libro de Diseño de Elementos de Máquinas de (Mott, 2006).

Tabla 16. Tabla resumen del cálculo del sistema de transmisión por cadenas.

Resumen de diseño.	
Tipo de cadena	ANSI #100 de 1 ¼ in de paso
Longitud	62 pasos: 62 x 1 ¼ in = 77.50 in
Distancia entre centros	C = 22.21 in (máxima)
Catarinas	Hilera simple, número 100, 1 ¼ in de paso
Catarina motriz	17 dientes, D1 = 0.17m
Catarina recetora	35 dientes, D2 = 0.35m.
Se requiere de una lubricación tipo A, manual o por goteo.	

Fuente: Autor.

Del catálogo de piñones y cadenas (Intermec) se selecciona la cadena ANSI #100 de 62 pasos, el piñón de 17 y 35 dientes con paso de 1 ¼ in, dicho catalogo sugiere el uso de prisioneros M12 para ejes de 50 mm, además, que estos deben ser fabricados a 90° uno alineado con el chavetero.

6.5 Diseño de un sistema de trasmisión por engranajes.

Para el diseño de los engranajes, se consideró un factor de sobrecarga como una máquina de impulso uniforme cuyo valor es $K_0=1$ seleccionado de la Tabla 29, teniendo en cuenta la potencia del motor instalado de 2HP (1.5 Kw), se calcula mediante la Ecuación 15 la potencia de diseño.

$$Pd = K_0 * P$$

$$Pd = 1 * 2hp = 2HP$$

Con la potencia de diseño y considerando una velocidad angular de n : 14 rpm en los engranajes, se selecciona de la Figura 88 un módulo tentativo de 5 mm.

Tomando en consideración la distancia entre centros establecida por las masas de $D_{CE} = 105$ mm y considerando una relación de transmisión $i=1$, se comprende que el número de dientes del engranaje motriz como el receptor va ser el mismo, por lo que, se hace uso de la Ecuación 18 para encontrar el número de dientes adecuado para este sistema de transmisión.

$$Z_{mot} + Z_{rec} = 2Z$$

$$D_{CE} = \frac{m(2Z)}{2}$$

$$2Z = \frac{D_{CE} * 2}{m} = \frac{105 \text{ mm} * 2}{5} = 42$$

$$Z = 21 \text{ dientes}$$

$$Z_{mot} = Z_{rec} = 21 \text{ dientes}$$

De la Ecuación 17, Ecuación 19 y Ecuación 20, se encuentra el diámetro primitivo, la velocidad de línea de paso y la carga transmitida.

$$D_p = Z * m = 21 * 5 = 105 \text{ mm}$$

$$V_t = \frac{\pi * D_p * n}{6000}$$

$$V_t = \frac{\pi * 105 \text{ mm} * 14 \text{ rpm}}{6000} = 0.077 \text{ m/s}$$

$$W_t = \frac{1000(P)}{V_t}$$

$$W_t = \frac{1000(1.5 \text{ Kw})}{0.077 \text{ m/s}} = 19480.52 \text{ N}$$

Si se considera el valor nominal dentro del rango establecido para calcular el largo de la cara del diente se obtiene de la Ecuación 22 un valor de $F = 10 * m = 50 \text{ mm}$.

De la Tabla 30 se determina el coeficiente elástico para el acero $C_p = 191 \text{ Mpa}$.

Con el número de calidad ($Q_v = 8$) seleccionado de la Tabla 31 y la velocidad lineal de 0.077 m/s , se selecciona un valor aproximado del factor dinámico $K_v = 1$ de la Figura 89.

De la Figura 90 y Figura 91 se selecciona aproximadamente el factor geométrico del diente $I = 0.120$ y $J = 0.32$.

Considerando:

$$\frac{F}{Dp} = \frac{50 \text{ mm}}{105 \text{ mm}} = 0.48$$

De la Figura 92 y Figura 93 se seleccionó un valor para el factor de proporción $C_{pf} = 0.03$ y un factor para el alineamiento del engranado de $C_{ma} = 0.27$ considerando que van a ser engranajes abiertos, con estos datos de la Ecuación 23 se encuentra el factor de distribución de carga K_m .

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma}$$

$$K_m = 1 + 0.03 + 0.27 = 1.30$$

De la Tabla 32 y considerando el módulo de 5 mm se selecciona el factor de tamaño $K_s = 1$, el factor de espesor del diente $K_B = 1$, factor de servicio $SF = 1$, factor de dureza $C_H = 1$ y el factor de confiabilidad $K_R = 1$ seleccionado de Tabla 33.

Con todos los datos establecidos se encuentra con la Ecuación 24 el esfuerzo admisible en el engranaje.

$$S_t = \frac{W_t}{F * m * J} (K_0 * K_s * K_m * K_B * K_v)$$

$$S_t = \frac{19480.52 \text{ N}}{50 \text{ mm} * 5 \text{ mm} * 0.32} (1 * 1 * 1.30 * 1 * 1)$$

$$S_t = 316.56 \text{ MPa}$$

De la Figura 94 se establece la dureza del material con un aproximado para el acero de grado 2 con 290 HB.

Con la dureza del material previamente establecido se calcula el esfuerzo de contacto del diente con la Ecuación 25.

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{W_t * K_0 * K_s * K_m * K_v}{F * Dp * I}}$$

$$S_c = 191 \text{ Mpa} \sqrt{\frac{19480.52 \text{ N} * 1 * 1 * 1.30 * 1}{50 \text{ mm} * 105 \text{ mm} * 0.120}}$$

$$S_c = 1210.975 \text{ MPa}$$

$$S_c = 1210.975 \text{ MPa} * \frac{1 \text{ Ksi}}{6.895 \text{ MPa}}$$

$$S_c = 175.631 \text{ Ksi}$$

De la Tabla 34 y con el esfuerzo admisible de contacto S_c se selecciona un acero templado por llama o inducción con 50 HRC de grado 2 equivalente a 190 ksi, de la Tabla 35 se seleccionó un acero AISI 8620 SOQT 300 con resistencia a la tensión de 1300 Mpa, resistencia a la fluencia de 1030 Mpa y una dureza de 388 HB.

Con el módulo y número de dientes establecidos se calcula los demás parámetros de diseño del engranaje, es así, que de la Ecuación 26 y 27 se obtiene el diámetro exterior e interior:

$$De = m(Z + 2) = 5 \text{ mm}(21 + 2) = 115 \text{ mm}$$

$$Di = m(Z - 2.5) = 5 \text{ mm}(21 - 2.5) = 92.5 \text{ mm}$$

Cálculo de la altura del diente obtenida de la Ecuación 31.

$$h = h_1 + h_2 = m + (1.25 * m)$$

$$h = 5 \text{ mm} + (1.25 * 5 \text{ mm}) = 11.25 \text{ mm}$$

Cálculo del espesor del diente mínimo se lo obtiene de la Ecuación 32.

$$S = \frac{m * \pi}{2}$$

$$S = \frac{5 \text{ mm} * \pi}{2} = 7.854 \text{ mm}$$

En la Tabla 17 se expone las dimensiones de los engranajes.

Tabla 17. Resumen del cálculo de la transmisión por engranajes

Módulo	5 mm
Material	AISI 8620
Largo del diente	$F = L_{diente} = 50 \text{ mm}$
Relación de transmisión	1
Diámetro exterior	$De = 115 \text{ mm}$
Diámetro interior	$Di = 92.5 \text{ mm}$
Altura del diente	$h = 11.25 \text{ mm}$
Espesor del diente	$S = 7.85 \text{ mm}$
Número de dientes	$Z = 21$
Prisionero	M8

Fuente: Autor.

6.6 Diseño de Ejes

Tomando en cuenta las longitudes de las masas calculadas en los apartados anteriores y todas las fuerzas que influyen en las mismas; el diagrama de fuerzas a considerar para el diseño del eje de la masa inferior se muestra en la Figura 37.

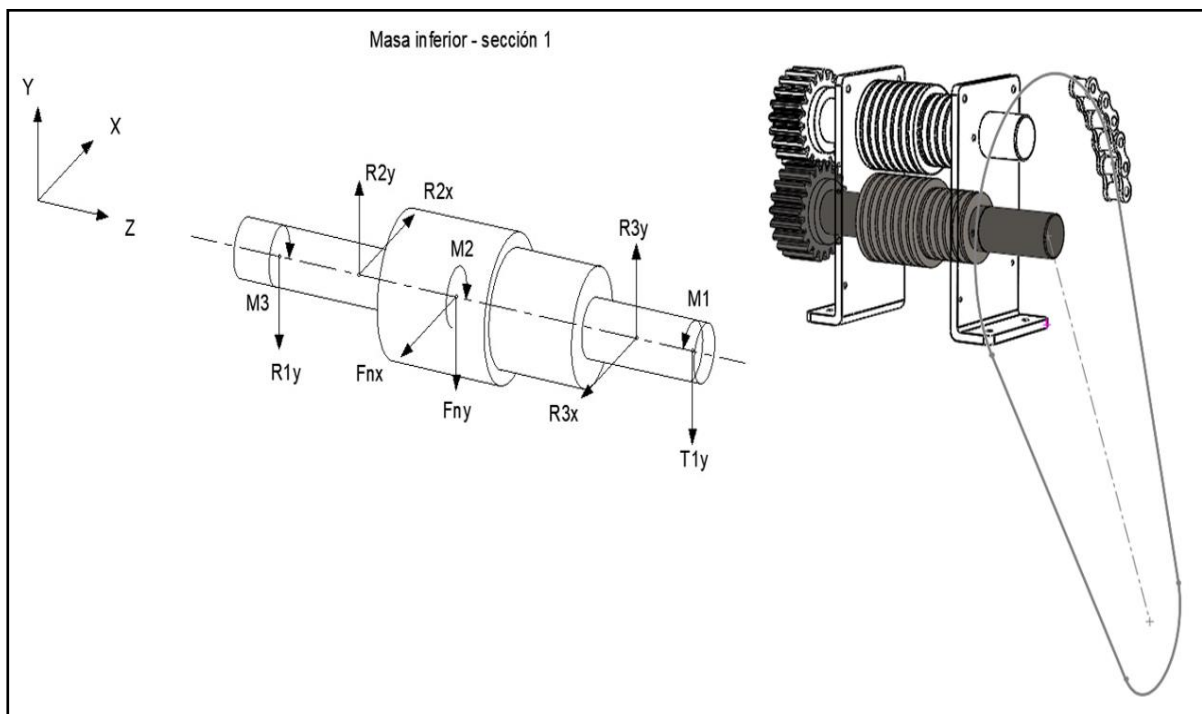


Figura 37. Diagrama de la masa 2 sección 1.

Fuente: Autor.

En la Tabla 18, se observa las fuerzas que van actuar en cada sección de las masas.

Tabla 18. Fuerzas aplicadas en la masa 2.

Fuerzas	Abreviatura	Masa	
		Sección 1	Sección 2
Fuerza normal = Fuerza de aplastamiento	$F_n = F_a$	6400 N	20010 N
Fuerza de rozamiento = Fuerza tangencial	$F_r = f$	2560 N	8004 N
Carga tangencial transmitida (engranajes)	$W_t = Rl_x$	19480.52 N	
Carga radial transmitida (engranajes)	$Rl_y = Rl_x * \tan(\phi)$	7090.33N	

6.6.1 Influencia de la cadena en el eje

Tomando en cuenta el diámetro de la Catarina receptora en el eje y la potencia a transmitir se obtiene la siguiente fuerza del lado tensionante de la cadena de acuerdo a la Ecuación 40.

$$F_c = \frac{P_d}{\omega * \frac{\pi}{30} * \frac{D2}{2}} = \frac{1491.4 W}{29 * \frac{\pi}{30} * \frac{0.35 m}{2}} = 2806.27N$$

Dado que la tensión es una fuerza que interviene en el momento flector del eje; se debe considerar su efecto tanto para el eje x y y cómo se puede observar en la Figura 38, tomando en cuenta que el motor se ubicara a 60° con respecto a la horizontal:

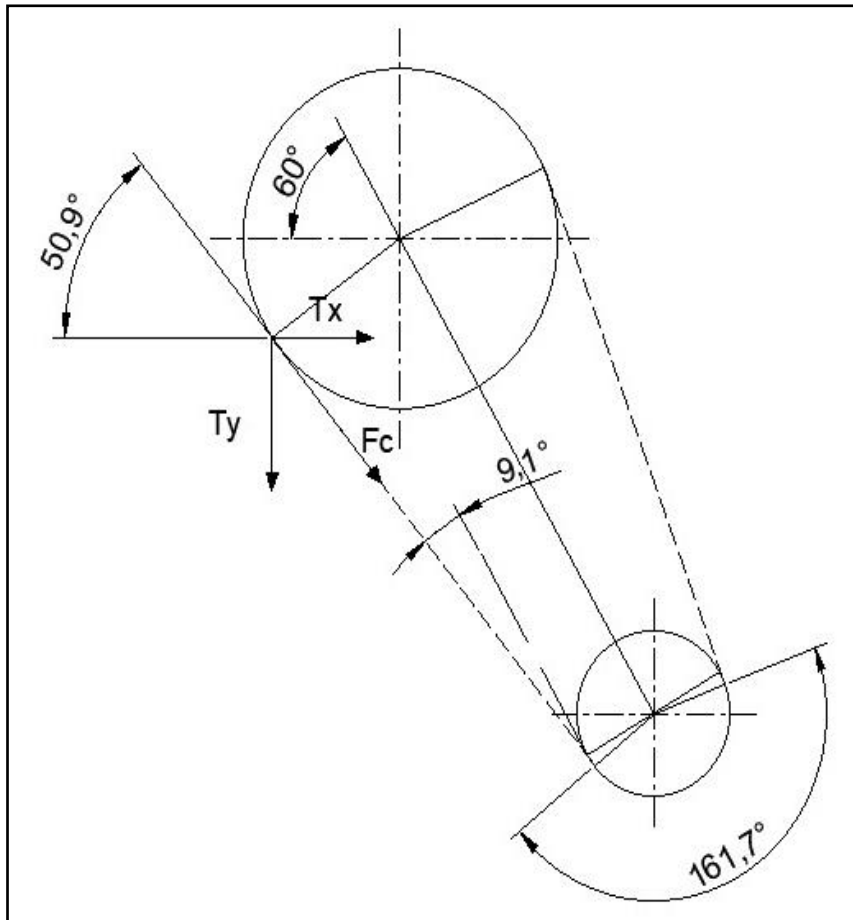


Figura 38. Diagrama de cuerpo libre de la cadena

Fuente: Autor.

$$T_x = F_c * \cos(50.9) = 2806.27N * \cos(50.9) = 1769.85N$$

$$T_y = F_c * \sen(50.9) = 2806.27N * \sen(50.9) = 2177.79N$$

6.6.2 Cálculo de las reacciones y fuerzas que influyen en el eje de la Masa 2

Tomando en cuenta el diagrama de la Figura 37, el análisis de las fuerzas se lo realizarán en dos planos YZ y XZ.

- Análisis del eje de la masa 2 sección 1 plano YZ, su diagrama se muestra en la Figura 39.

Masa 2, Sección 1 Plano yz

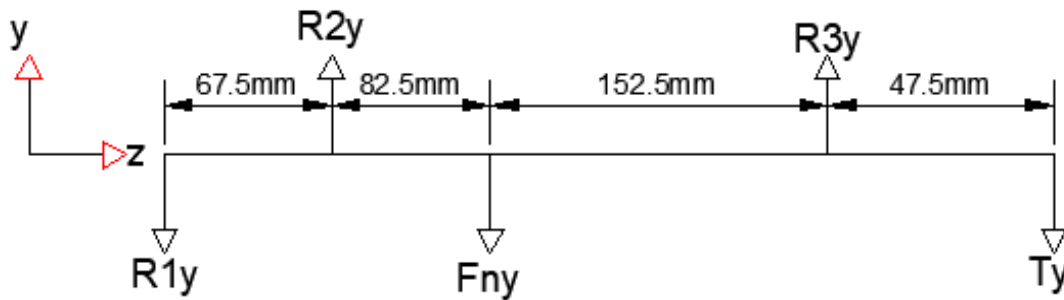


Figura 39. Diagrama de cuerpo libre en el plano YZ

Fuente: Autor.

Con el análisis de fuerzas en el plano YZ como se puede observar en el diagrama de la Figura 39, las fuerzas correspondientes a las reacciones obtenidas y momentos es la siguiente:

$$\curvearrowright + \sum M_{R2} = 0$$

$$R1_y * 6.75cm + R3_y * 23.5cm = Fn_y * 8.25cm + (T_y) * 28.25cm$$

$$R3_y = \frac{Fn_y * 8.25cm + (T_y) * 28.25cm - R1_y * 6.75cm}{23.5cm}$$

$$Fn_y = Fn * \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) = 6400N * \cos\left(\frac{36.87}{2}\right) = 6071.57N$$

$$R3_y = \frac{(6071.57N * 8.25cm) + (2177.79N * 28.25cm) - (7090.33N * 6.75cm)}{23.5cm}$$

$$R3_y = 2712.90 N$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R2_y + R3_y = R1_y + Fn_y + T_y$$

$$R2_y = R1_y + Fn_y + T_y - R3_y$$

$$R2_y = 7090.33N + 6071.57N + 2177.79N - 2712.90 N$$

$$R_{2y} = 12626.79N$$

- Análisis de las reacciones y fuerzas en el eje de la masa 2 sección 1 plano XZ, su diagrama de cuerpo libre se puede observar en la Figura 40.

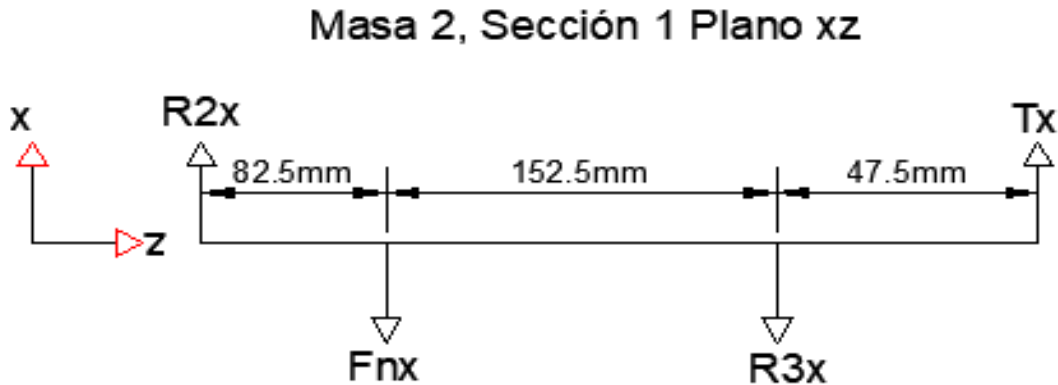


Figura 40. Diagrama de cuerpo libre de la masa 2 sección 1 plano XZ.

Fuente: Autor.

$$\curvearrowright + \sum M_{R2} = 0$$

$$T_x * 28.25cm = F_{n_x} * 8.25cm + R_{3_x} * 23.5cm$$

$$R_{3_x} = \frac{T_x * 28.25cm - F_{n_x} * 8.25cm}{23.5cm}$$

$$F_{n_x} = F_n * \text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) = 6400N * \text{sen}\left(\frac{36.87}{2}\right) = 2023.86N$$

$$R_{3_x} = \frac{1769.85N * 28.25cm - 2023.86 * 8.25cm}{23.5cm}$$

$$R_{3_x} = 1417.08$$

$$+\uparrow \sum F_x = 0$$

$$R_{2_x} + T_x = F_{n_x} + R_{3_x}$$

$$R_{2_x} = F_{n_x} + R_{3_x} - T_x$$

$$R2_x = 2023.86N + 1417.08 - 1769.85N$$

$$R2_x = 1671.09N$$

- Tomando en cuenta el diagrama de la Figura 41, el análisis de las fuerzas se lo realizarán en dos planos YZ y XZ para la masa inferior sección 2.

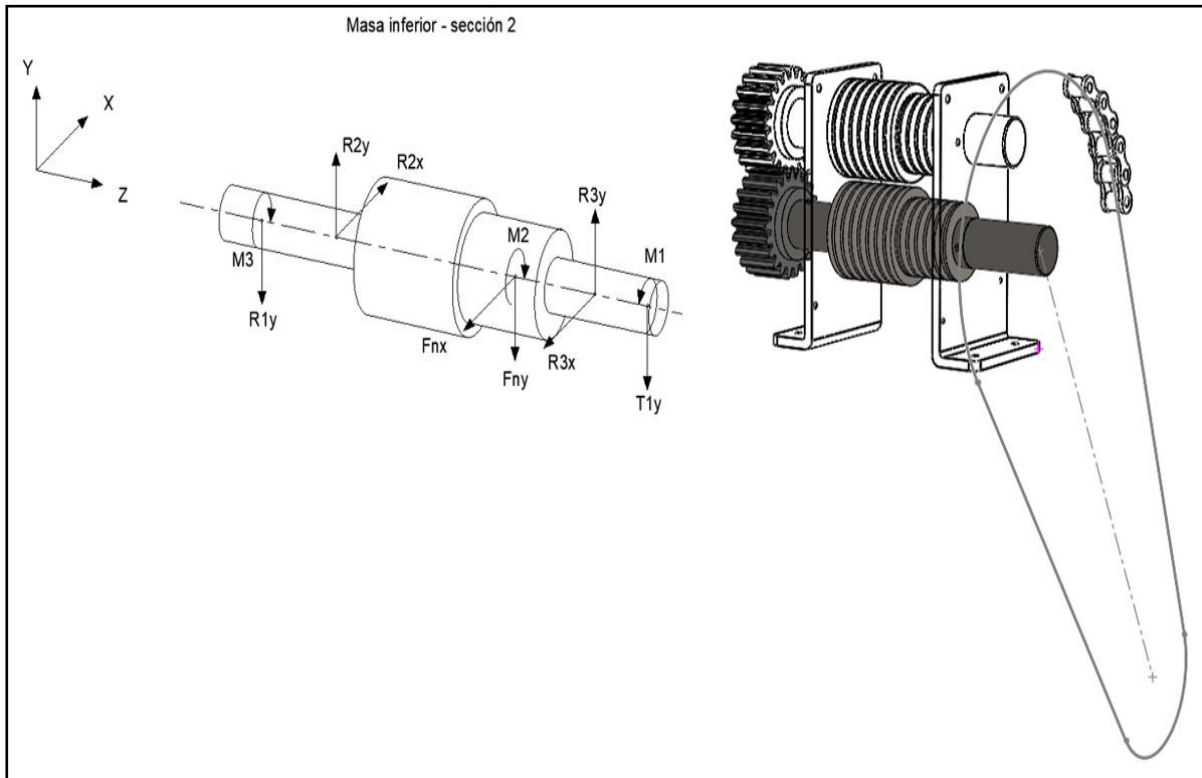


Figura 41. Diagrama de la masa 2, sección 2.

Fuente: Autor.

- Análisis del eje de la masa 2 sección 2 plano YZ (Figura 42).

Masa 2, Sección 2 Plano yz

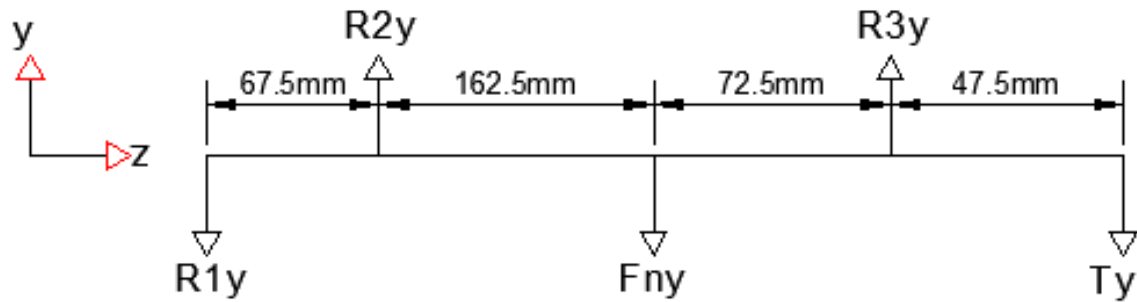


Figura 42. Diagrama de cuerpo libre de la masa 2 sección 2 plano YZ.

Fuente: Autor.

$$\curvearrowleft + \sum M_{R2} = 0$$

$$R1_y * 6.75cm + R3_y * 23.5cm = F_{n_y} * 16.25cm + (T_y) * 28.25cm$$

$$R3_y = \frac{F_{n_y} * 16.25cm + (T_y) * 28.25cm - R1_y * 6.75cm}{23.5cm}$$

$$F_{n_y} = F_n * \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) = 2560N * \cos\left(\frac{59.39}{2}\right) = 2223.8N$$

$$R3_y = \frac{(2223.8N * 16.25cm) + (2177.79N * 28.25cm) - (7090.33N * 6.75cm)}{23.5cm}$$

$$R3_y = 2119.13N$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R2_y + R3_y = R1_y + F_{n_y} + T_y$$

$$R2_y = R1_y + F_{n_y} + T_y - R3_y$$

$$R2_y = 7090.33N + 2223.8N + 2177.79N - 2119.13N$$

$$R2_y = 9372.79N$$

- Análisis del eje de la masa 2 sección 2 plano XZ.

Masa 2, Sección 2 Plano xz

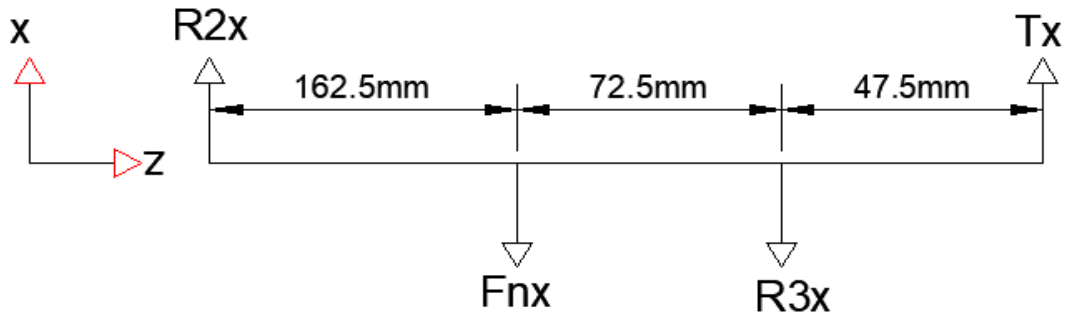


Figura 43. Diagrama de cuerpo libre de la masa 2 sección 2 plano XZ.

Fuente: Autor.

$$\curvearrowright + \sum M_{R2} = 0$$

$$T_x * 28.25\text{cm} = F_{n_x} * 16.25\text{cm} + R_{3_x} * 23.5\text{cm}$$

$$R_{3_x} = \frac{T_x * 28.25\text{cm} - F_{n_x} * 16.25\text{cm}}{23.5\text{cm}}$$

$$F_{n_x} = F_n * \text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) = 2560\text{N} * \text{sen}\left(\frac{59.39}{2}\right) = 1268.18\text{N}$$

$$R_{3_x} = \frac{1769.85\text{N} * 28.25\text{cm} - 1268.18\text{N} * 16.25\text{cm}}{23.5\text{cm}}$$

$$R_{3_x} = 1250.65\text{N}$$

$$+\uparrow \sum F_x = 0$$

$$R_{2_x} + T_x = F_{n_x} + R_{3_x}$$

$$R_{2_x} = F_{n_x} + R_{3_x} - T_x$$

$$R_{2_x} = 1268.18\text{N} + 1250.65\text{N} - 1769.85\text{N}$$

$$R2_x = 748.98N$$

6.6.3 Cálculo de las fuerzas y reacciones que influyen en el eje de la Masa 1

Al igual que en el apartado anterior, el análisis de las reacciones y fuerzas resultantes se lo hará en el plano YZ y XZ, el diagrama para la sección 1 de la masa 1 se muestra en la Figura 44.

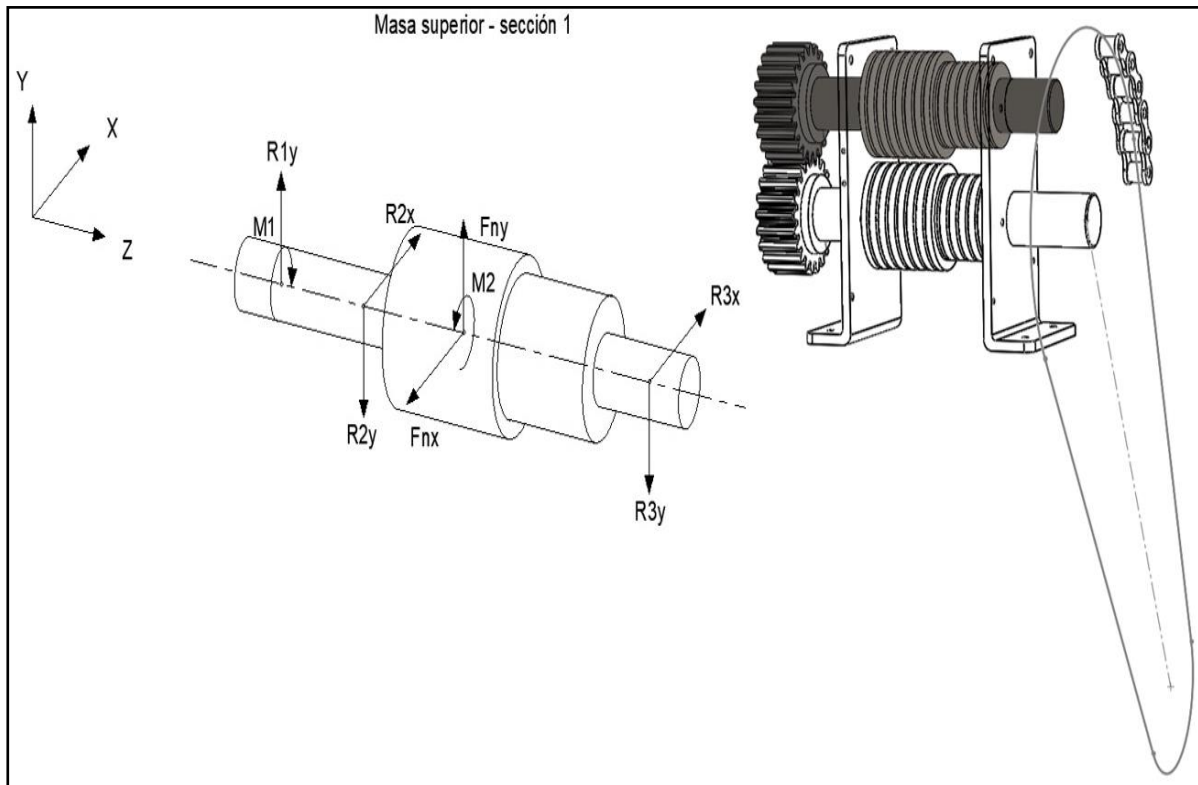


Figura 44. Diagrama de la masa 1 sección 1.

Fuente: Autor.

- Análisis de las fuerzas actuantes de la masa 1 sección 1 plano YZ, Figura 45.

Masa 1, Sección 1 Plano yz

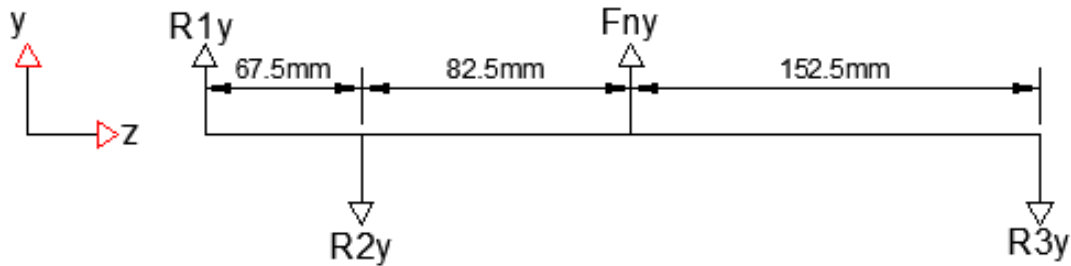


Figura 45. Diagrama de la masa 1 sección 1 plano YZ.

Fuente: Autor.

Para la masa 1 se tiene en cuenta las reacciones los cojinetes y del engranaje únicamente, en este punto ya no se ubica las tenciones de la cadena.

$$\curvearrowright + \sum M_{R2} = 0$$

$$Fn_y * 8.25cm = R1_y * 6.75cm + R3_y * 23.5cm$$

$$R3_y = \frac{Fn_y * 8.25cm - R1_y * 6.75cm}{23.5cm}$$

$$Fn_y = Fn * \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) = 6400N * \cos\left(\frac{36.87}{2}\right) = 6071.57N$$

$$R3_y = \frac{(6071.57N * 8.25cm) - (7090.33N * 6.75cm)}{23.5cm}$$

$$R3_y = 94.92N$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R1_y + Fn_y = R2_y + R3_y$$

$$R2_y = Fn_y + R1_y - R3_y$$

$$R2_y = 6071.57N + 7090.33N - 94.92N$$

$$R_{2y} = 13066.98N$$

- Análisis de la masa 1 sección 1 en el plano XZ.

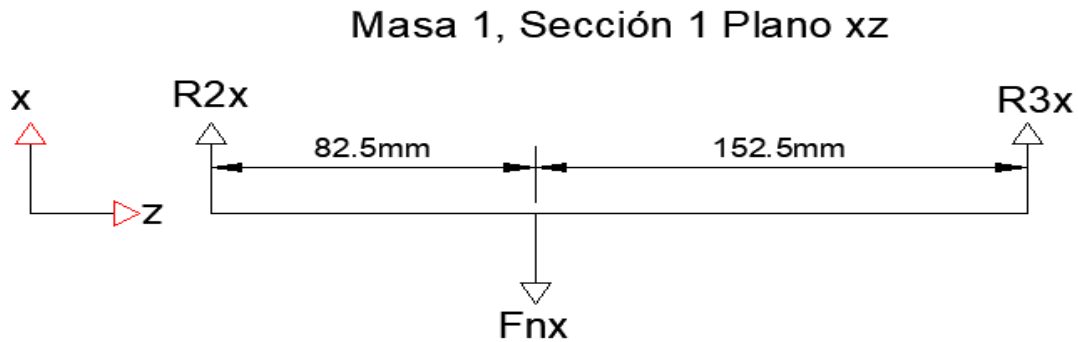


Figura 46. Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ de la masa 1 sección 1.

Fuente: Autor

$$\curvearrowright + \sum M_{R2} = 0$$

$$R_{3x} * 23.5cm = F_{n_x} * 8.25cm$$

$$R_{3x} = \frac{F_{n_x} * 8.25cm}{23.5cm}$$

$$F_{n_x} = F_n * \text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) = 6400N * \text{sen}\left(\frac{36.87}{2}\right) = 2023.86N$$

$$R_{3y} = \frac{(2023.86 * 8.25cm)}{23.5cm}$$

$$R_{3y} = 710.50N$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_{2x} + R_{3x} = F_{n_x}$$

$$R_{2x} = F_{n_x} - R_{3x}$$

$$R_{2y} = 2023.86N - 710.50N =$$

$$R_{2y} = 1313.36N$$

- **Análisis de las fuerzas actuantes de la masa 1 sección 2, Figura 47.**

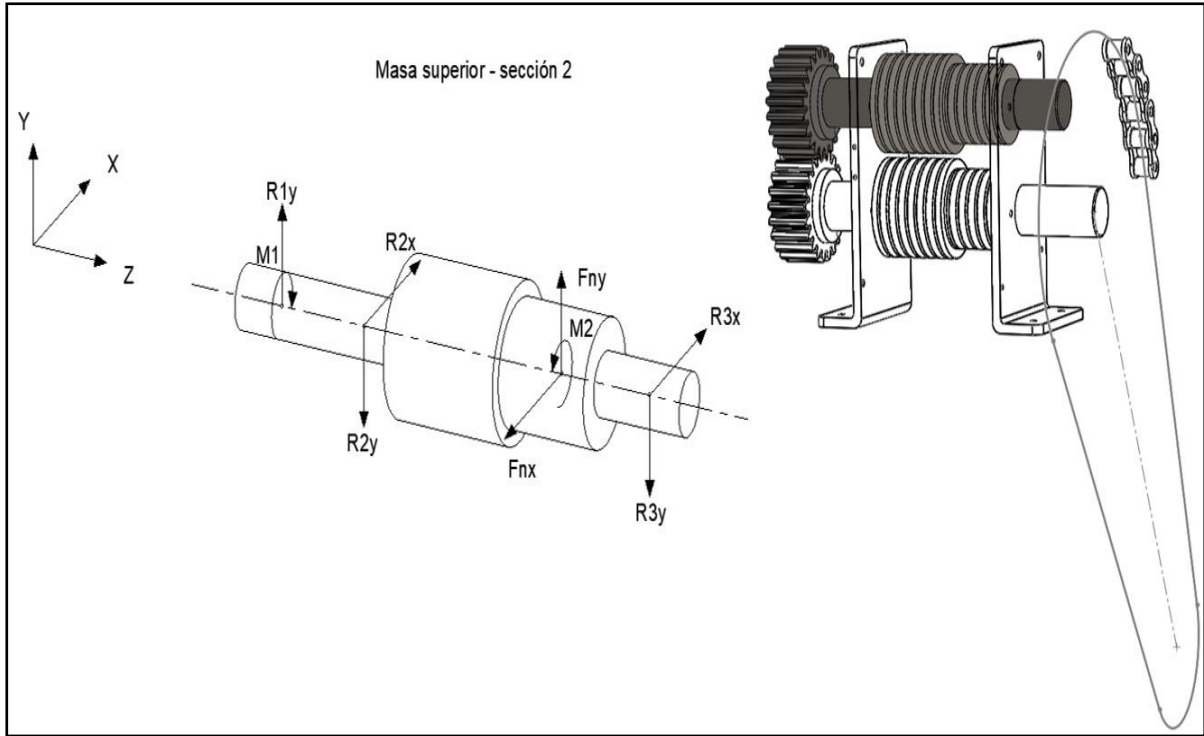


Figura 47. Diagrama de la masa 1, sección 2.

Fuente: Autor.

- **Análisis de las fuerzas resultantes de la masa 1 sección 2 en el plano YZ.**

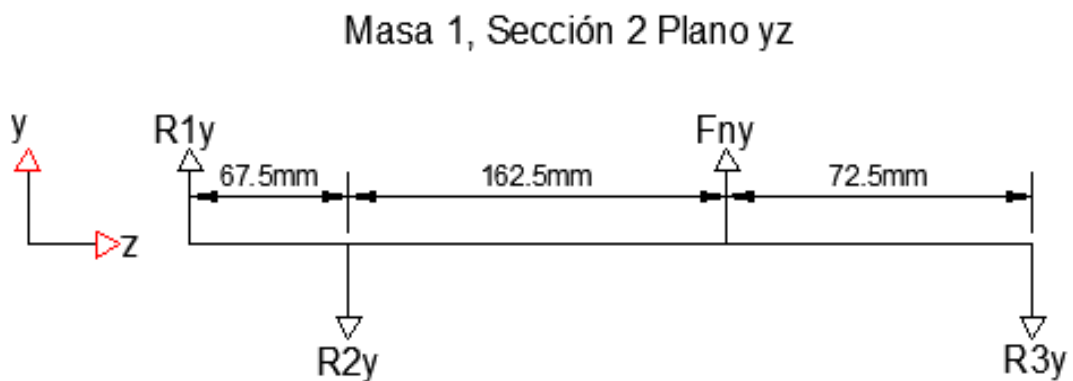


Figura 48. Diagrama de cuerpo libre de la masa 1 sección 2 plano YZ.

Fuente: Autor.

$$\curvearrowleft + \sum M_{R2} = 0$$

$$Fn_y * 16.25cm = R1_y * 6.75cm + R3_y * 23.5cm$$

$$R3_y = \frac{Fn_y * 16.25cm - R1_y * 6.75cm}{23.5cm}$$

$$Fn_y = Fn * \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) = 2560N * \cos\left(\frac{59.39}{2}\right) = 2223.8N$$

$$R3_y = \frac{(2223.8N * 16.25cm) - (7090.33N * 6.75cm)}{23.5cm}$$

$$R3_y = -498.85$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R1_y + Fn_y = R2_y + R3_y$$

$$R2_y = R1_y + Fn_y - R3_y$$

$$R2_y = 7090.33N + 2223.8N + 498.85N$$

$$R2_y = 9812.98N$$

- Análisis de las fuerzas resultantes de la masa 1 sección 2 en el plano XZ.

Masa 1, Sección 2 Plano xz

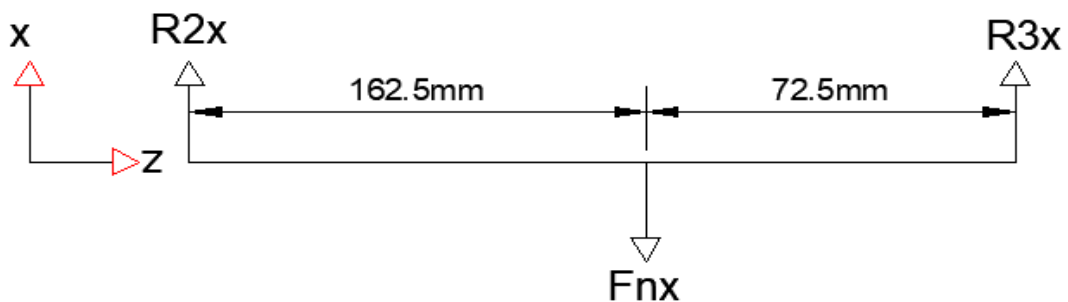


Figura 49. Diagrama de cuerpo libre de la masa 1 sección 2 plano XZ.

Fuente: Autor.

$$\sum M_{R2} = 0$$

$$R3_x * 23.5cm = Fn_x * 16.25cm$$

$$R3_x = \frac{Fn_x * 16.25cm}{23.5cm}$$

$$Fn_x = Fn * \text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) = 2560N * \text{sen}\left(\frac{59.39}{2}\right) = 1268.18N$$

$$R3_x = \frac{1268.18N * 16.25cm}{23.5cm}$$

$$R3_x = 876.93N$$

$$+\uparrow \sum F_x = 0$$

$$R2_x = Fn_x - R3_x$$

$$R2_x = 1268.18N - 876.93N$$

$$R2_x = 391.25N$$

- En la Tabla 19 se muestra las reacciones obtenidas de la masa 1 y 2, tomando como consideración las distancias de separación entre secciones.

Tabla 19. Resumen de los resultados obtenidos de las reacciones de la masa 1 y 2.

	MASA SUPERIOR (M1)				MASA INFERIOR (M2)			
	Sección 1		Sección 2		Sección 1		Sección 2	
Reacciones	Plano YZ	Plano XZ	Plano YZ	Plano XZ	Plano YZ	Plano XZ	Plano YZ	Plano XZ
R2_y (N)	13066.98	1313.36	9812.98	391.25	12626.79	1671.09	9372.79	748.98
R3_y (N)	94.92	710.50	-498.85	876.93	2712.90	1417.08	2119.13	1250.65

Fuente: Autor.

6.6.4 Analisis de fuerzas cortantes y momentos flectores

Dado que las fuerzas más grandes se dan en la sección 1 de las dos masas. Se toma estos valores y se calcula el momento flector máximo y mínimo en el eje de cada plano.

- En la Figura 50, Figura 51 y Figura 52 se muestran los diagramas de cuerpo libre, fuerzas cortantes y momentos de la masa 1 sección 1 plano YZ.

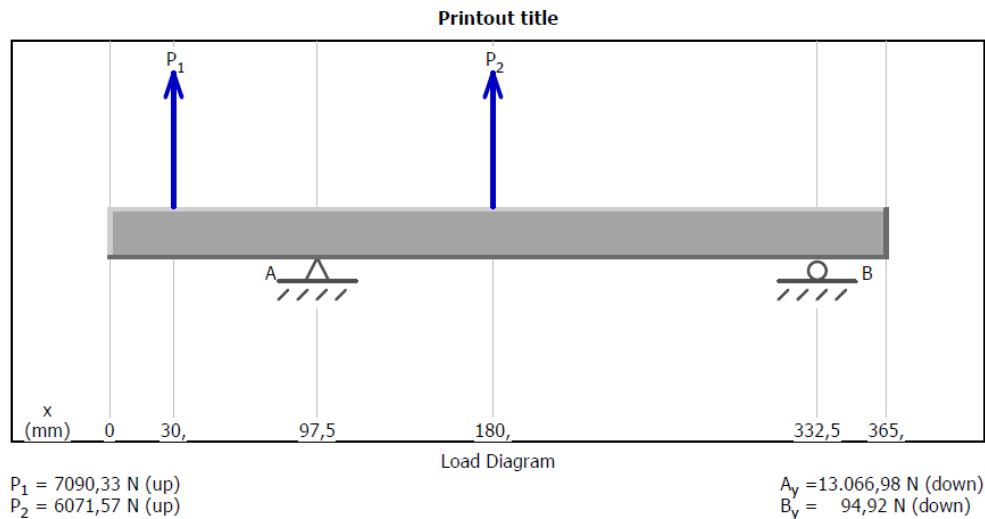


Figura 50. Diagrama de cuerpo libre del plano YZ.

Fuente: Autor.

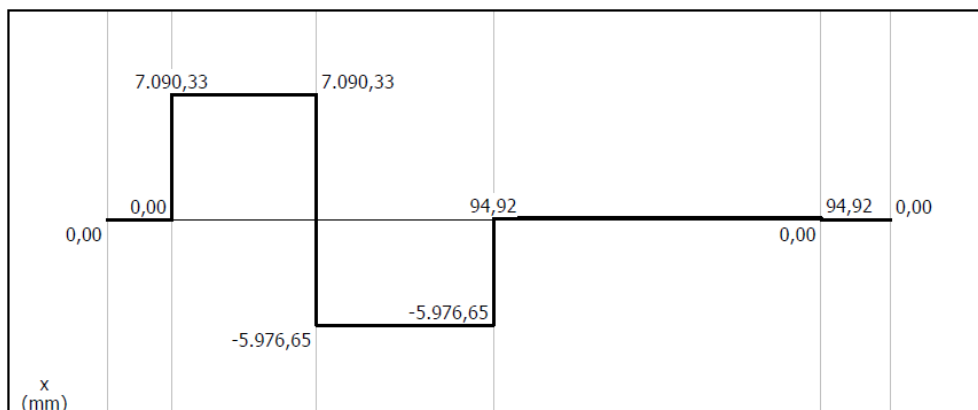


Figura 51. Diagrama cortante de las fuerzas.

Fuente: Autor.

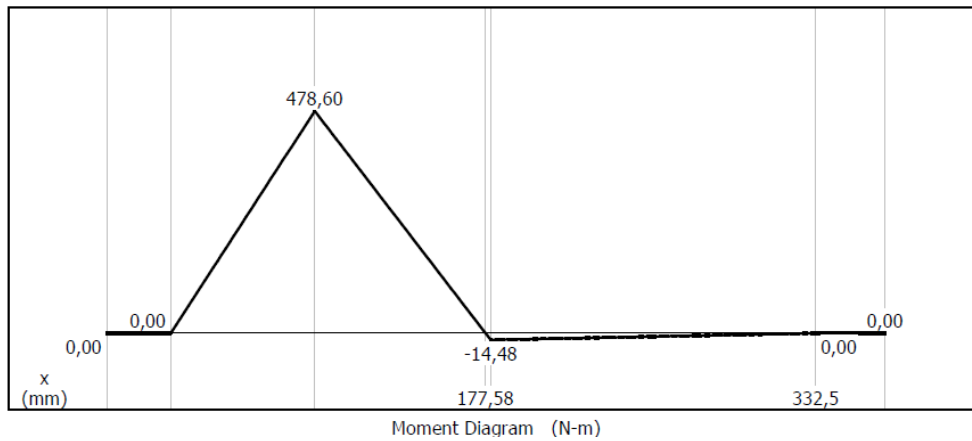


Figura 52. Diagrama de momentos.

Fuente: Autor.

Con los resultados obtenidos se observa que el mayor y menor momento flector en el plano YZ es:

$$M_{yz} = 478.60 \text{ Nm}$$

$$M_{yz} = -14.48 \text{ Nm}$$

- Con respecto al plano (XZ) los diagramas realizados se pueden observar en la Figura 53, Figura 54 y Figura 55.

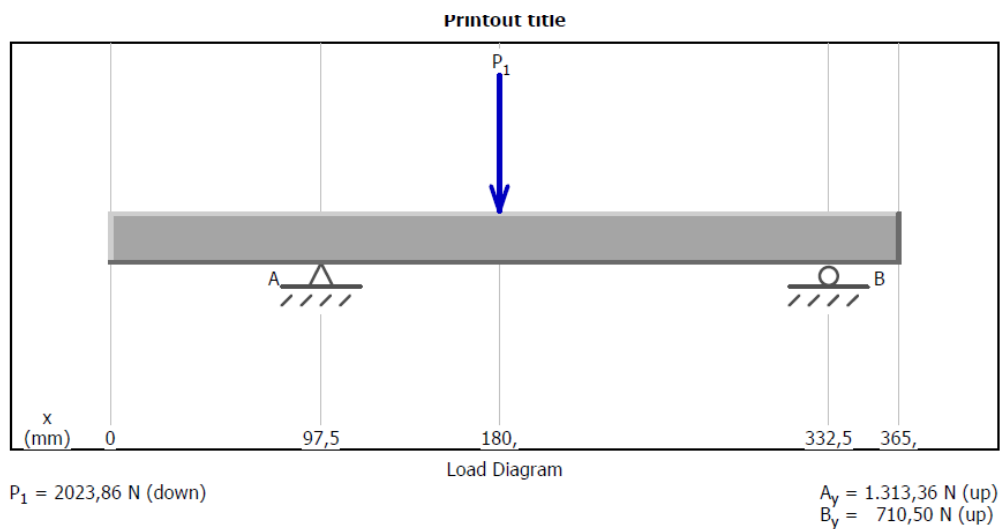


Figura 53. Diagrama de cuerpo libre en el plano

Fuente: Autor.

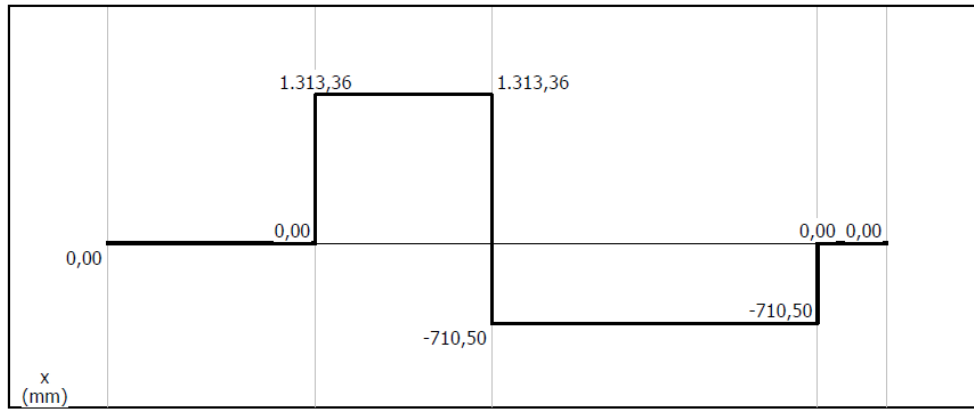


Figura 54. Diagrama cortante de las fuerzas.

Fuente: Autor.

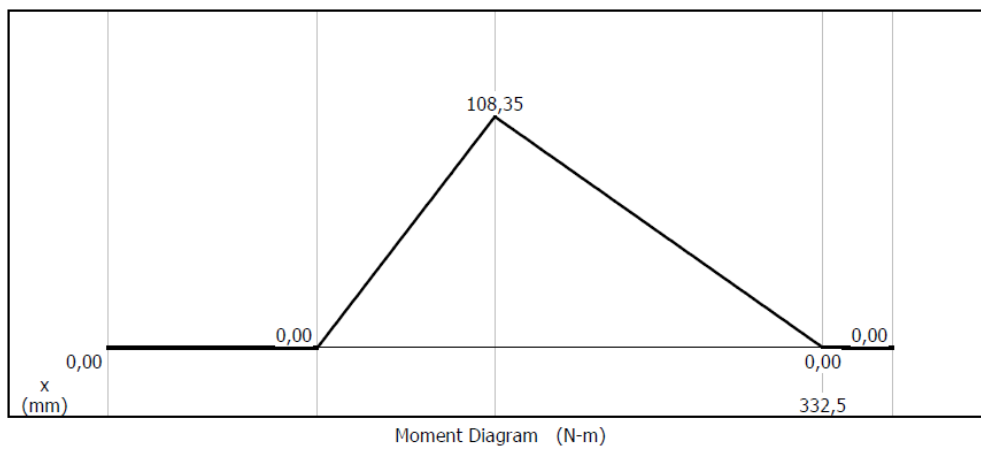


Figura 55. Diagrama de momentos.

Fuente: Autor.

El mayor y menor momento flector que se presenta en la sección uno del plano XZ se observa que es:

$$M_{xz} = 108.35 \text{ Nm}$$

$$M_{xz} = 0 \text{ Nm}$$

Y el diagrama de momento torsor se observa en la Figura 56 y Figura 57.

$$M1 = w^t * Dp = 19480.52N * 0.105m = 2045.45Nm; engranaje$$

$$M2 = Fr * rm = 20010N * 0.05m = 1000.5 Nm; masas$$

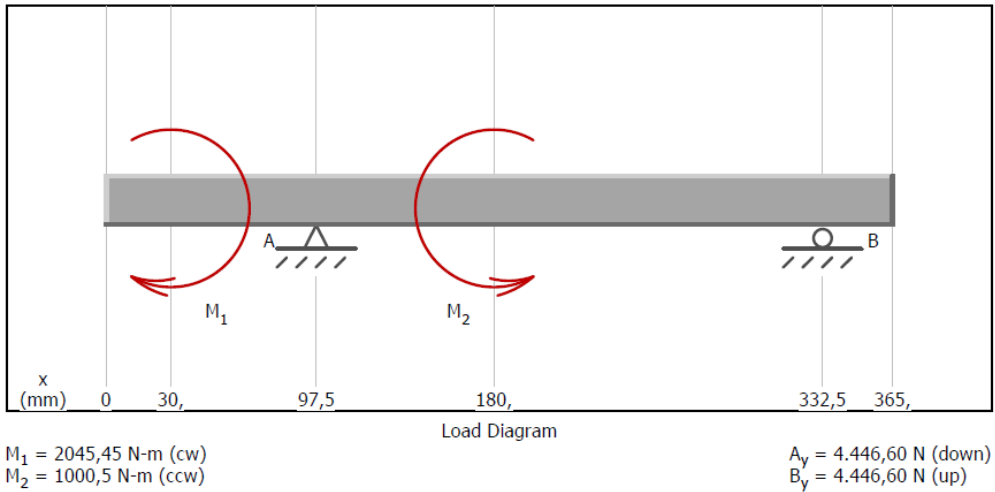


Figura 56. Diagrama de momentos.

Fuente: Autor.

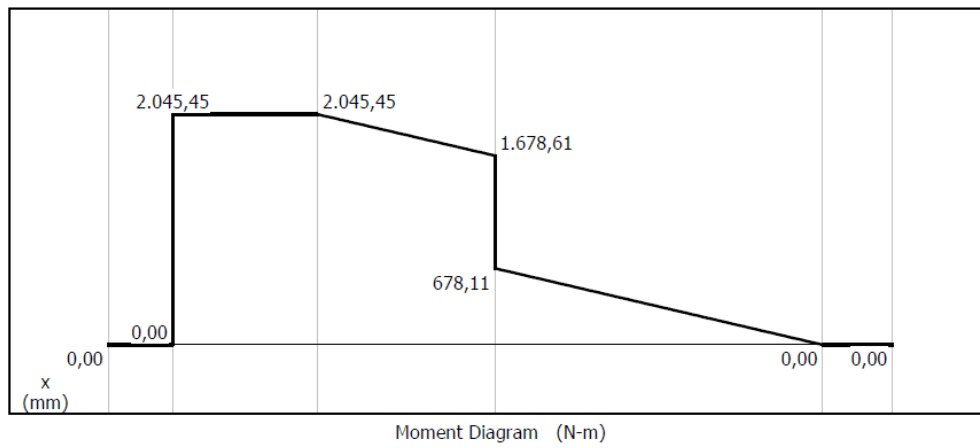


Figura 57. Diagrama de par de torsión.

Fuente: Autor.

Del diagrama anterior se observa el mayor y menor par torsor que se lo denota a continuación.

$$T_{max} = 2045.45 \text{ Nm}$$

$$T_{min} = 678.1 \text{ Nm}$$

Es así que al interpretar los diagramas del momento flector máximo y mínimo se aplica la Ecuación 41 para encontrar el momento resultante máximo a lo largo del eje:

$$M_z = \sqrt{M_{yz}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_z = \sqrt{(478.6Nm)^2 + (108.35Nm)^2} = 490.71Nm$$

Mediante la Ecuación 43 se predice el diámetro más pequeño para el eje, pero para ello se plantea el uso de un material que por recomendaciones del libro de diseño mecánico de (Mott, 2006) se selecciona un acero al carbón AISI 4340 recocido, cuyas propiedades se encuentran en la Tabla 48 del Anexo 16 con un esfuerzo de fluencia de :

$$S_y = 469 MPa$$

Haciendo uso de la Tabla 43 y 43 ubicadas en el Anexo 10 y 11, se aplica la Ecuación 44 para obtener el factor de seguridad:

$$n_s = n_{sx} * n_{sy}$$

$$n_s = 1.1 * 1.0 = 1.1$$

Con los datos obtenidos se calcula el diámetro mínimo utilizando la Ecuación 43:

$$d_{eje} = \left(\frac{32n_s}{\pi S_y} \sqrt{M_z^2 + \frac{3}{4} T_{max}^2} \right)^{1/3}$$

$$d_{eje} = \left(\frac{32(1.1)}{\pi(469 MPa)} \sqrt{(490.71Nm)^2 + \frac{3}{4} (2045.45 Nm)^2} \right)^{1/3}$$

$$d_{eje} = 0,035m$$

6.6.5 Resistencia por cargas cíclicas

Con la Ecuación 45 se obtiene el diámetro mínimo del eje por cargas cíclicas, pero antes se debe calcular el límite a la fatiga bajo condiciones ideales (S'_e) con la Ecuación 46.

El factor de la resistencia a la ruptura (S_u) se lo obtiene de la Tabla 48 cuyo valor es 745 Mpa.

$$S'_e = 0.5 * S_u$$

$$S'_e = 0.5 * 745 MPa = 372.5MPa$$

Con la Ecuación 47 se puede determinar el factor por acabado superficial (k_f) con el valor de la resistencia a la ruptura ($S_u = 745 MPa$) y especificando un acabado por maquinado o estirado en frío se obtiene el valor de k_f .

$$k_f = a(S_u)^b$$

$$k_f = 4.51(745)^{-0.265} = 0.78$$

Tomando en cuenta un diámetro tentativo del eje de 35 mm el valor para el factor de tamaño $k_s = 1.189d^{-0.112} = 0.80$, con una probabilidad de sobrevivencia del 99.9% se tiene el valor de $k_r = 0.75$ seleccionado de la Tabla 5, es así que con la Ecuación 48 se obtiene el límite a la fatiga modificado (S_e).

$$S_e = k_f k_s k_r k_d k_g S'_e$$

$$S_e = 0.78 * 0.80 * 0.75 * 1 * 0.9 * 372.5MPa$$

$$S_e = 156.897MPa$$

Considerando un cambio de dimensión entre las simetrías del eje ($d= 35$ mm) y la masa ($D=100$ mm), con un estilo de chaflán agudo, entonces, de acuerdo a la Figura 58 y Figura 59 se selecciona el valor de los factores K_t y K_{ts} .

Donde:

r: Radio del acabo superficial entre el cambio de dimensiones.

d: Diámetro mínimo del eje

D: Diámetro mayor del eje.

Entonces, utilizando la Ecuación 51 se determina el radio de chaflán

$$r = 0.03 * d = 0.03 * 35\text{mm} = 1.05\text{mm}$$

$$\frac{r}{d} = 0.03\text{mm}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{100\text{mm}}{35\text{mm}} = 2.85$$

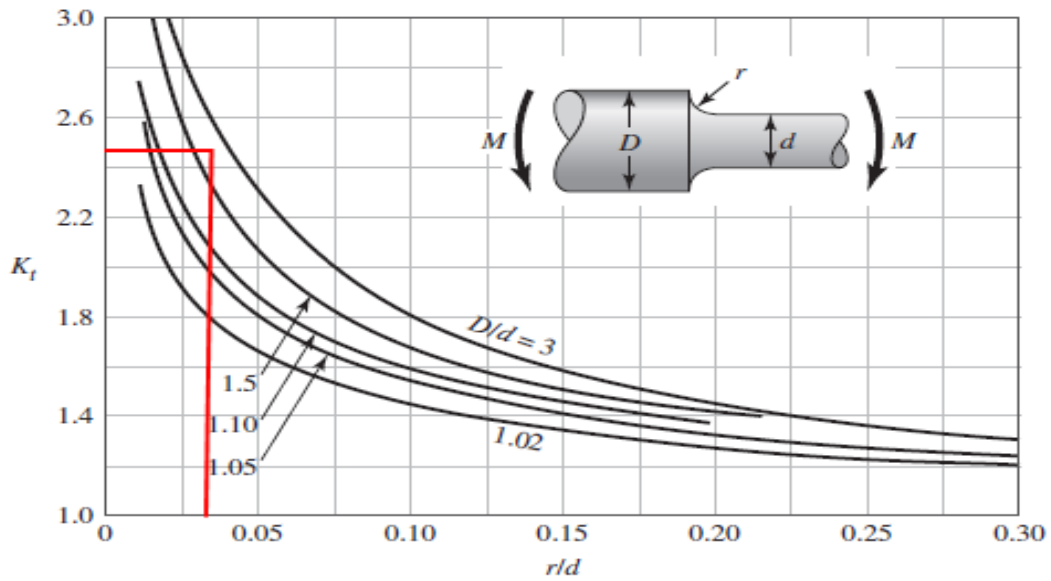


Figura 58. Factor K_t .

Fuente: (Budynas R. G., 2008),

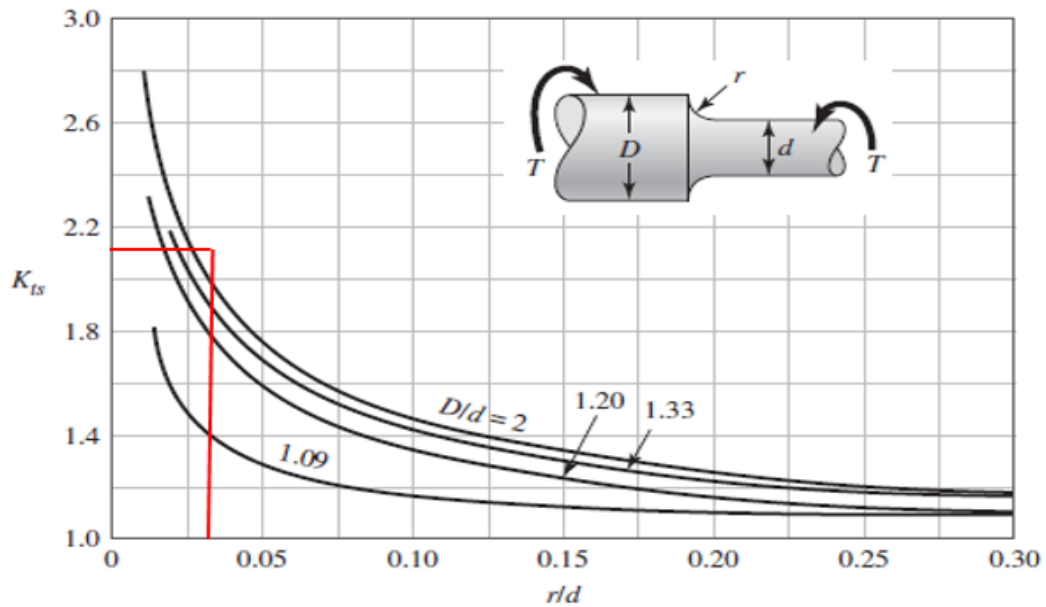


Figura 59. Factor K_{ts} para cargas cortantes.

Fuente: (Budynas R. G., 2008),

Es así que se tiene como resultado:

$$K_t = 2.5; K_{ts} = 2.1$$

El factor de la sensibilidad a la muesca (q y q_{cort}) seleccionados de la Figura 60 y Figura 61, es de aproximadamente $q = 0.78$; $q_{cort} = 0.8$; teniendo en cuenta la resistencia a la ruptura ($S_u = 0.745 \text{ GPa}$).

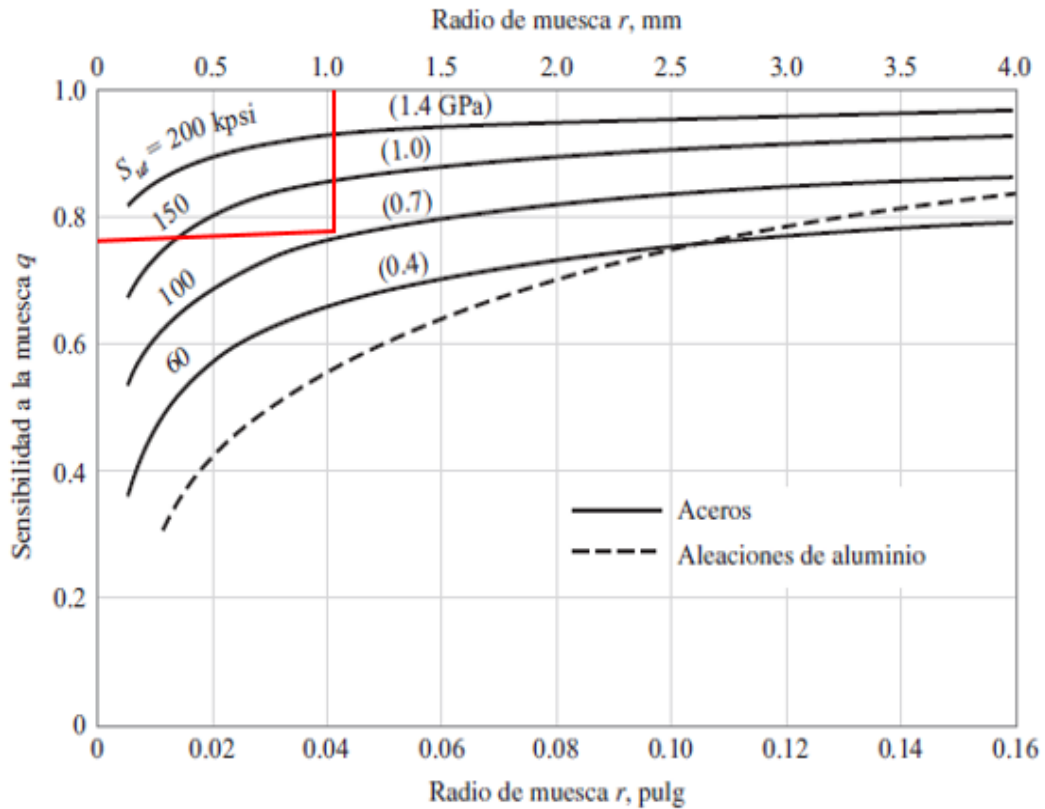


Figura 60. Factor de sensibilidad a la muesca (q).

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008), página 282.

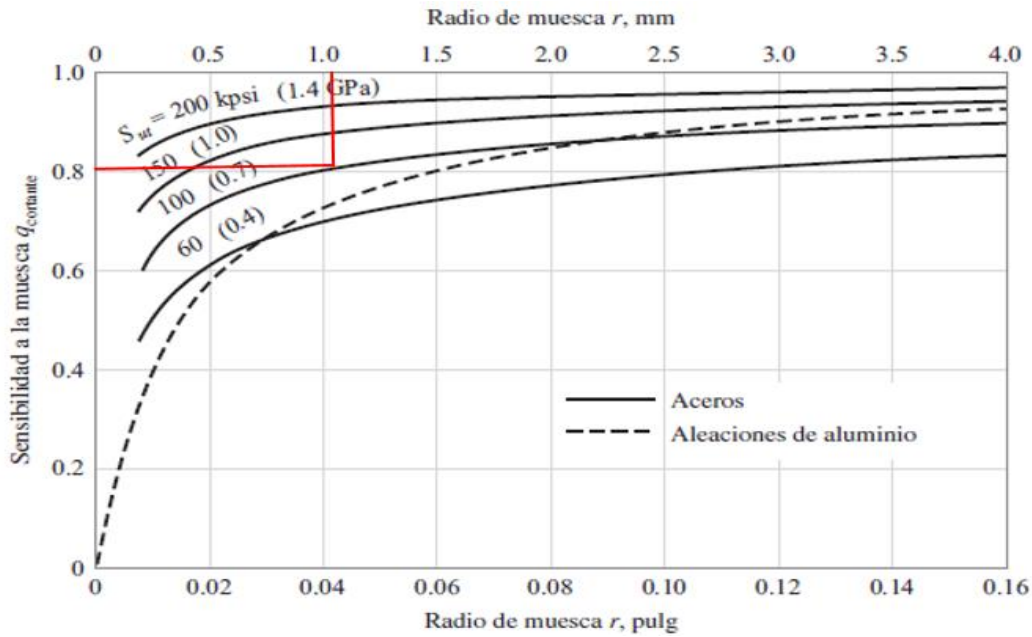


Figura 61. Factor se sensibilidad a la muesca cortante (q_{cort}).

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008), página 282.

Con los factores obtenidos se calculó factor de concentración de esfuerzos por fatiga debido a una carga normal (K_f) y el factor de concentración de esfuerzos por fatiga debido a una carga cortante (K_{fs}) utilizando la Ecuación 49 y Ecuación 50.

$$K_f = 1 + (k_t - 1)q$$

$$K_f = 1 + (2.5 - 1)0.78 = 2.17$$

$$K_{fs} = 1 + (k_{ts} - 1)q_{cort}$$

$$K_{fs} = 1 + (2.1 - 1)0.8 = 1.8$$

Tomando en cuenta que el momento máximo $M_{zmax} = 490.71 Nm$ y calculando el momento mínimo:

$$M_{xmin} = \sqrt{(0Nm)^2 + (14.48Nm)^2} = 14.48Nm$$

Interpretando la Ecuación 53 se obtiene el momento alternante:

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2}$$

$$M_a = \frac{490.71 Nm - 14.48 Nm}{2} = 238 Nm$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2}$$

$$T_a = \frac{2045.45 - 678.1 Nm}{2} = 683.67 Nm$$

Con todos los datos calculados se interpretó la Ecuación 45 para obtener el diámetro mínimo del eje por cargas cíclicas.

$$d_{eje} = \left[\frac{32n_s}{\pi S_y} \sqrt{\left(M_z + \frac{S_y}{S_e} K_f M_a \right)^2 + \frac{3}{4} \left(T_{max} + \frac{S_y}{S_e} K_{fs} T_a \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$d_{eje} = \left[\frac{32(1.1)}{\pi(469 MPa)} \sqrt{\left(490.71 Nm + \frac{469 MPa}{156.897 MPa} * 2.17 * 238 Nm \right)^2 + \frac{3}{4} \left(2045.45 Nm + \frac{469 MPa}{156.897 MPa} * 1.8 * 683.67 Nm \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$d_{eje} = 0.048 m$$

Al comprobar los cálculos mediante esfuerzos por cargas cíclicas se obtiene un diámetro mínimo de 0.048m.

6.6.6 Cálculo del eje de la masa 2

Al observar las reacciones obtenidas en la Tabla 19, se deduce, que para el análisis de fuerzas cortantes y momentos flectores se tomaron los valores de la sección 1 de la masa 2 en el plano YZ y XZ, en la Figura 62, Figura 63 y Figura 64 se muestran los diagramas correspondientes.

- Masa 2 sección 1 plano YZ.

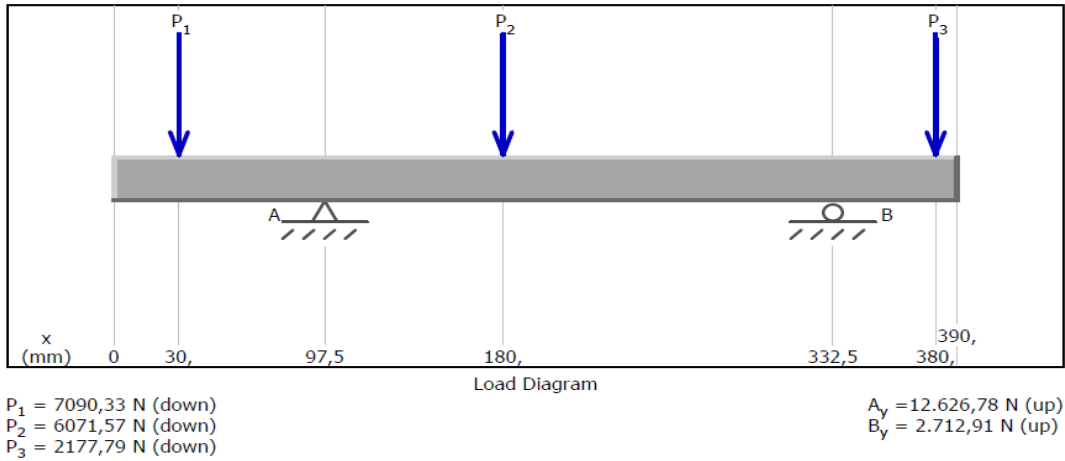


Figura 62. Diagrama de cuerpo libre del plano YZ.

Fuente: Autor.

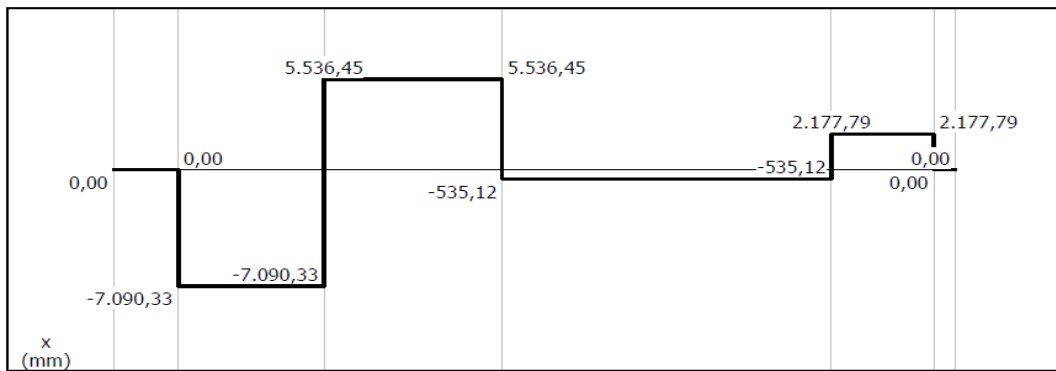


Figura 63. Diagrama cortante de las fuerzas.

Fuente: Autor.

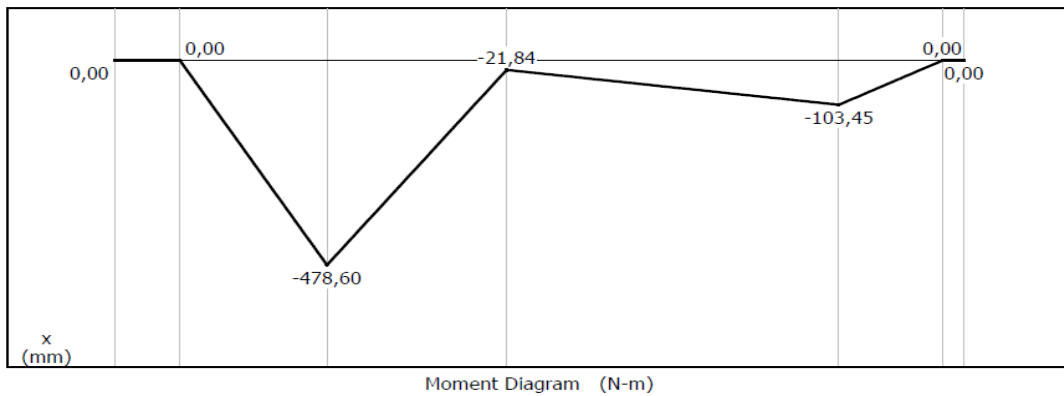


Figura 64. Diagrama de momentos.

Fuente: Autor.

Con los resultados obtenidos se observa que el mayor y menor momento flector en el plano YZ es:

$$M_{yz} = -478.60 \text{ Nm}$$

$$M_{yz} = -21.84 \text{ Nm}$$

- Con respecto al plano (XZ) los diagramas se muestran en la Figura 65, Figura 66 y Figura 67.

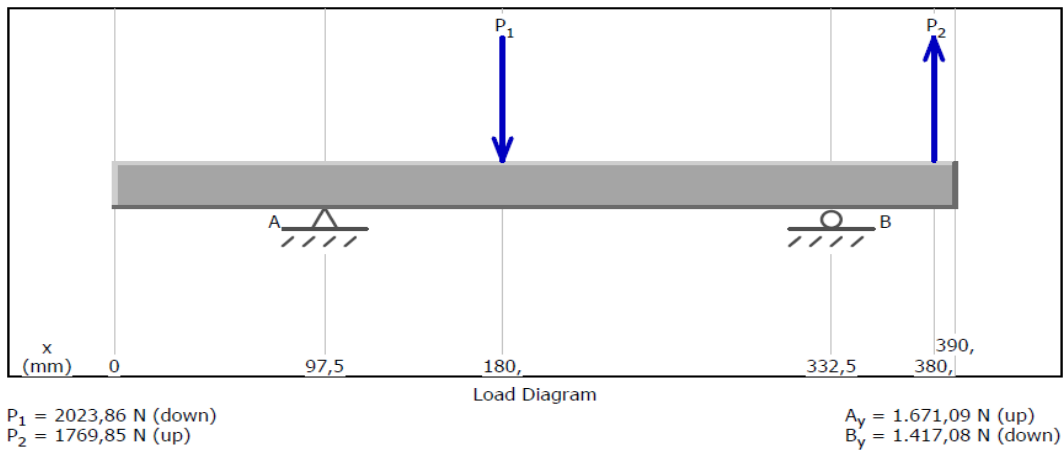


Figura 65. Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ.

Fuente: Autor.

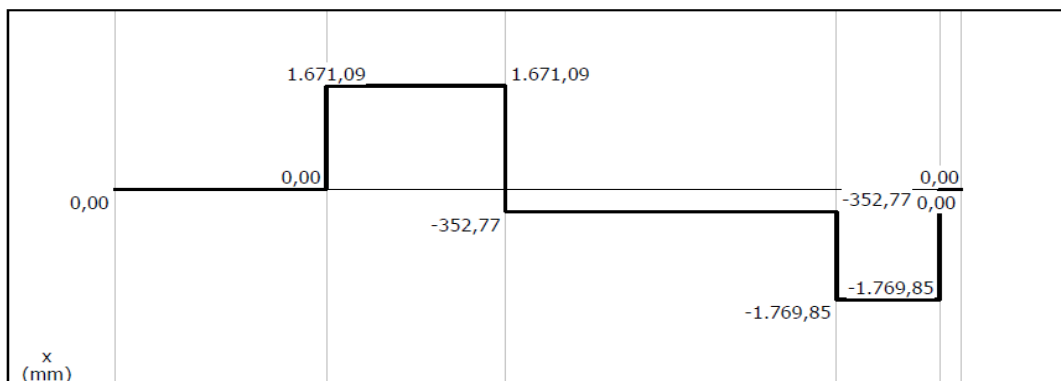


Figura 66. Diagrama cortante de las fuerzas.

Fuente: Autor.

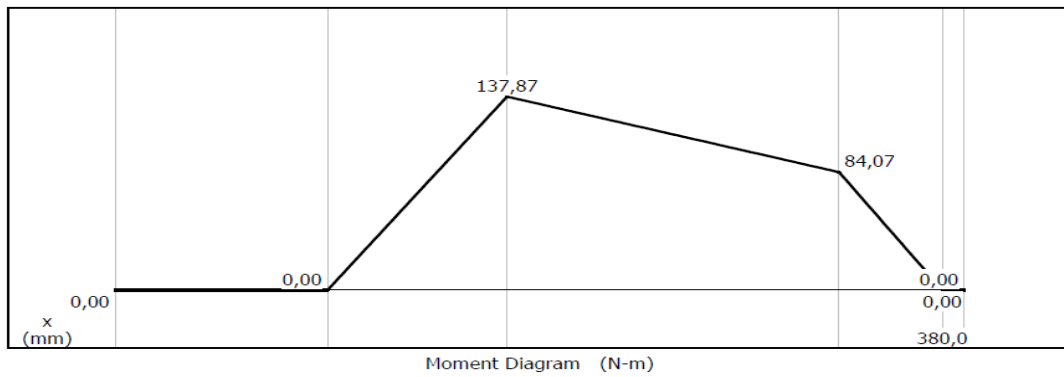


Figura 67. Diagrama de momentos.

Fuente: Autor.

El mayor y menor momento flector que se presenta en la sección uno del plano XZ se observa que es:

$$M_{xz} = 137.87 \text{ Nm}$$

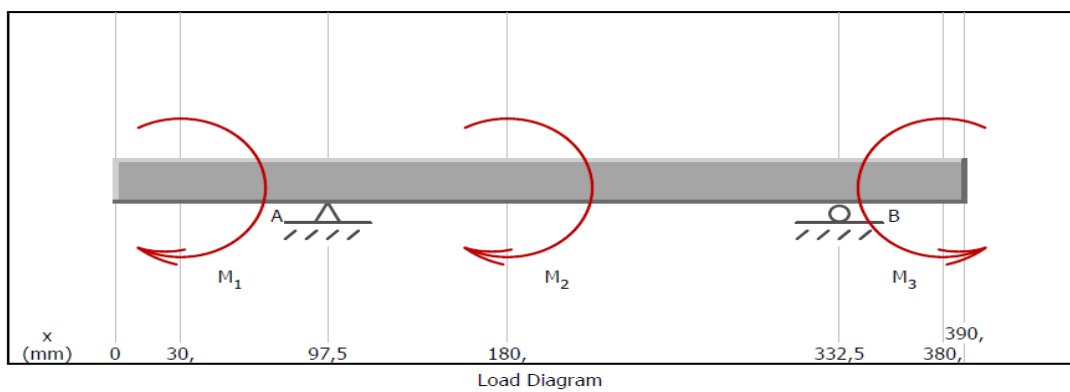
$$M_{xz} = 84.07 \text{ Nm}$$

El diagrama de momentos y par torsor se muestra en la Figura 68 y Figura 69.

$$M_1 = w^t * Dp = 19480.52 \text{ N} * 0.105 \text{ m} = 2045.45 \text{ Nm}; \text{ engranaje}$$

$$M_2 = Fr * rm = 20010 \text{ N} * 0.05 \text{ m} = 1000.5 \text{ Nm}; \text{ masas}$$

$$M_3 = \frac{Pd}{w} = \frac{1.5 \text{ Kw}}{14 \text{ rpm} * \frac{\pi}{30}} = 1023.138 \text{ Nm}; \text{ catarina}$$



$$M_1 = 2045,45 \text{ N-m (cw)}$$

$$M_2 = 1000,5 \text{ N-m (cw)}$$

$$M_3 = 1023,138 \text{ N-m (ccw)}$$

$$A_y = 8.607,71 \text{ N (down)}$$

$$B_y = 8.607,71 \text{ N (up)}$$

Figura 68. Diagrama de momentos.

Fuente: Autor.

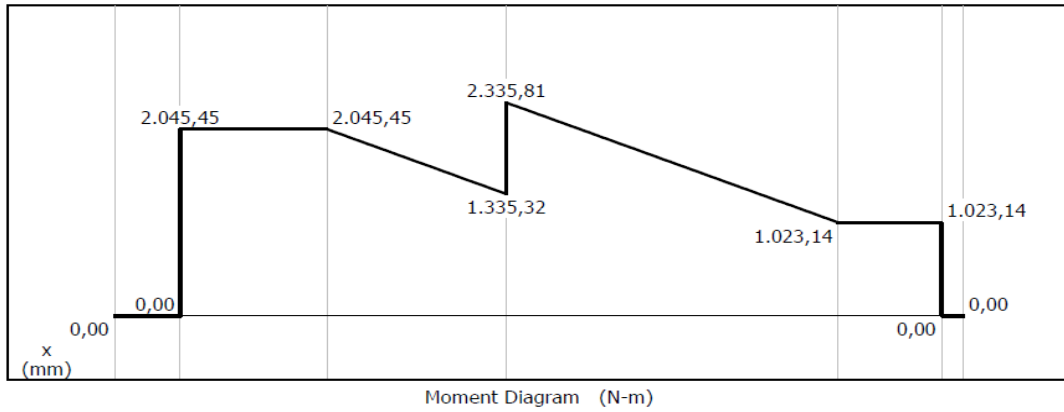


Figura 69. Diagrama de par de torsión.

Fuente: Autor.

Del diagrama anterior se observa el mayor y menor par torsor que se lo denota a continuación.

$$T_{max} = 2335.81 Nm$$

$$T_{min} = 1023.14 Nm$$

Es así que al interpretar los diagramas del momento flector máximo y mínimo se aplica la Ecuación 41 para encontrar el momento resultante máximo a lo largo del eje:

$$M_z = \sqrt{M_{yz}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_z = \sqrt{(478.6 Nm)^2 + (137.87 Nm)^2} = 498.06 Nm$$

Se calcula el momento mínimo:

$$M_{xmin} = \sqrt{(21.84 Nm)^2 + (84.07 Nm)^2} = 86.86 Nm$$

Interpretando la Ecuación 53 se obtiene el momento alternante:

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2}$$

$$M_a = \frac{498.06 Nm - 86.86 Nm}{2} = 205.60 Nm$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2}$$

$$T_a = \frac{2335.81Nm - 1023.14Nm}{2} = 656.34Nm$$

En la Tabla 20 se expone los resultados obtenidos del cálculo del eje de la masa 2, aplicando el mismo procedimiento y ecuaciones descritas para el eje de la masa 1.

Tabla 20. Cálculos del eje de la masa 2.

Factores	Abreviatura	Resultados
Momento máximo	M_z	498.06Nm
Momento alternante	M_a	205.60Nm
Momento torsor alternante	T_a	656.34Nm
Momento torsor máximo	T_{max}	2335.81 Nm
Esfuerzo a la fluencia (AISI 4340)	S_y	469 MPa
Factor de seguridad	n_s	1.1
Diámetro mínimo del eje	d_{eje}	0,037m
Resistencia por cargas cíclicas		
Limite a la fatiga	S'_e	372.5MPa
Resistencia a la ruptura	S_u	745MPa
Factor por acabado superficial	k_f	0.78
Factor de tamaño	k_s	0.8
Factor de confiabilidad	k_r	0.75
Factor de temperatura	k_d	1
Factor por efectos diversos	k_g	0.9
Limite a la fatiga modificado	S_e	156.897MPa
Relación, radio y diámetro	$\frac{r}{d}$	0.03
Radio de chaflán	r	1.05 mm
Relación, eje mayor y menor	$\frac{D}{d}$	2.7
Factor de concentración para cargas estáticas	K_t	2.2
Es el factor de concentración para cargas cortantes	K_{ts}	2

Sensibilidad a la muesca	q	0.78
Sensibilidad a la muesca cortante	q_{cort}	0.8
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga debido a una carga normal	K_f	1.93
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga debido a una carga cortante	K_{fs}	1.8
Diámetro mínimo por cargas cíclicas.	d_{eje}	0.050

Fuente: Autor.

Realizado los cálculos pertinentes para obtención del diámetro mínimo del eje en las dos masas se llega al resultado final de un, $d_{eje}=0.050$ m por un largo que atraviesa la masa 1 de 0.365 m y para el eje de la masa 2 de 0.410 m, fabricado en material de acero al carbono AISI 4340 (recocido), en la Figura 70 se puede observar el esquema de las masas y el eje.

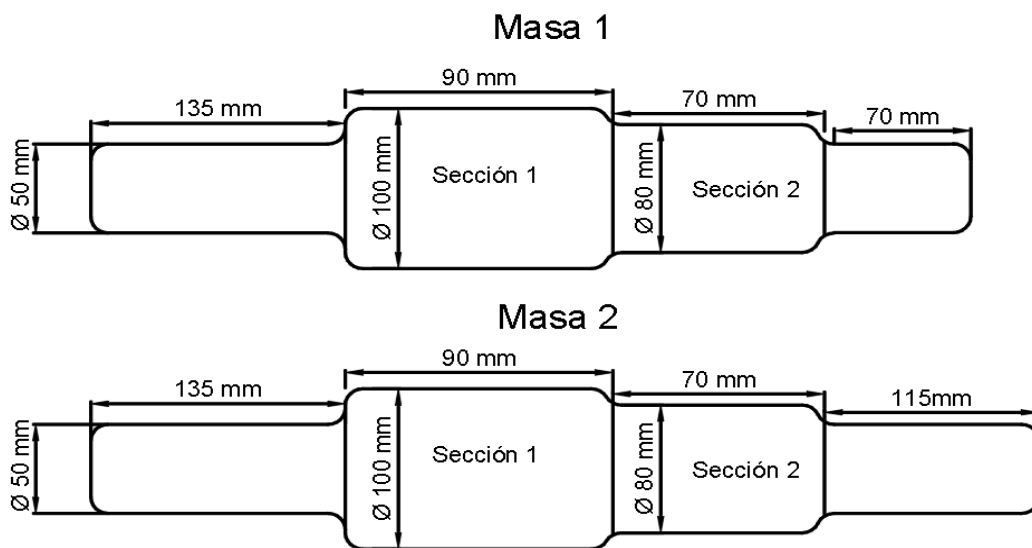


Figura 70. Diagrama de las dimensiones de los ejes.

Fuente: Autor.

Nota: Se sugiere que el acoplamiento de los ejes en las masas sea introducido a presión para que queden totalmente compactos, o en tal caso, se puede llevar a cabo la unión por arco de soldadura con electrodo recubierto AWS E308L-17 sugerido por (Bohman).

6.7 Cálculo de los bujes de transmisión

De la Tabla 19 se establecen las mayores reacciones para encontrar la fuerza resultante que va actuar en los bujes, obteniendo así:

$$F_{eje} = \sqrt{R2_{xz} + R2_{yz}}$$

$$F_{eje} = \sqrt{R2_{xz} + R2_{yz}}$$

$$F_{eje} = \sqrt{13066.98^2 + 1313.36^2} = 13.13kN$$

$$F_{eje} = 13.13kN \approx 2952.375lbF$$

La longitud de un buje se puede establecer teniendo en cuenta la relación que existe entre la longitud y el diámetro de eje: $0.5 \leq L/D \leq 2$.

Dado que las ecuaciones y las tablas están mediadas para trabajar en el sistema inglés, entonces, con la Ecuación 54 se obtiene la presión nominal teniendo en cuenta un diámetro de eje de 50 mm y una longitud aproximada para el buje de 55 mm.

$$P = \frac{F_{eje}}{DL}$$

$$P = \frac{2952.375lbF}{2in * 2.17in} = 680.27 Psi$$

De la Ecuación 55, la velocidad lineal en pie/min viene expresada como:

$$V = \frac{\pi DN}{12}$$

$$V = \frac{\pi * 2in * 14rpm}{12} = 7.33pie/min$$

Se multiplica la presión y velocidad para comparar con el valor permisible de PV limitante de la Tabla 7 para un buje de bronce.

$$PV = 834 \text{ Psi} * \frac{7.33 \text{ pie}}{\text{min}} = 4986.38 \text{ Psi} * \text{pie}/\text{min}$$

$$4986.38 \text{ Psi} * \frac{\text{pie}}{\text{min}} < 8500 \text{ Psi} * \frac{\text{pie}}{\text{min}} \therefore \text{si cumple}$$

De la Ecuación 56 se obtiene la presión máxima y haciendo la comparación con el valor permisible de la carga máxima de la Tabla 6 se determina si el material es el adecuado.

$$P_{max} = \frac{4}{\pi} * \frac{F_{eje}}{DL}$$

$$P_{max} = \frac{4}{\pi} * \frac{2952.375 \text{ lbF}}{2 \text{ in} * 2.17 \text{ in}} = 866.15 \text{ Psi}$$

$$866.15 \text{ Psi} < 4500 \text{ Psi} \therefore \text{si cumple}$$

Finalmente, tomando en consideración un estimado de desgaste del buje de aproximadamente ($w = 1 \text{ mm}$), se despeja de la Ecuación 57 el tiempo de utilidad del mismo.

Considerando un factor de desgaste seleccionado de la Tabla 7 ($K = 102 \times 10^{-10}$), un factor de movimiento seleccionado de la Tabla 8 ($f_1 = 1.3$) y el factor ambiental de la Tabla 9 ($f_2 = 1$).

$$w = f_1 * f_2 * K * \frac{4}{\pi} * \frac{F_{eje}}{DL} * V * t$$

$$t = \frac{\pi * D * L * w}{4 * f_1 * f_2 * K * V * F_{eje}}$$

$$t = \frac{\pi * 2 \text{ in} * 2.17 \text{ in} * 0.03937 \text{ in}}{4 * 1.3 * 1 * 102 \times 10^{-10} * 7.33 \text{ pie}/\text{min} * 2952.375 \text{ lbF}}$$

$$t = 467.66 \text{ h}$$

Como se estableció anteriormente que el trapiche familiar operará 2 horas cada fin de semana, se estima que aproximadamente las 468 horas equivalen a 234 fines de semana, es decir, el tiempo estimado de trabajo óptimo del buje será de aproximadamente 4 años 6 meses para que se produzca un desgaste de 1 mm.

6.7.1 Cálculo del espesor mínimo del buje

En la Figura 71 se establece el área del eje (A_2) y el área del buje (A_1), para luego establecer las ecuaciones que determinan el espesor mínimo.

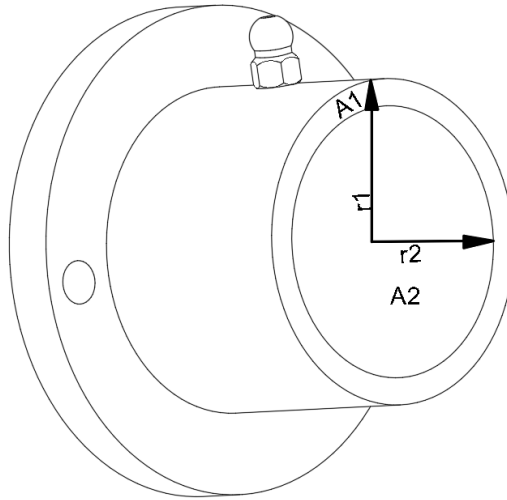


Figura 71. Esquema de las áreas del eje y buje.

Fuente: Autor.

Considerando la resistencia máxima del bronce de 310 MPa y considerando la fuerza radial ejercida en ese punto de 13.13 kN, se procede a calcular el espesor mínimo del buje.

$$A = A_1 - A_2$$

$$A_1 = \pi * r_1^2$$

$$A_2 = \pi * r_2^2 = \pi * 0.025m^2 = 0.001964m^2$$

$$A = \frac{F}{P}$$

$$A_1 = \frac{F}{P} + A_2$$

$$r_1 = \sqrt{\frac{\frac{F}{P} + A_2}{\pi}}$$

$$r1 = \sqrt{\frac{\left(\frac{13132.82N}{310 MPa} + 0.001964\right)}{\pi}}$$

$$r1 = 0.02756 m$$

$$e = r1 - r2 = 0.027567 m - 0.025m = 0.002566m$$

En vista que el espesor mínimo para el buje es de 2.5 mm, entonces se establece consideración del diseñador un espesor de 10 mm.

6.7.2 Cálculo de los pernos de sujeción del buje

De la Tabla 19 se considera las mayores reacciones (R2, sección 1 M1) y se obtiene la resultante que va actuar en los bujes:

$$P = \sqrt{YZ^2 + XZ^2}$$

$$P = \sqrt{13066.98N^2 + 1313.36N^2} = 13132.82N$$

$$P = 13132.82N = 2.9524 kip$$

Para este diseño se selecciona un perno 5/16 in que ira emperrada en la base metálica con rosca prefabricada a base de machuelo, es decir, no se necesita tuerca ni arandela. Considerando que el espesor de la plancha y collarín del buje es de 10 mm se encuentra la longitud del perno con la Ecuación 62.

$$L = \text{longitud de agarre} + \frac{1}{4}$$

$$L = 0.3937in + \frac{1}{4} = 0.644in$$

De acuerdo al Anexo 21 Tabla 53 el diámetro que le corresponde al perno 5/16 es d=0.3125 in, de la Tabla 53 el área de esfuerzo sometido a tensión para la serie gruesa UNC es $A_t=0.0524 in^2$ y el área de la parte sin rosca es:

$$A_d = \pi * \frac{d^2}{4}$$

$$A_d = \pi * \frac{(0.3125)^2}{4} = 0.0767 \text{ in}^2$$

Con las Ecuación 63, Ecuación 64 y Ecuación 65, se calcula la longitud de rosca, longitud de la parte no roscada y la longitud roscada en el agarre:

$$L_T = 2 * d + \frac{1}{4} \text{ in}$$

$$L_T = 2 * 0.3125 \text{ in} + \frac{1}{4} \text{ in} = 0.88 \text{ in}$$

$$l_d = L - L_T$$

$$l_d = 0.88 \text{ in} - 0.644 \text{ in} = 0.236 \text{ in}$$

$$l_t = l - l_d$$

$$l_t = 0.7874 \text{ in} - 0.236 \text{ in} = 0.551 \text{ in}$$

El módulo de elasticidad para el acero de acuerdo Anexo 22 Tabla 54 es 30 Mpsi la rigidez del perno de acuerdo a la Ecuación 60 es:

$$k_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d}$$

$$k_b = \frac{0.0767 \text{ in}^2 * 0.0524 \text{ in}^2 * 30 \text{ Mpsi}}{0.0767 \text{ in}^2 * 0.551 \text{ in} + 0.0524 \text{ in}^2 * 0.236 \text{ in}} = 2.207 \text{ Mlbf/pulg}$$

El módulo de elasticidad para el acero ASTM 20 de acuerdo al Anexo 23 Tabla 55 es 14 Mpsi, la rigidez de los elementos se lo encuentra con la Ecuación 61:

$$k_m = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{2 * \ln \left(5 * \frac{0.5774 * l + 0.5 * d}{0.5774 * l + 2.5 * d} \right)}$$

$$k_m = \frac{0.5774 * \pi * 14 \text{ Mpsi} * 0.3125 \text{ in}}{2 * \ln \left(5 * \frac{0.5774 * 0.7874 + 0.5 * 0.3125}{0.5774 * 0.7874 + 2.5 * 0.3125} \right)} = 4.385 \text{ Mlbf/pulg}$$

Por lo tanto, la constante de rigidez de acuerdo de a la Ecuación 67 es:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$C = \frac{2.207 \text{ Mlbf/pulg}}{2.207 \text{ Mlbf/pulg} + 4.385 \text{ Mlbf/pulg}} = 0.335$$

Considerando como material del perno un Acero de bajo a medio carbono y de acuerdo al Anexo 24 Tabla 56 la resistencia de prueba para un perno SAE grado 2 es de $S_p=55 \text{ kpsi}$, por lo tanto, la precarga de acuerdo a la Ecuación 68:

$$F_p = A_t * S_p$$

$$F_i = 0.75 * F_p = 0.75 * 0.0524 \text{ in}^2 * 55 \text{ kpsi} = 2.162 \text{ kip}$$

De esta manera, el número de pernos que cumplen de manera adecuada con la función de sujeción se lo encuentra con la Ecuación 69, pero antes se debe suponer un factor de carga (n_L) que por recomendaciones de (Budynas & Nisbett, 2008) puede iniciar con valores que van desde 1.5 a 2, una vez obtenido el número de pernos adecuados se vuelve a recalcular el verdadero factor de carga con la Ecuación 68.

$$N = \frac{C * n_L * P}{A_t * S_p - F_i}$$

$$N = \frac{0.335 * 1.5 * 2.9524 \text{ kip}}{0.0524 \text{ in}^2 * 55 \text{ kpsi} - 2.162 \text{ kip}} = 2.031$$

$$n_L = \frac{A_t * S_p - F_i}{C * \left(\frac{P}{N} \right)}$$

$$n_L = \frac{0.0524 \text{ in}^2 * 55 \text{ kpsi} - 2.162 \text{ kip}}{0.335 * \left(\frac{2.9524}{2} \right)} = 1.46$$

Para el diseño del buje de bronce se considera un largo de 55 mm, diámetro interior de 50 mm y un espesor de 10 mm, con un collarin de diámetro exterior de 90 mm, sujetado a la placa base por 2 pernos SAE grado 2 de cabeza hexagonal de 5/16 in x 20 mm, el diagrama del buje se muestra en la Figura 72.

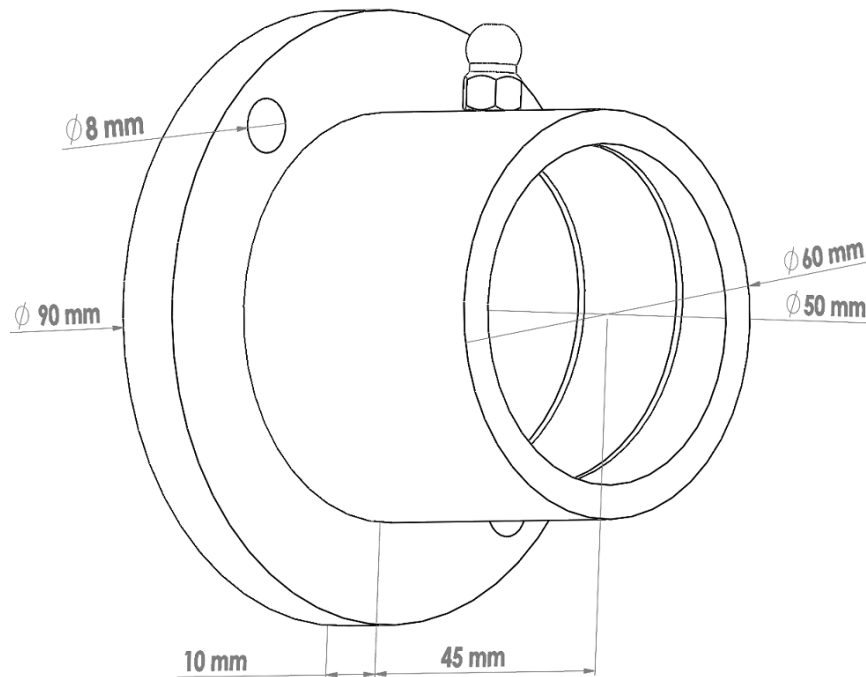


Figura 72. Diagrama del buje de bronce.

Fuente: Autor.

Por recomendación de (Budynas & Nisbett, 2008) sugiere, que para bajas velocidades se puede lubricar con aceite de baja viscosidad, es así, que se sugiere utilizar aceite SAE 10W insertado por unaceitero de goteo constante M5 ubicado en la parte superior del buje, dicho aceite recorrerá la ranura en forma de serpentín por toda su longitud.

6.8 Cálculo de Chavetas

De acuerdo a la Tabla 47 del Anexo 15, se realiza la selección de una chaveta para un diámetro de eje de 50 mm, por lo tanto, las dimensiones de la chaveta serán de 14 mm de ancho (b), 9 mm de alto (h) y la profundidad del cuñero será de 5.5 mm. Por otro lado, tomando en cuenta que la potencia a transmitir es de 1.5 kW dada por el motorreductor y la velocidad angular en cada eje es de 14 rpm, el torque máximo ($T_{\max} = 2335.81 \text{ Nm}$).

El material seleccionado para la chaveta siguiendo las recomendaciones de (Mott, 2006) será un acero al carbono para maquinaria AISI 1020, cuyo coeficiente por esfuerzo admisible al corte es de 420 MPa, dicho coeficiente se dividirá para un factor de seguridad que va desde 1.5 hasta 3, que de acuerdo a (Songor, 2015) es recomendado para operaciones industriales, las características técnicas del material se encuentran en el Anexo 17 Tabla 49.

- Cálculo de la longitud de la chaveta por esfuerzo cortante utilizando la Ecuación 58.

$$T_{max} = \frac{\tau * b * L * D}{2}$$

Según (J. Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000) para el esfuerzo cortante admisible se debe multiplicar por 0.5 y dividirse para el coeficiente de seguridad de 1.5.

$$\tau = \frac{0.5 * \tau}{n}$$

$$L = \frac{T_{max} * 2}{\tau * b * D} = \frac{2335.81Nm * 2}{\left(\frac{0.5 * 420 * 10^6}{1.5} Pa\right) * \left(\frac{14}{1000} m\right) * \left(\frac{50}{1000} m\right)}$$

$$L = 0.048m$$

$$L < 1.5 * D$$

$$0.048m < 0.075m \therefore \text{si cumple}$$

Po lo tanto, el material seleccionado es el acero AISI 1020 estirado en frio, la dimensión de la chaveta es de 14 mm de base, 9 mm de altura y 50 mm de largo, con una profundidad en el cuñero de 5.5 mm.

6.9 Diseño de los soportes de las masas

Considerando un material para las bases de las masas en acero ASTM A570 Gr 36, por un espesor de 10 mm, en la siguiente tabla se muestran las dimensiones propuestas.

Tabla 21. Cuadro resumen para los soportes de las masas del trapiche.

Material	ASTM A570 Gr 36
Espesor de la plancha	10 mm
Ancho	150 mm
Altura	270 mm
Largo total del soporte	330 mm

Fuente: Autor.

En la Figura 73 se representa el esquema del soporte de las masas con las diferentes medidas que le corresponden.

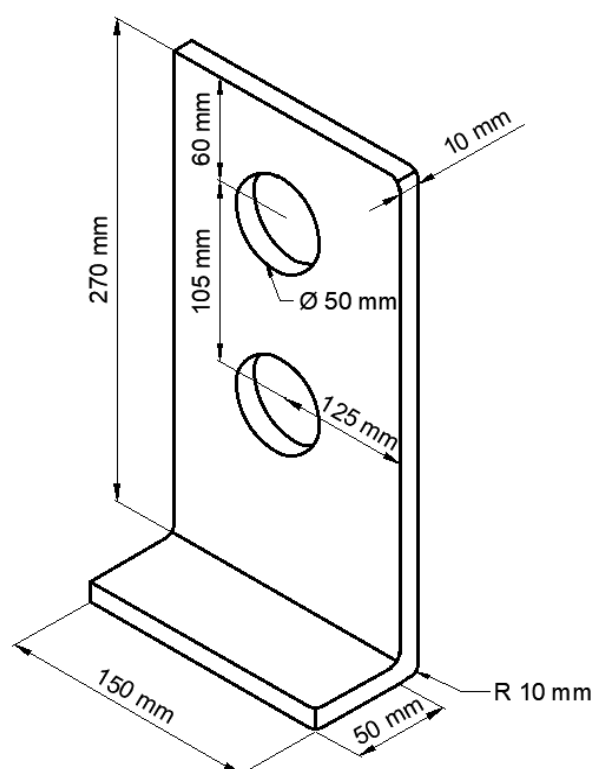


Figura 73. Soporte de las masas.

Fuente: Autor.

6.10 Cálculo de los pernos de sujeción del trapiche

Considerando que la fuerza de separación que va actuar en el soporte de las masas va a ser la tensión de la cadena en el eje x con un valor de 1769.85N (véase en la Figura 74) se calcula la carga externa de extensión P:

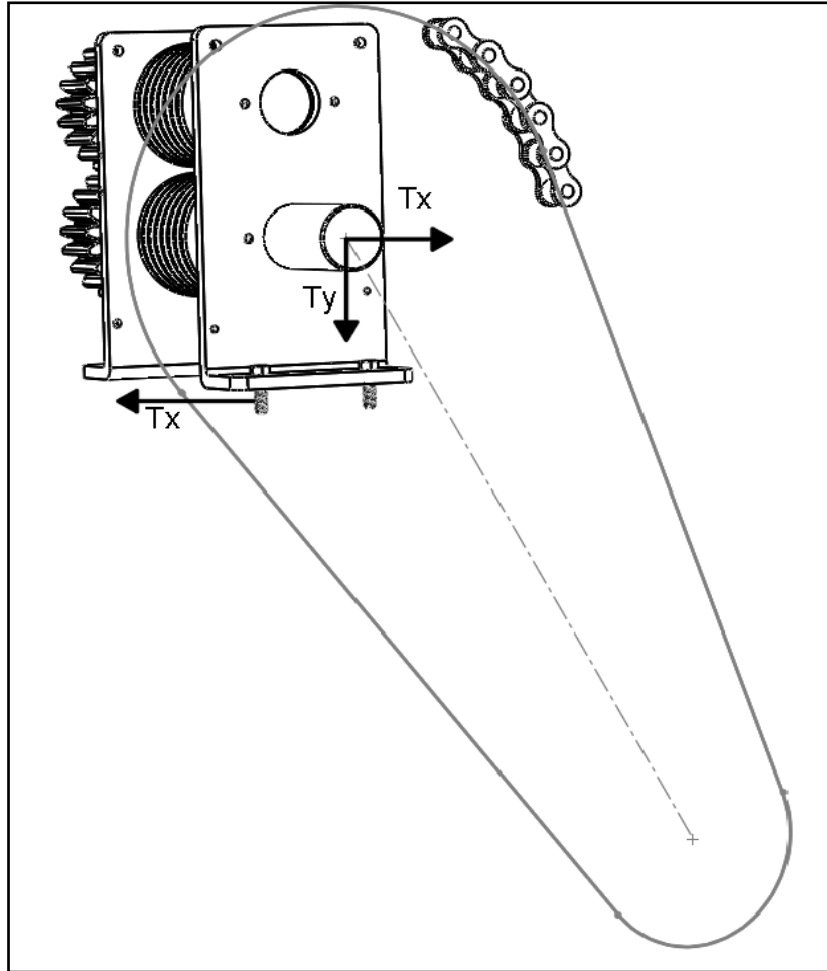


Figura 74. Esquema de las bases y pernos.

Fuente: Autor.

$$P = 1769.85N = 0.3978kip$$

De la misma forma, tomando en cuenta que el espesor de la plancha es de 10 mm y que el espesor del ángulo en donde se asentará la máquina es de 5 mm la longitud de agarre (l) de 15 mm o 0.59 in, por lo tanto, se seleccionará un tamaño nominal de perno de 5/16 in y de acuerdo al Anexo 19 Tabla 51, la altura regular nominal de la tuerca hexagonal regular es 17/64 in y que por el Anexo 20 Tabla 52, el espesor de la arandela (t) es 0.065 in; de acuerdo a la Ecuación 62 la longitud del perno debe ser mayor a:

$$L = h + \text{longitud de agarre} + t + \frac{1}{4}$$

$$L = \frac{17}{64} + 0.59in + 0.065in + \frac{1}{4} = 1.17in$$

De acuerdo al Anexo 21 Tabla 53 el diámetro que le corresponde al perno 5/16 es $d=0.3125$ in y con las Ecuación 63, Ecuación 64 y Ecuación 65, se calcula la longitud de rosca, longitud de la parte no roscada y la longitud roscada en el agarre:

$$L_T = 2 * d + \frac{1}{4} in$$

$$L_T = 2 * 0.3125 in + \frac{1}{4} in = 0.88 in$$

$$l_d = L - L_T$$

$$l_d = 1.17 in - 0.88 in = 0.29 in$$

$$l_t = l - l_d$$

$$l_t = 0.59 in - 0.29 in = 0.3 in$$

De la misma forma, de acuerdo a la Tabla 53 el área de esfuerzo sometido a tensión para la serie gruesa UNC es $A_t=0.0524$ in² y el área de la parte sin rosca es:

$$A_d = \pi * \frac{d^2}{4}$$

$$A_d = \pi * \frac{(0.3125)^2}{4} = 0.0767 in^2$$

El módulo de elasticidad para el acero de acuerdo Anexo 22 Tabla 54 es 30 Mpsi la rigidez del perno de acuerdo a la Ecuación 60 es:

$$k_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d}$$

$$k_b = \frac{0.0767 in^2 * 0.0524 in^2 * 30 Mpsi}{0.0767 in^2 * 0.3 in + 0.0524 in^2 * 0.29 in} = 3.156 Mlbf/pulg$$

El módulo de elasticidad para el acero ASTM 20 de acuerdo al Anexo 23 Tabla 55 es 14 Mpsi, la rigidez de los elementos se lo encuentra con la Ecuación 61:

$$k_m = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{2 * \ln \left(5 * \frac{0.5774 * l + 0.5 * d}{0.5774 * l + 2.5 * d} \right)}$$

$$k_m = \frac{0.5774 * \pi * 14 \text{ Mpsi} * 0.3125 \text{ in}}{2 * \ln \left(5 * \frac{0.5774 * 0.59 + 0.5 * 0.3125}{0.5774 * 0.59 + 2.5 * 0.3125} \right)} = 4.99 \text{ Mlbf/pulg}$$

Por lo tanto, la constante de rigidez de acuerdo de a la Ecuación 67 es:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$C = \frac{3.156 \text{ Mlbf/pulg}}{3.156 \text{ Mlbf/pulg} + 4.99 \text{ Mlbf/pulg}} = 0.387$$

Considerando como material del perno un Acero de bajo a medio carbono y de acuerdo al Anexo 24 Tabla 56 la resistencia de prueba para un perno SAE grado 1 es de $S_p=33$ kpsi, por lo tanto, la precarga de acuerdo a la Ecuación 68:

$$F_p = A_t * S_p$$

$$F_i = 0.75 * F_p = 0.75 * 0.0524 \text{ in}^2 * 33 \text{ kpsi} = 1.2969 \text{ kip}$$

De esta manera, el número de pernos que cumplen de manera adecuada con la función de sujeción se lo encuentra con la Ecuación 69, pero antes se debe suponer un factor de carga (n_L) que por recomendaciones de (Budynas & Nisbett, 2008) puede iniciar con valores que van desde 1.5 a 2, una vez obtenido el número de pernos adecuados se vuelve a recalcular el verdadero factor de carga con la Ecuación 68.

$$N = \frac{C * n_L * P}{A_t * S_p - F_i}$$

$$N = \frac{0.387 * 2 * 0.3979 \text{ kip}}{0.0524 \text{ in}^2 * 33 \text{ kpsi} - 1.2969 \text{ kip}} = 0.717$$

$$n_L = \frac{A_t * S_p - F_i}{C * \left(\frac{P}{N} \right)}$$

$$n_L = \frac{0.0524 \text{ in}^2 * 33 \text{ kpsi} - 1.2969 \text{ kip}}{0.387 * \left(\frac{0.3079}{0.717} \right)} = 2.6$$

Por lo tanto, para sujetar los soportes de las masas a la estructura puesta a piso se utilizará 2 pernos (por soporte) de cabeza hexagonal de 5/16 in x 30 mm con tuerca y arandela plana, en la Figura 75 se muestra la ubicación de las perforaciones de los pernos.

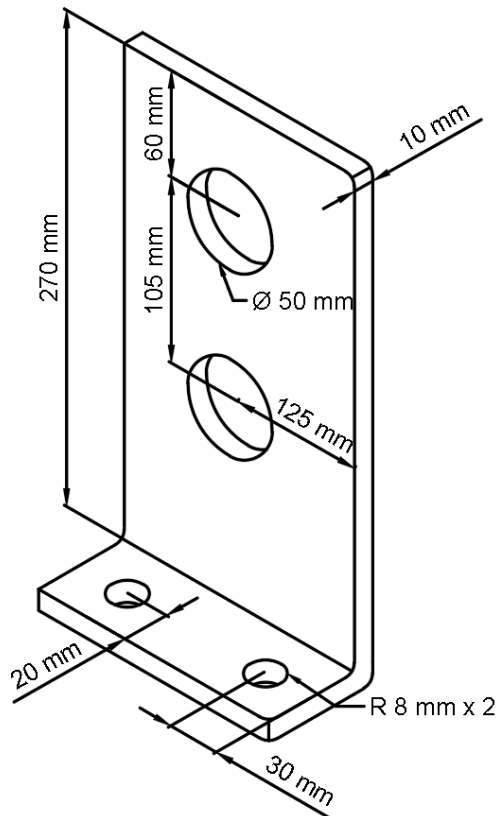


Figura 75. Soporte de las masas con sus pernos de sujeción.

Fuente: Autor.

Para completar el diseño de los componentes mecánicos y estéticos del trapiche se utilizará acero inoxidable AISI 304 para la fabricación de la bandeja de recolección del jugo y para las guardas de protección de los mecanismos de transmisión, sujetadas a la base por pernos M6 (bandeja, guarda de cadena) y M5 (guarda de engranaje).

6.11 Representación de la máquina propuesta

Una vez calculado todos los elementos mecánicos del trapiche, se diseña con el software SolidWorks el ensamblaje final de toda la máquina tal como se muestra en la Figura 76.

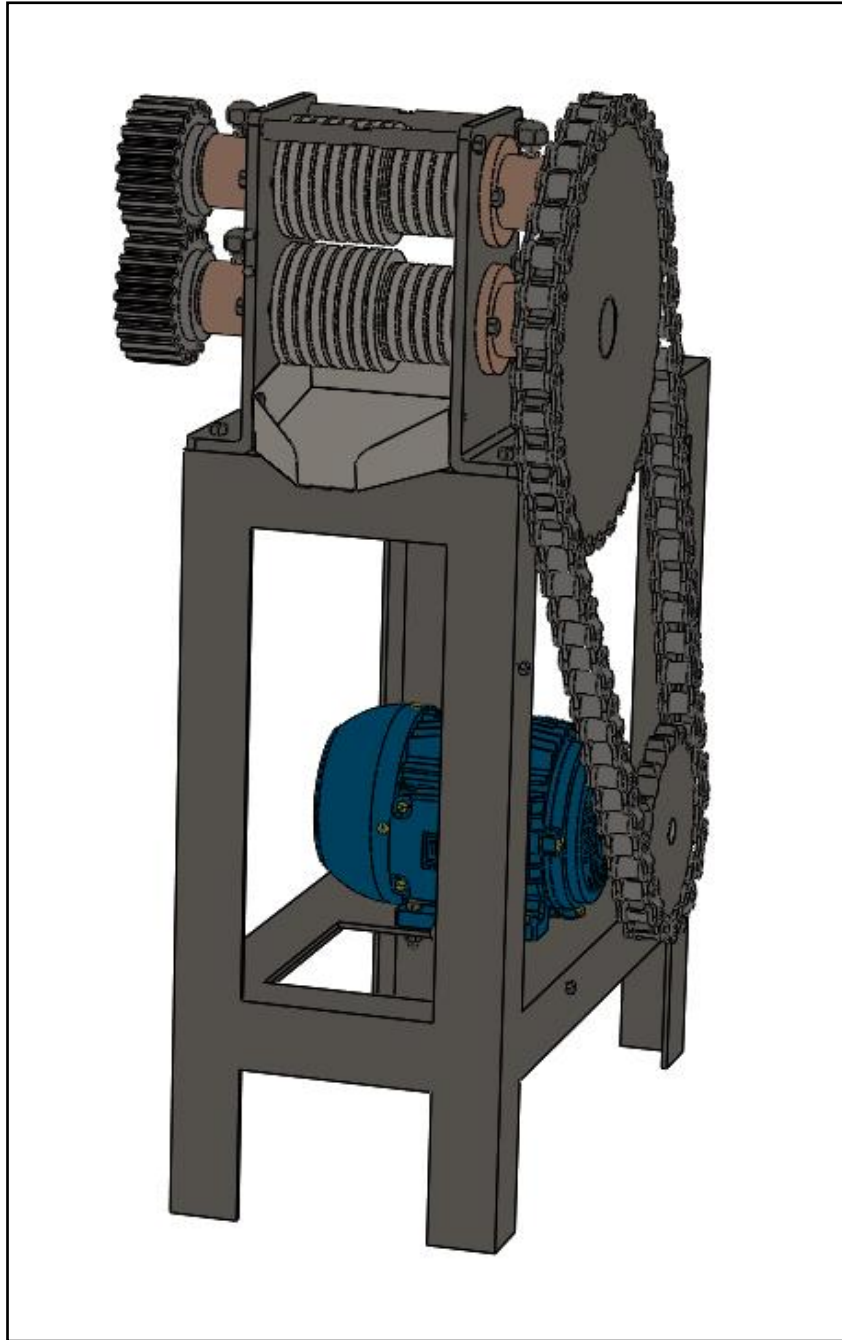


Figura 76. Vista frontal del trapiche.

Fuente: Autor.

En la Figura 77, en la parte superior se puede observar dos barras empennadas que cumplen la función de sujetar las bases del trapiche.

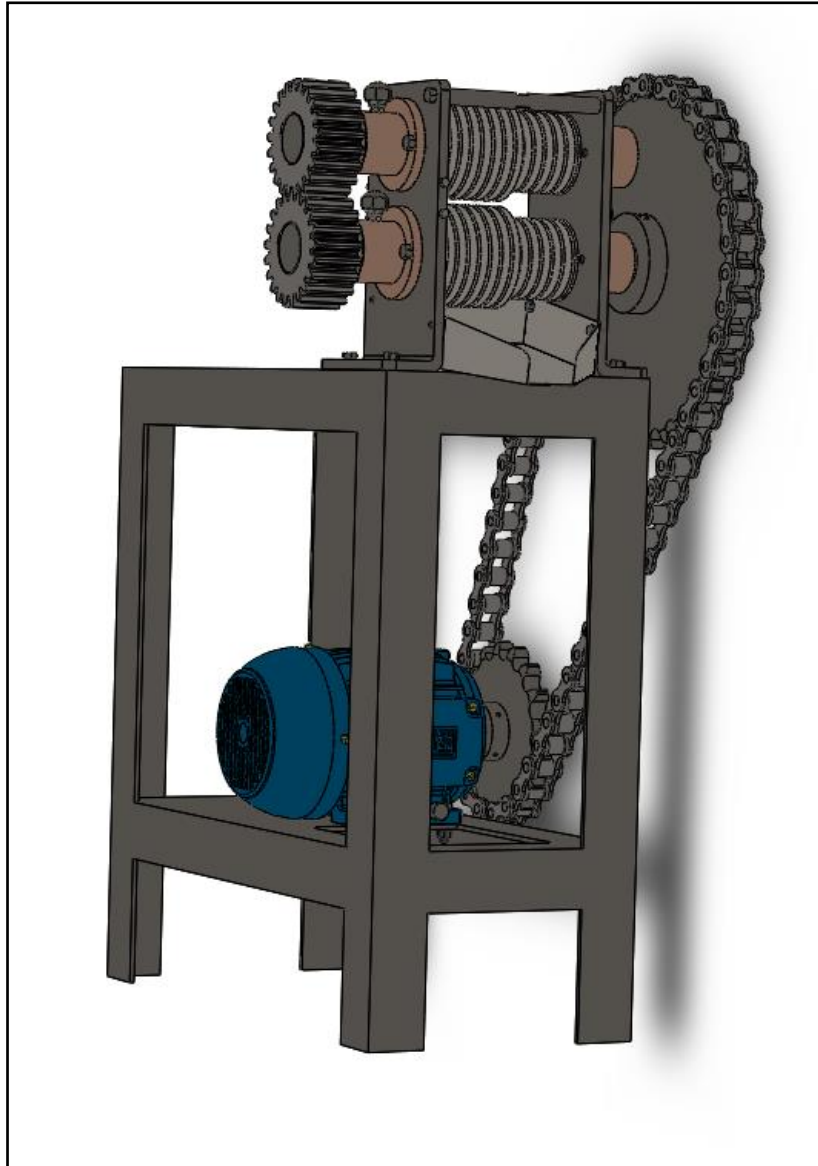


Figura 77. Vista de perfil del trapiche.

Fuente: Autor.

En la Figura 78 se detalla la ubicación de las guardas de protección en los mecanismos de rotación del trapiche.

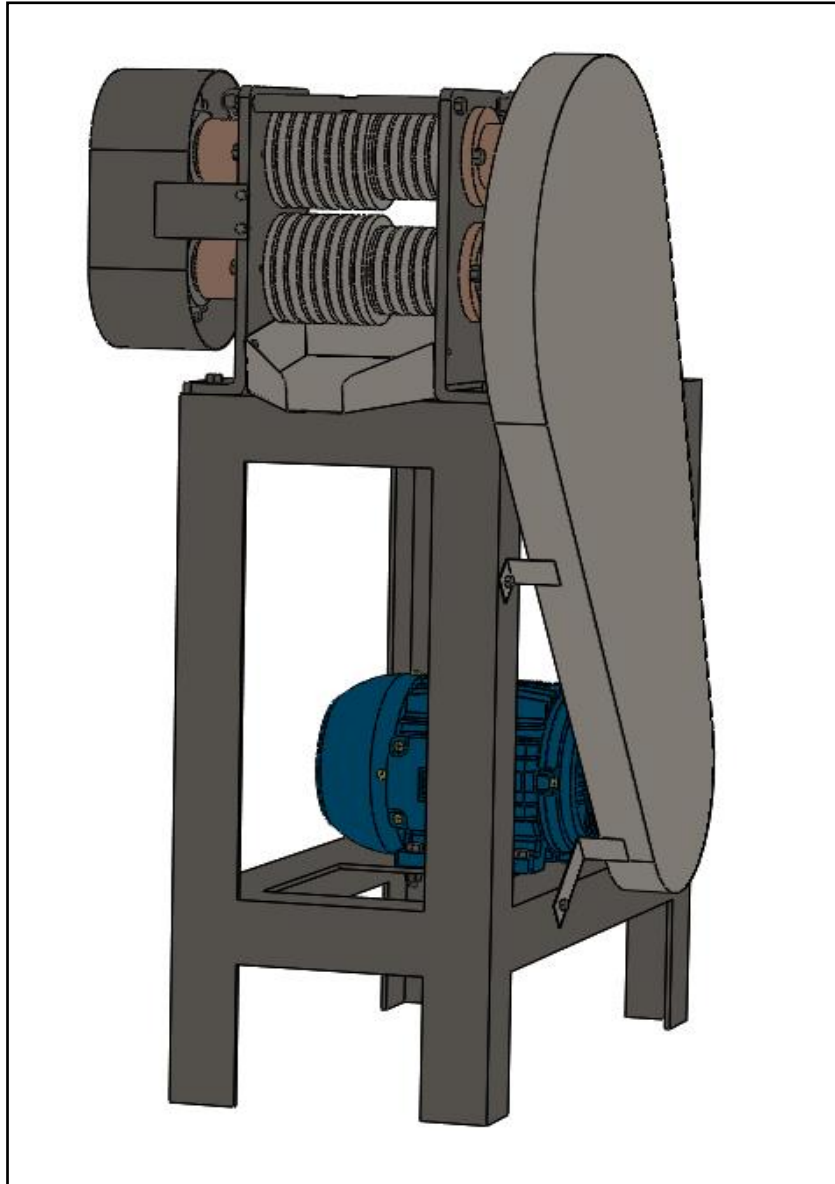


Figura 78. Trapiche con guardas de protección.

Fuente: Autor.

6.12 Diseño eléctrico

El diseño eléctrico para la conexión del motor cuenta con elementos de protección ante fallas eléctricas, un pulsador de emergencia y una luz piloto que se encenderá en caso de producirse una falla térmica. Mediante el software CAdESIMU se desarrolla el diagrama de fuerza y mando, además, la selección de los conductores y protecciones eléctricas como se observa en la Figura 79.

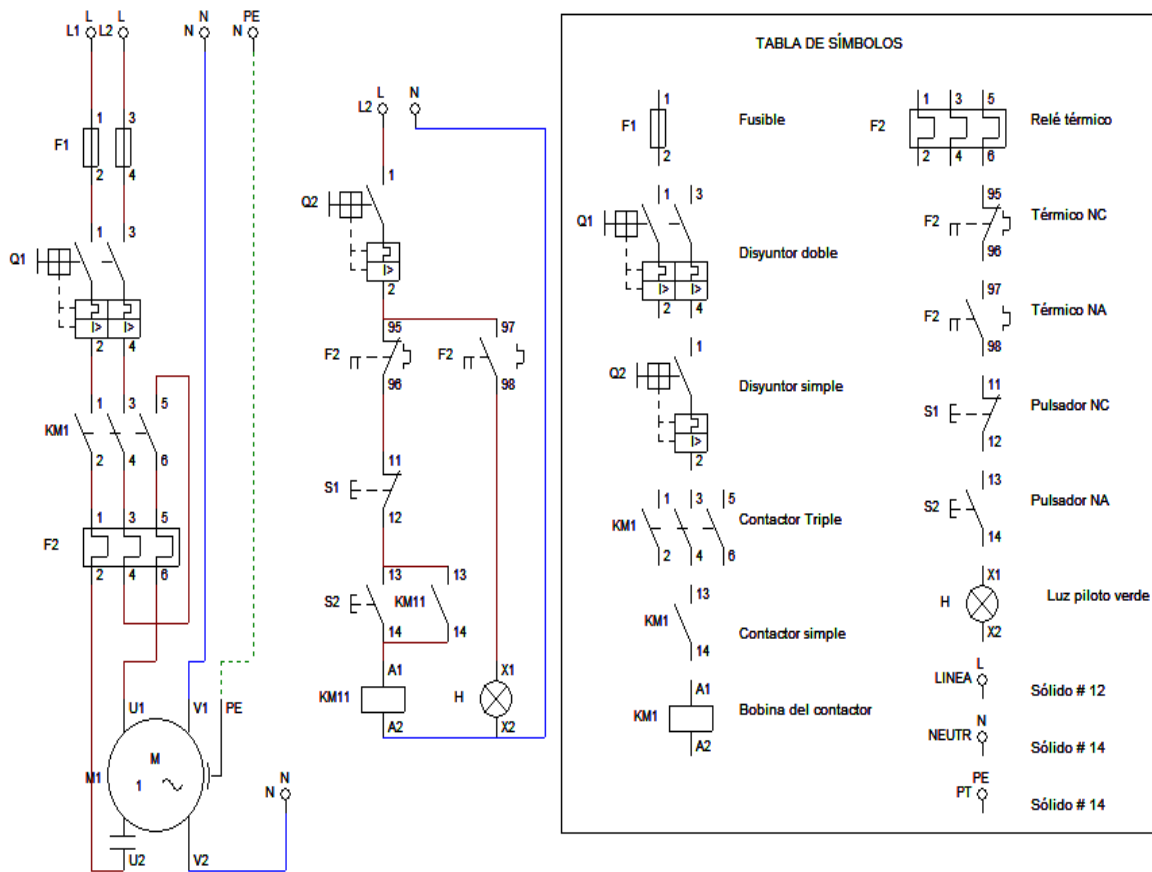











Figura 79. Diagrama de fuerza y mando de la conexión del motor.

Fuente: Autor.

Con las características del motor dadas por el fabricante (Figura 95, Anexo 5) señala un voltaje de 220v con intensidad nominal de 11.6 A, y al multiplicarse por el factor de servicio cuyo valor es 1.15 sugerido por (Weg) se obtiene la corriente mínima con la que deben trabajar los componentes del circuito de fuerza y de mando que en este caso la corriente mínima es de 13.34 A pero, por decisión del diseñador se seleccionará componentes que trabajen a 16 A.

Los componentes del circuito tanto de control, como de fuerza se detallan en la Tabla 22.

Tabla 22. Componentes principales del circuito de fuerza y de mando para el accionamiento del motor del trapiche.

Componente	Marca-código	Corriente nominal I (A)	Ilustración del componente
Interruptor automático magneto térmico (disyuntor doble)	NXB-63 2P 16A 6KA	16	
Interruptor automático magneto térmico (disyuntor simple)	NXB-63 1P 16A 6KA	16	
Contactador	Serie NXC-06 3P 120V	20-32	
Relés térmicos	Serie NR2 12-18A	12-18	
Fusible	220V a 16A	16	
Gabinete Metálico	NEMA 4X Exteriores	----	
Botonera de paro tipo hongo NC -NA	Serie NP2- ES542	----	
Luz piloto verde	Serie ND16- 22D/4 220V	----	
Conductores # 12 y 14	AWG solidos	----	

Fuente: Autor.

6.13 Análisis económico del proyecto

Los materiales seleccionados que entran a formar parte de la estructura y componentes del trapiche se detallan a continuación.

6.13.1 Costos de la materia prima estructural

Tabla 23. Costos unitarios de los componentes estructurales.

Material/Equipo	Descripción	Cantidad	Unidad	Costo unitario \$	Costo total \$
Motorreductor	De engranajes helicoidales tipo: CG083-11P-90S/L-02E-HT-TH-TF/60Hz/220-240v.	1	u	600	600
Barra de acero inoxidable AISI 304	Ø 0.10 m x 0.16 m de largo	2	m	19,95	39,9
Barra de acero al carbono para eje de transmisión AISI 4340	Ø 0.05 m x 0.365 m de largo	1	m	22	22
Barra de acero al carbono para eje de transmisión AISI 4340	Ø 0.05 m x 0.410 m de largo	1	m	25	25
Plancha de hierro ASTM A570	0.33m x 0.15 m x 0.010 m	2	u	15	30
Ángulo estructural A36	60 mm x 5mm de espesor	2	u	19,65	39,3
Pernos hexagonales con tuerca y arandela plana	5/16 in x 30 mm	4	u	0,95	3,8
Perno hexagonal	5/16 x 20mm	8	u	0,6	4,8
Chaveta (AISI 1020)	14 mm x 9 mm x 50 mm	3	u	1,15	3,45
Bujes de cobre	Buje de cobre con collarín, para un eje de 50mm y un largo de 55mm	4	u	37	148
Engranajes (material AISI 8620)	m=5 Z=21 deje=50mm	2	u	97	194
Catarina motriz de hilera simple	#100 de 1 ¼ in de paso con 17 dientes	1	u	51	51
Catarina receptora de hilera simple	#100 de 1 ¼ in de paso con 35 dientes	1	u	97	97

Cadena ANSI #100 de 1 ¼ in de paso	Longitud de 62 pasos	1	u	128	128
Perno hexagonal inoxidable	M6 x 16 mm	4	u	0,5	2
Plancha de acero inoxidable AISI 304 (bandeja y guarda)	1220 mm x 2440 mm x 1 mm	1	u	87,36	87,36
Subtotal					1475,6

Fuente: Autor.

6.13.2 Costos de los componentes eléctricos

Tabla 24. Componentes eléctricos.

Material/Equipo	Descripción	Cantidad	Unidad	Costo unitario \$	Costo total \$
Botonera de paro tipo hongo NC -NA	Serie NP2-ES542	2	u	2	4
Luz piloto verde	Serie ND16-22D/4 220V	1	u	1,6	1,6
Interruptor automático magneto térmico (disyuntor doble)	Serie NXB-63 2P 16A 6KA	1	u	5,5	5,5
Interruptor automático magneto térmico (disyuntor simple)	Serie NXB-63 1P 16A 6KA	1	u	2,95	2,95
Contactador	Serie NXC-06 3P 120V	1	u	11,1	11,1
Relés térmicos	Serie NR2 12-18A	1	u	11,2	11,2
Fusibles	220V a 16A	2	u	0,45	0,9
Gabinete Metálico	NEMA 4X Exteriores	1	u	45	45
Conductor # 12	Cable AWG Flexible	10	m	0,5	5
Conductor # 14	Cable AWG Flexible	10	m	0,4	4
Subtotal					91,25

Fuente: Autor, con datos obtenidos del catálogo (Laucol, 2022).

6.13.3 Costos de la mano de obra directa

Tabla 25. Costos de mano de obra directa.

Descripción	Cantidad	Costo por máquina (\$/h)	Tiempo empleado (h)	Costo total \$
Mecanizado y acabados de las masas en torno	2	8	2	16
Mecanizado de los soportes de las masas en una fresadora (agujereado para los ejes de 50mm)	2	8	1	8
Doblaje en (L) de los soportes de las masas	2	valor por dobléz: \$2	1/2	4
Cortes con amoladora	1	2	4	8
Soldadura de la estructura	1	3	4	12
Costos de diseño	250
SUBTOTAL				298

Fuente: Autor.

6.13.4 Costos de materiales indirectos

Tabla 26. Costos de material indirecto.

Descripción	Cantidad	Costo unitario \$	Costo total \$
Electrodos 6011	1kg	3,85	3,85
Electrodo inoxidable 308 L	1 Lb	2,15	2,15
Pintura	1/4 gl	4,3	4,3
Thinner	1/2 gl	3,2	3,2
Guaípe	2 Lb	0,6	1,2
Transporte	5	5
Energía eléctrica	5	5
SUBTOTAL			14,70

Fuente: Autor.

6.13.5 Costo total

Tabla 27. Resultados del costo final para la implementación del proyecto.

Descripción	Costo total \$
Costos de materia prima estructural	1475,61
Costos de los componentes eléctricos	91,25
Costos de la mano de obra directa	298,00
Costos de materiales indirectos	14,70
SUBTOTAL	1879,56

Fuente: Autor.

Realizado el análisis económico para la implementación del trapiche, se observa un total de 1879 USD con 56 centavos, este valor se incluye desde el proceso de cálculo y diseño hasta el funcionamiento del mismo.

La máquina trabajará durante 2 horas máximas por fin de semana y la demanda de jugo de caña es de 14 litros en promedio.

El costo de energía actual de acuerdo al tarifario de la Agencia de Regulación y Control de Electricidad, por kWh es de 9 centavos.

Con esta información se puede calcular el Payback, considerando que el precio comercial del litro de jugo de caña es de 2 USD.

$$\text{Payback} = \frac{\text{Inversión inicial} + \text{costos de operación}}{\text{Beneficio}}$$
$$\text{Payback} = \frac{1879.56 \text{ USD} + \left(0.09 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}}\right) * 1.5\text{kW} * 2\text{h} * 52}{14 \text{ L} * 2 \frac{\text{USD}}{\text{L}} * \frac{52}{\text{años}}} = 1.3 \text{ años}$$

Es decir, el tiempo de retorno de la inversión para la fabricación e implementación del trapiche es de 1 año 3 meses 18 días.

7. Discusión

De acuerdo a la información recopilada se optó por el cálculo y diseño de un trapiche de dos masas seccionadas para uso familiar que procesa como materia prima la caña de tipo POJ-2878, para lo cual se planteó una metodología de cálculo que permitió obtener como resultado todos los componentes mecánicos diseñados con el material adecuado que soporte las cargas actuantes durante el proceso de producción.

Efectuando un ensayo de compresión con 5 muestras de caña de diámetros diferentes y de 30 cm de largo en una prensa hidráulica con pantalla digital (Controls) del laboratorio de mecánica de rocas de la Universidad Nacional de Loja, se pudo determinar que la fuerza de 6.4 kN y 20.01 kN para comprimir la caña a 25 y 5 mm respectivamente, al comparar estos resultados con la resistencia al aplastamiento de 7.64 y 11.86 kN que presenta la misma caña a separaciones de 10 y 5 mm planteada por la investigación de Trujillo gavilanes y Pazmiño Palma (2008), se evidencia que sus cargas son menores debido a parámetros como el diámetro variado de la caña y de la precisión de su mecanismo de medición que el autor utilizó.

En el proceso de diseño de las masas del trapiche artesanal elaborado por Guamán Pineda y Eulices (2021), utiliza dos masas de 50 mm de diámetro por una longitud de 27 cm y un agarre de 12 cm aquí se nota claramente el sobredimensionamiento ya que el área utilizable encargada del arrastre y aplastamiento es de 12 cm siendo la diferencia de longitud obsoleta en el proceso de molienda, por tal razón y tomando en cuenta el área de aplastamiento resultante de la caña en el ensayo realizado se plantea el uso dos masas escalonadas en acero inoxidable AISI 304 con diámetro de 100 mm por una longitud de 90 mm para la sección 1 y para la sección 2 se establece la reducción a 80 mm de diámetro por una longitud de 70 mm con separaciones diferentes que permite reducir la caña en dos etapas, además, siguiendo las recomendaciones del manual del ingeniero azucarero del autor Hugot y Espinoza (2018) se selecciona una velocidad de giro de las masas de 14 rpm.

En el proyecto de titulación del autor Trujillo gavilanes y Pazmiño Palma (2008) utiliza 3 masas ubicadas en forma de pirámide con 0.20 m de diámetro por 0.30 m de longitud separadas en 10 y 5 mm, debido al dimensionamiento de las masas y las fuerzas de aplastamiento la potencia requerida es de 4.77HP a 2000 rpm, el diseñador propone utilizar engranajes de 16 y 80 dientes con módulo de 4 y 6 mm respectivamente construidos en acero AS36-84 grado 120-90-02 hierro fundido y un sistema de poleas de doble canal en forma de V

con diámetro de 20 in y 3 in con el fin de reducir la velocidad de giro a 12rpm, por lo contrario al diseño propuesto se tiene una potencia para un motorreductor de 2HP a 29rpm , con un par de engranajes de 21 dientes con módulo de 5 mm construidos en acero AISI 8620, además, se establece una relación de reducción de 2.07 para llegar a 14 rpm siendo esta la velocidad a utilizarse en el proceso de molienda, es así, que se propone el uso de una catarina de hilera simple receptora de 35 dientes por 1 ¼ in de paso comunicada por cadena ANSI # 100 de 62 pasos de longitud a un piñón de 17 dientes, al utilizar directamente un motorreductor se hace evidente el ahorro de proponer varios sistema de reducción con el fin de llegar a la velocidad requerida.

Para el diseño de ejes del autor antes mencionado, calcula los esfuerzos estáticos y dinámicos de las cargas que actúan en él, obteniendo así un eje de 65 mm de diámetro fabricado en acero AISI 1020 laminado en frio con resistencia a la fluencia de 393 Mpa, con estos antecedentes se diseñó un eje de 50 mm de diámetro construido en acero al carbono AISI 4340 con resistencia a la fluencia de 469 Mpa, como se puede notar la resistencia varia debido a las cargas actuantes y el material con el que se quiere trabajar, ya que entre más duro sea el material menor será la dimensión del eje, pero se debe considerar por criterio de diseño que van enmarcado con la disponibilidad de material en el mercado, el costo de los mismos y la dificultad de mecanizado.

Si tomamos el costo de 2872 USD con 92 centavos que plantea Trujillo gabilanes y Pazmiño Palma (2008) para la fabricación de su trapiche de 3 masas y lo comparamos con la inversión resultante del análisis económico para la implementación de un trapiche de dos masas para uso familiar de 1879 USD con 56 centavos se evidencia una clara diferencia de precios, además, que el sistema de dos masas escalonadas cumple con la misma función de reducir la caña en dos etapas al igual que un trapiche de 3 masas, establecido el costo de inversión se calcula un tiempo de retorno de 1 año 3 meses 18 días.

8. Conclusiones

- En base a la investigación realizada en los diferentes documentos bibliográficos se analizó el proceso de molienda de la caña y de los diferentes modelos de trapiches actuales para determinar sus parámetros de diseño, con esta información se comprendió el proceso de la extracción del jugo, que empieza desde la cosecha, limpieza y eliminación de los abscesos, hasta que pasa por dos o más masas sincronizadas por engranajes, que a su vez, están comunicados por un sistema de transmisión de catarina y cadena hacia un motorreductor que cumple con la potencia requerida por el diseño, el producto obtenido se desliza por una bandeja metálica de acero inoxidable hasta un recolector.
- Se calculó, diseñó y seleccionó los elementos constitutivos del trapiche, obteniendo así la potencia requerida del motorreductor de 2HP a 29rpm, las masas están diseñadas en acero inoxidable AISI 304 para uso alimenticio con dos secciones de 9 y 7 cm de largo por un diámetro de 10 y 8 cm respectivamente, los ejes que soportarán el torque requerido para la molienda de la caña son de acero al carbono AISI 4340, con un diámetro de 5 cm, por una longitud de 36.5 cm que atraviesa a la masa 1 y de 41 cm para la masa 2. Las sincronizaciones de las masas se lleva a cabo por dos engranajes mecanizados en acero AISI 8620 SOQT con 21 dientes, módulo de 5 mm, altura del diente de 11.25 mm y un largo de 60 mm, las chavetas diseñadas son de dimensiones 14 mm de base por 9 mm de altura y un largo de 50mm, para el sistema de transmisión de potencia, se obtuvo por cálculo el diseño una catarina motriz de hilera simple con 17 dientes, una catarina receptora de 35 dientes y una cadena de rodillos simple número 100 con una longitud de 62 pasos . Para los soportes de las masas se seleccionó la plancha de hierro ASTM A570 con dimensiones de 0.33m x 0.15 m x 0.010 m unidas con pernos de 5/16 x 2 in a la base metálica de ángulo de 60mm x 5mm de espesor puesto a tierra, por último, se calculó la resistencia y el tiempo de desgaste del buje de bronce a 1mm en 468 horas de trabajo equivalente a 234 fines de semana, es decir, aproximadamente 4 años 6 meses.
- Se analizó los diferentes precios de los materiales constitutivos, los costos de construcción, instalación y funcionamiento del trapiche, llegando a la conclusión con un monto de inversión de 1879 USD con 56 centavos y un periodo de retorno de 1 año 3 meses 18 días, si se compara este costo con los existentes en el mercado (Anexo 2), se observa una clara diferencia de ahorro para la familia Coronel.

9. Recomendaciones

- Para proyectos futuros de diseño y de cálculo de este tipo de trapiches, se pone a consideración realizar simulaciones de elementos finitos sobre los elementos diseñados en la presente investigación, con la finalidad de detectar los errores de funcionamiento bajo condiciones de sobrecarga.
- En base a la información y metodología realizada en el presente Proyecto de Tesis, se recomienda parametrizar este diseño de trapiche para otros tipos de caña que se siembran en la localidad, como la de tipo PR 61-62° (caña de azúcar).
- Se recomienda realizar pruebas de aplastamiento de la caña con masas de mayor diámetro, para determinar la eficiencia de un trapiche escalonado tal como se presenta en este diseño. Ante el cumplimiento de los requerimientos de capacidad de molienda dadas por la familia Coronel, se pone a consideración de las partes interesadas realizar el análisis sobre la capacidad molienda e ingreso de dos y tres cañas al mismo tiempo, por cada sección.
- Realizar un análisis y diseño de un sistema que permita preparar la caña para la molienda de manera automática; iniciando con el proceso de limpieza y recirculación de la caña de una masa a otra.
- Aplicar la metodología planteada para diseñar un trapiche cuya capacidad de molienda sea de tipo industrial e identificar si el periodo de retorno de inversión de dicha máquina se aproxima al obtenido en la presente investigación.

10. Bibliografía

- Araya, J. (7 de noviembre de 2020). Trapiches eléctricos. Colonia Puntarenas. Obtenido de https://www.youtube.com/watch?v=lfnUx_4dDME&t=13s
- Bohman, I. (s.f.). Catálogo de Aceros de Ivan Bohman.
- Budynas, R. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Santa Fe: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGRAW-HILL.
- Concari, S., Pozzo, R. L., & Giorgi, S. M. (1999). *Estudios sobre el rozamiento en libros de Física de nivel Universitario*. Argentina: Core.
- Eidelman, A. O., García, L. C., & Cobos, O. F. (2013). Diseño y generación de transmisiones de potencia por correa trapecial en Solidworks mediante una aplicación en Visual Basic. *Revista Facultad de Ingeniería, UPTC, Julio - Diciembre de 2013, Vol 22, No. 35. pp. 35-46*, 12.
- FAG. (2006). Rodamientos Fag.
- Farina, J., Grigioni, L., & Palmegiani, M. (2015). *Física*. Argentina: Instituto Politécnico .
- Flores Garcia, J. C. (2008). *Sistemas de transmisión mecánica*. Argentina : Universidad Mayor de San Andrés.
- G. Budynas, R., & Nisbett, K. j. (2012). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley-novena edición*. México: Mc Graw Hill.
- Gualotuña Loachamin, L. E. (2013). *Identificación de variedades de caña panelera, en cuatro provincias del país para formar un banco de germoplasma, en pacto Pichincha*. Quito: Universidad central del Ecuador .
- Guamán Pineda, & Eulices, G. (2021). *Implementación de un trapiche artesanal a través del accionamiento de un motor eléctrico que hace girar dos rodillos para la extracción de*

- jugo de caña de azúcar en la provincia de Napo, cantón Tena, parroquia Cotundo.*
Latacunga: ESPE.
- Guaycha Maza, F. E. (2022). *Diseño de una máquina mezcladora para la fabricación de bocadillos.* Loja: UNL.
- Hugot, & Espinoza, E. (2018). *Manual del ingeniero zucarero.* Mexico: Continental.
- Intermec. (s.f.). *Piñones y Cadenas .* Bogotá.
- J. Hamrock, B., Jacobson, B. O., & Schmid, S. R. (2000). *Elementos de Máquinas.* México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORIES, S. A.
- Laucol. (2022). *Catálogo de productos eléctricos.*
- León Ledesma, M. C., Arellano Flores, G., & Correa Betanzo, J. (2015). *Motores de Corriente Alterna síncronos y Corriente Directa.* México: Pistas Educativas, Instituto Tecnológico de Celaya.
- López Arenales, J. C. (2018). *Proyectos de Ingeniería Mecánica.* México: Morelem.
- López, F., & Villaraga, C. (1994). *Análisis del proceso de la modienda de caña de azúcar en el trapiche de Totoro.* Cali.
- Medardo, E. D. (01 de 07 de 2004). *Respositorio UNL.* Obtenido de Respositorio UNL: <https://dspace.unl.edu.ec/jspui/bitstream/123456789/16440/1/Eras%2c%20Darwin%20Medardo.pdf>
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas.* México: Pearson.
- Ponce García , N. (2015). *Cultivos Agroindustriales de la caña de azúcar .* México: Universidad Autónoma del estado de México.
- Ramiírez, D., & P. A. (2017). *Guía técnica para el diseño y cálculo de engranajes reductores de velocidad.* Chile: Repositorio digital USM.

Ramírez Suárez, Á., & Arenas Mejía, L. (2016). *Tipificación técnica y socioeconómica de trapiches paneleros: una aplicación de análisis multivariado*. Colombia: Lebret.

Rodavigo, S. (s.f.). *Catálogo de Chavetas*.

Songor, O. V. (2015). *Diseño y simulación de una máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio*. Loja: Universidad Nacional de Loja.

Trujillo Gavilanes, M. A., & Pazmiño Palma, V. R. (2008). *Diseño, cálculo y construcción de un trapiche*. Riobamba: Escuela superior politécnica del Chimborazo.

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: Escuela Politécnica Nacional.

Weg. (s.f.). *Catálogo de motorreductores*.

11. Anexos

Anexo 1.

ENSAYO DE CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DE LA CAÑA AL APLASTAMIENTO.

INTRODUCCIÓN

El presente ensayo se efectúa con la finalidad de determinar la fuerza de aplastamiento necesaria para comprimir la caña de su diámetro inicial hasta 25 y 5 mm, dichas separaciones son las establecidas para extraer la mayor cantidad de jugo del trapiche a diseñar.

OBJETIVO

Determinar la fuerza de aplastamiento requerida para comprimir la caña a 25 y 5 mm.

MATERIALES

- Caña POJ 2878 de diferentes diámetros.
- Prensa hidráulica con pantalla digital (Controls).
- Libreta de apuntes.
- Calibrador.
- Cinta métrica.
- Dos masas de 100 mm de diámetro por 120 mm de largo.

PROCEDIMIENTO

- Adaptar las masas de 100 mm de diámetro en la prensa hidráulica del laboratorio de mecánica de rocas.
- Ubicar el nudo de la caña de forma horizontal entre la masa superior e inferior, teniendo en cuenta que estas estén paralelamente bien ubicadas.

- Aplicar fuerza hasta que las cañas tengan un espesor de 25 mm y 5 mm, en este punto, se debe tomar anotación de los valores arrojados en la pantalla digital, además, de medir con el calibrador la dimensión final de las cañas luego de haber sido comprimidas a las dimensiones señaladas.

RESULTADOS

Luego de seleccionar 5 muestras a diferentes diámetros de caña POJ 2878 con una longitud de 30 cm, se establece en la siguiente tabla de resultados.

Tabla 28. Resultados del ensayo de aplastamiento.

Número de medición	Caña Θ	Carga Q1	Carga Q2	Ancho de la huella de aplastamiento (ap) (25mm)	Ancho de la huella de aplastamiento (ap) (5mm)
		25mm	5mm		
	mm	kN	kN	mm	mm
1	54	6.4	10.8	52	66
2	48	5.8	11.8	45	62
3	44	5.5	13.2	43	58
4	42	5.4	18.7	42	55
5	39	4.8	20.01	40	51

En la siguiente figura se denota el ancho de la huella de aplastamiento (ap), es decir, las dimensiones finales luego de aplastar la caña a las separaciones señaladas.



Figura 80. Ancho de la huella de aplastamiento.

CONCLUSIÓN

- Mediante el ensayo de aplastamiento se determinó la fuerza necesaria para comprimir la caña a 25 y 5 mm, estableciendo, que para reducir la caña de mayor diámetro (54 mm) a 25 mm es necesaria una fuerza de 6.4 kN con un ancho final de aplastamiento de 52 mm, de igual manera, para una separación de 5mm y un diámetro de entrada de la caña de 25 mm es necesario una fuerza de 20.01 kN, con un ancho final de la huella de aplastamiento de 51 mm.

Nota: Para el diseño del trapiche se tomarán en cuenta las mayores fuerzas de aplastamiento tanto de la separación a 25 mm como a 5 mm.

FOTOGRAFIAS DEL ENSAYO



Figura 81. Masas de 100 mm de diámetro por 120 mm de largo.



Figura 82. Prensa Hidráulica con control de mando digital.



Figura 83. Colocación de las masas y la caña.



Figura 84. Posición final de la caña.



Figura 85. Medición manual de la separación entre masas.

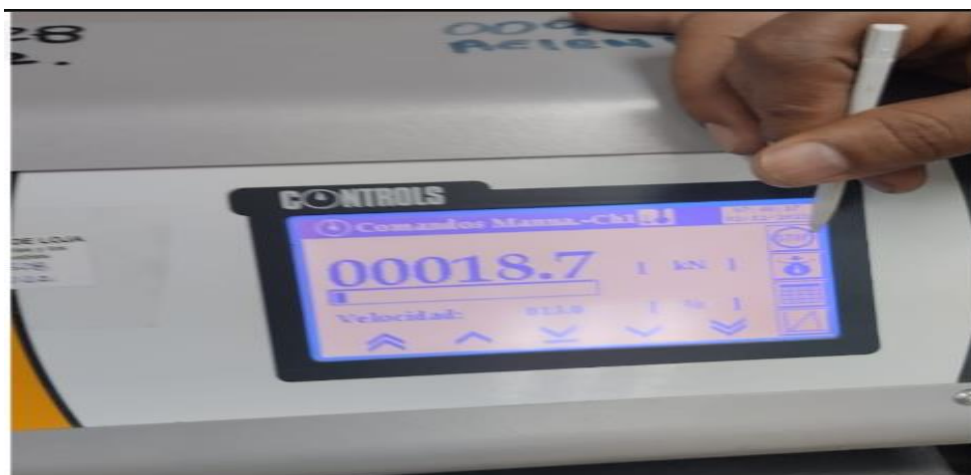


Figura 86. Pantalla de control.



Figura 87. Fuerza obtenida al reducir la caña a 5mm de un diámetro inicial de 54 mm.

FIRMAS DE RESPONSABILIDAD

Estudiante: Yonathan Adrian Coronel Bazarán.

Técnico Docente: Ing. Fernando Cuenca.

Ing. Supervisor de Laboratorio de mecánica de rocas.

Estudiante.

Anexo 2. Tablas y figuras utilizadas en el diseño de engranajes de dientes rectos.

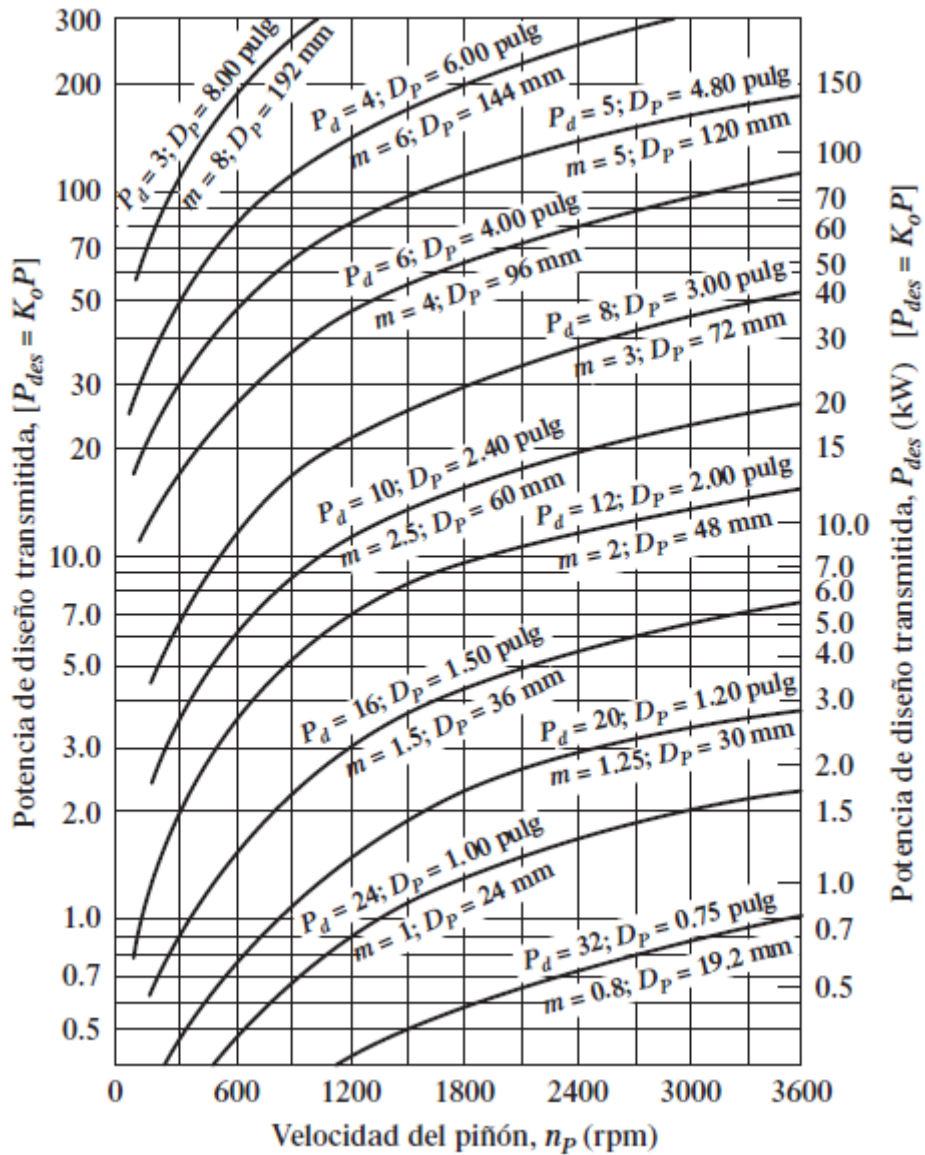


Figura 88. Potencia de diseño transmitida en función de la velocidad del piñón para engranajes rectos con distintos pasos y diámetros.

Fuente: (Mott, 2006); página 425.

Tabla 29. factor de sobrecarga K_0 .

Factores de sobrecarga sugeridos, K_0				
Máquina impulsada				
Fuente de potencia	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1	1,25	1,5	1,75
Choque ligero	1,2	1,4	1,75	2,25
Choque moderado	1,3	1,7	2	2,75

Fuente: (Mott, 2006); página 405.

Tabla 30. Coeficiente elástico C_p .

Coeficiente elástico, C_p							
Material y módulo de elasticidad							
E_g , lb/pulg ² (Mpa), del engrane							
Material del piñón	Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (Mpa)	Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fuente: (Mott, 2006); página 416.

Tabla 31. Número de calidad Q_v.

Números de calidad AGMA recomendados			
Aplicación	Número de calidad	Aplicación	Número de calidad
Accionamiento de temblor mezclador de cemento	3-5	Taladro pequeño	7-9
Horno de cemento	5-6	Lavadora de ropa	8-10
Impulsadores de laminadoras de acero	5-6	Prensa de impresión	9-11
Cosechadoras de granos	5-7	Mecanismo de computo	10-11
Grúas	5-7	Transmisión de automotriz	10-11
Prensas de punzonado	5-7	Accionamiento de antena de radar	10-12
Transportador de mina	5-7	Accionamiento de propulsión marina	10-12
Máquina para fabricar cajas de papel	6-8	Accionamiento de motor de avión	10-13
Mecanismo de medidores de gas	7-9	Giroscopio	12-14
Accionamiento de máquinas herramienta y de otros sistemas mecánicos de alta calidad			
Velocidad de la línea de paso (pies/min)	Número de calidad		Velocidad de la línea de paso
0-8000	6-8		0-4
800-2000	8-10		4-11
2000-4000	10-12		11-22
más de 4000	12-14		más de 22

Fuente: (Mott, 2006); página 394.

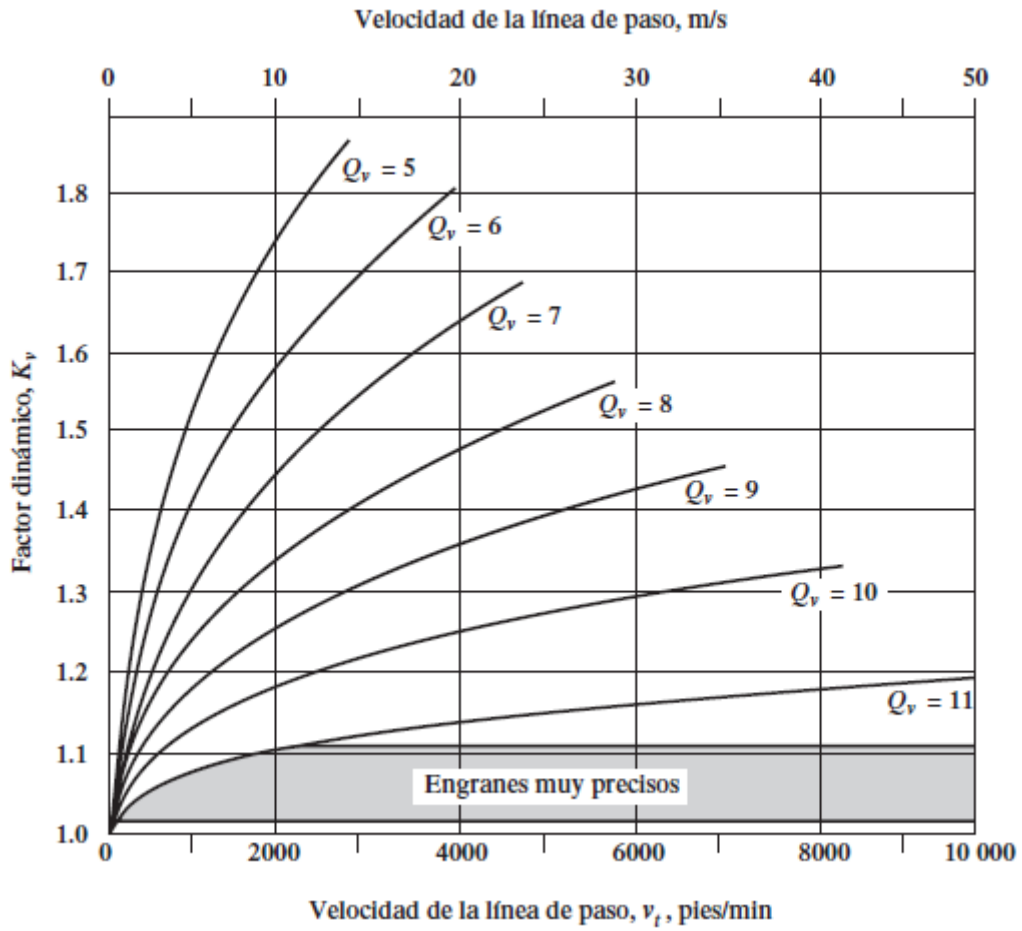
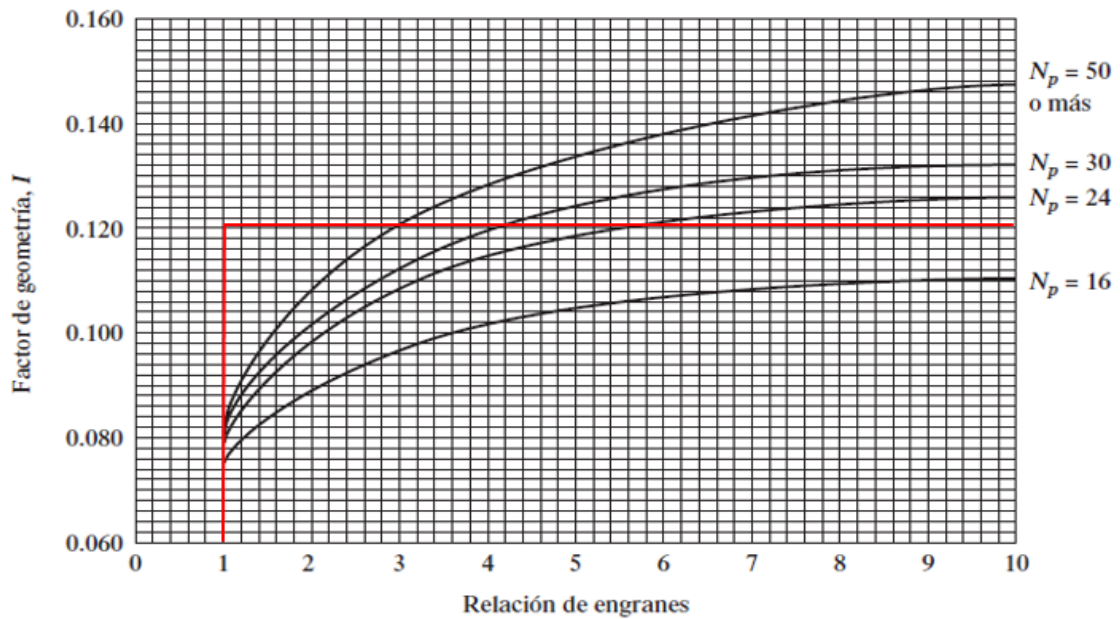


Figura 89. Factor dinámico (K_v).

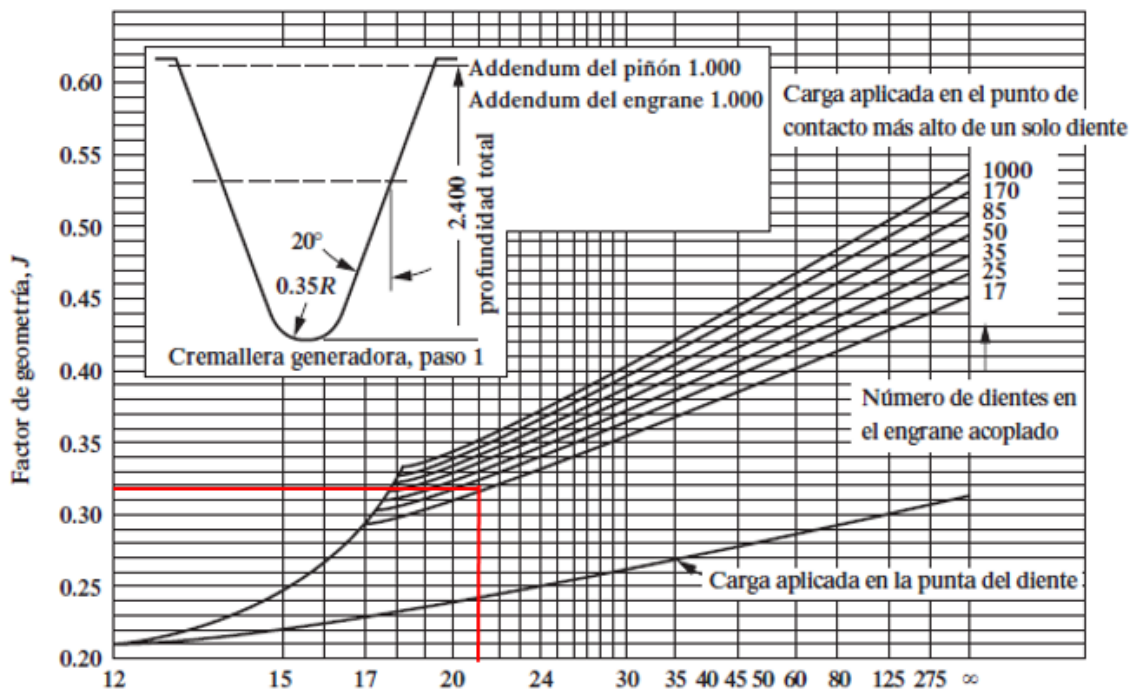
Fuente: (Mott, 2006); página 409.



a) Ángulo de presión 20° , profundidad completa (addendum normal = $1/P_d$)

Figura 90. Factor de geometría del diente del engranaje (I).

Fuente: (Mott, 2006); página 418.



Número de dientes para el cual se desea el factor de geometría:

a) Engrane recto 20° : addendum normal

Figura 91. Factor de geometría del diente.

Fuente: (Mott, 2006); página 403.

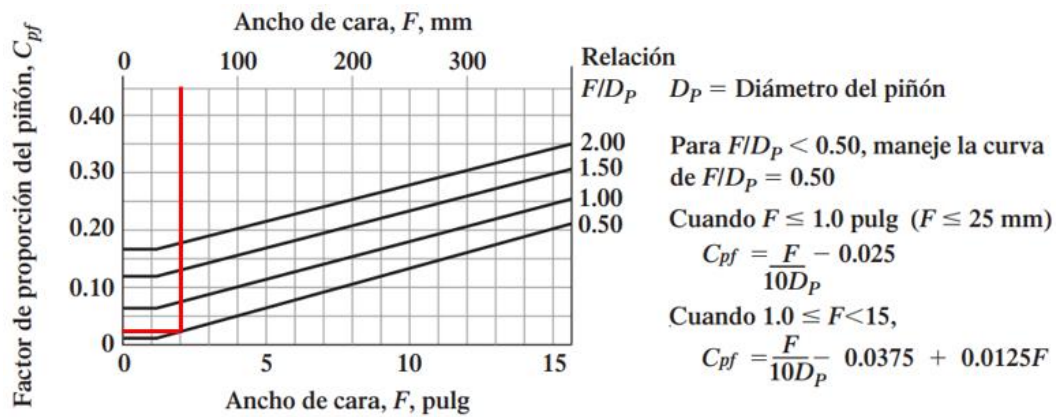


Figura 92. Factor de proporción del piñón.

Fuente: (Mott, 2006); página 407.

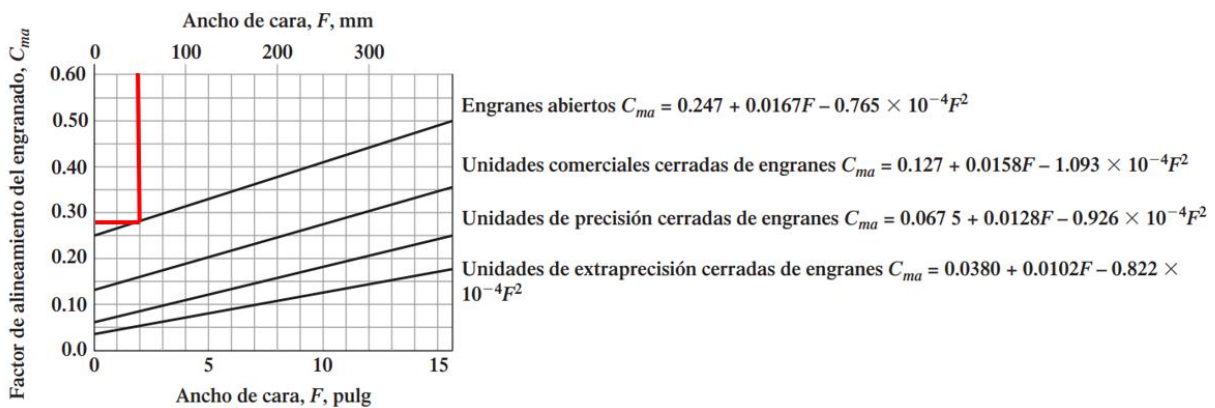


Figura 93. Factor de alineamiento del engranado.

Fuente: (Mott, 2006); página 407.

Tabla 32. Factor de tamaño K_s .

Factores de tamaño sugeridos, K_s		
Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≥ 5	1
4	6	1,05
3	8	1,15
2	12	1,25
1,25	20	1,4

Fuente: (Mott, 2006); página 405.

Tabla 33. Factor de confiabilidad K_R .

Factor de confiabilidad, K_R	
Confiabilidad	K_R
0.90. una falla en 10	0,85
0.99. una falla en 100	1
0.999. una falla en 1000	1,25
0.9999. una falla en 10 000	1,5

Fuente: (Mott, 2006); página 412.

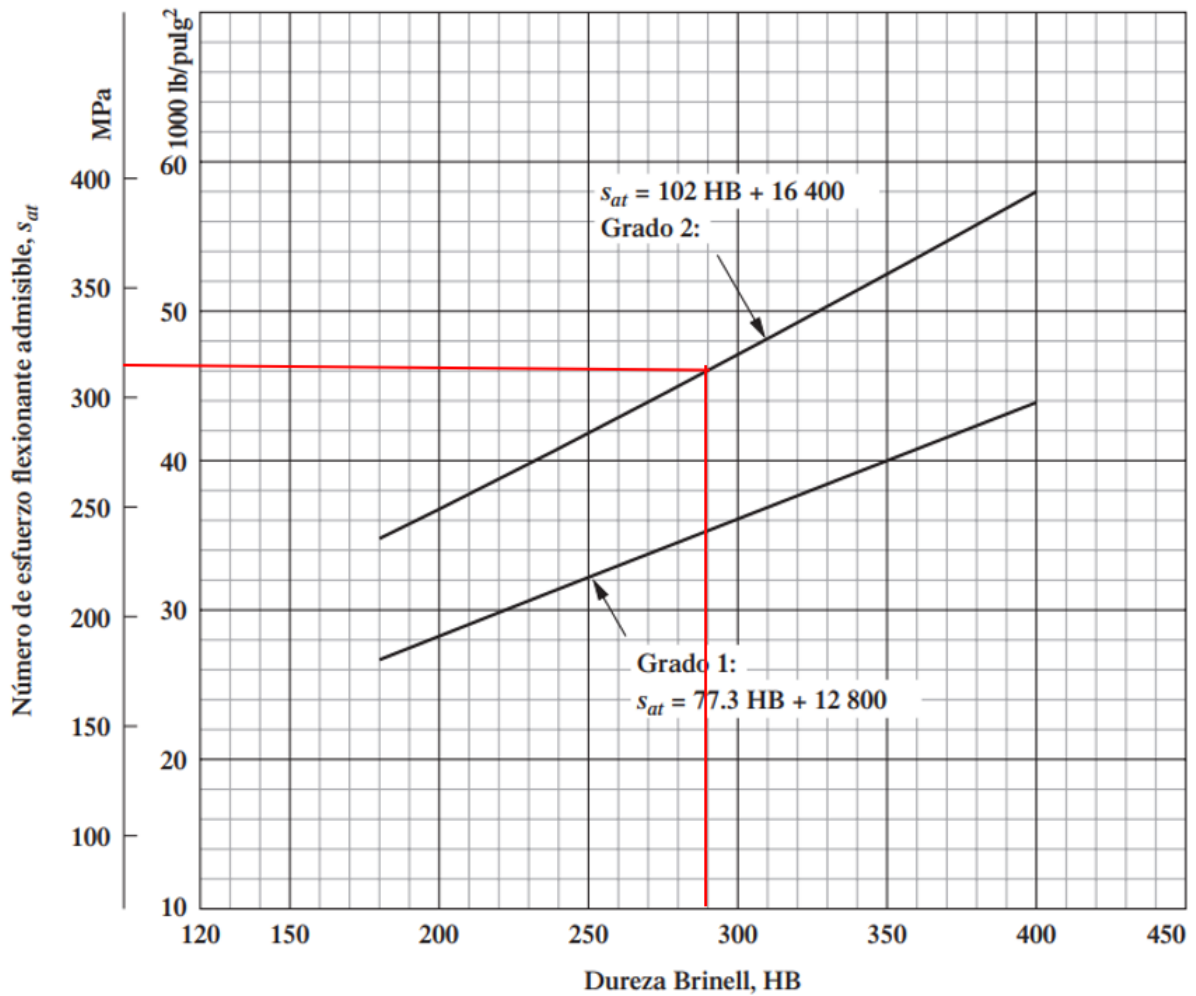


Figura 94. Número de esfuerzos flexionantes admisibles para engranajes de acero templado total.

Fuente: (Mott, 2006); página 395.

Tabla 34. Número de esfuerzos admisibles para materiales de engranes de acero.

Número de esfuerzo admisible para materiales de engranes de acero templado.						
Dureza en la superficie	Número de esfuerzo flexionante admisible, S_{at} (ksi)			Número de esfuerzo de contacto admisible, S_{ac} (ksi)		
	Grado 1	Grado 2	Grado 3	Grado 1	Grado 2	Grado 3
Templado por llama o por inducción:						
50 HRC	45	55		170	190	
54 HRC	45	55		175	195	
Cementado y templado						
55-64 HRC	55			180		
58-64 HRC	55	65	75	180	225	275
Aceros templados totales y nitrurados:						
83.5 HR 15N				150	163	175
84.5HR 15N				151	168	180
Nitrurados, nitralloy 135 M:						
87.5 HR 15N						
90.0 HR 15N				170	183	195
Nitrurados, nitralloy 135 N:						
87.5 HR 15N						
90.0 HR 15N				172	188	205
Nitrurados, 2.5% de cromo (sin aluminio):						
87.5 HR 15N				155	172	189
90.0 HR 15N				176	196	216

Fuente: (Mott, 2006); página 397.

Tabla 35. Propiedades de los aceros cementados para engranajes.

Propiedades del interior								
Designación de material	Condición	Resistencia de tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 in)	Dureza Brinell (HB)	Dureza superficial (HRC)
(Número AISI)		(Ksi)	(Mpa)	(Ksi)	(Mpa)			
1015	SWQT 350	106	731	60	414	15	217	62
1020	SWQT 350	129	889	72	496	11	255	62
1022	SWQT 350	135	931	75	517	14	262	62
1117	SWQT 350	125	862	66	455	10	235	65
1118	SWQT 350	144	993	90	621	13	285	61
4118	SOQT 300	143	986	93	641	17	293	62
4118	DOQT 300	126	869	63	434	21	241	62
4118	SOQT 450	138	952	89	614	17	277	56
4118	DOQT 450	120	827	63	434	22	229	56
4320	SOQT 300	218	1500	178	1230	13	429	62
4320	DOQT 300	151	1040	97	669	19	302	62
4320	SOQT 450	211	1450	173	1190	12	415	59
4320	DOQT 450	145	1000	94	648	21	293	59
4620	SOQT 300	119	820	83	572	19	277	62
4620	DOQT 300	122	841	77	531	22	248	62
4620	SOQT 450	115	793	80	552	20	248	59
4620	DOQT 450	115	793	77	531	22	235	59
4820	DOQT 300	207	1430	167	1150	13	415	61
4820	DOQT 300	204	1405	165	1140	13	415	60
4820	SOQT 450	205	1410	184	1270	13	415	57
4820	DOQT 450	196	1350	171	1180	13	401	56
8620	SOQT 300	188	1300	149	1030	11	388	64
8620	DOQT 300	133	917	83	572	20	269	64
8620	SOQT 450	167	1150	120	827	14	341	61
8620	DOQT 450	130	896	77	531	22	262	61
E9310	SOQT 300	173	1190	135	931	15	363	62
E9311	DOQT 300	174	1200	139	958	15	363	60
E9312	SOQT 450	168	1160	137	945	15	341	59
E9313	DOQT 450	169	1170	138	952	15	352	58

Notas: Se muestra las propiedades para un solo conjunto de pruebas a barra redonda de 1/2 in.

SWQT: Templado una vez en agua y revenido.

SOQT: Templado una vez en aceite y revenido.

DOQT: Templado doble en aceite y revenido.

Temperatura de revenido: 300 y 400 °F. Acero cementado durante 8 horas.

Fuente: (Mott, 2006); página 899.

Anexo 3. Tabla 36. **Factor de servicio para máquinas motrices.**

Máquinas motrices	Motores eléctricos cd= 2cn, Motores térmicos multicilindricos > 600rpm.			Motores eléctricos c maxi > 2 cn, Monocilindricos < 600 rpm.		
	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d
Cargas uniformes ligeras: Agitadores para líquidos, bombas y compresores centrífugos ventiladores hasta 7,5 Kw.	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Cargas uniformes medias: Transportadores de cinta (arena, grano), ventiladores superiores a 7,5 Kw, generadores alternadores, máquinas, herramientas, máquinas de artes gráficas, prensas, cizallas, lavadoras, bombas rotativas.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Cargas irregulares con sobrecargas: Maquinaria para ladrillos y cerámica, elevadores con canjilones, compresores y bombas de pistones, maquinaria papel, pulverizadores, maquinaria textil.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Cargas irregulares y sobrecargas importantes: Molinos, machacadoras, laminadoras, calandras, mezcladoras, grúas, dragas.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Cargas muy irregulares y grandes cargas.	2	2	2	2	2	2

Fuente: (Eidelman, García, & Cobos, 2013).

Anexo 4.

Tabla 37. Propiedades de los metales.

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Relación de Poisson ν	Peso específico w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		Ibf/pulg ³	Ibf/ft ³	KN/m ³
Aluminio (todas las aleaciones)	10.4	71.7	3.9	26.9	0.333	0.098	169	26.6
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Acero al carbono	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Hierro fundido (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Abeto Douglas	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Metal Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Plata niquelada	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Acero inoxidable (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0
Aleaciones de titanio	16.5	114.0	6.2	42.4	0.340	0.160	276	43.4

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008); página 971.

Anexo 5. Características del Motorreductor.


Información técnica del producto			
Tipo de reductor :	Moto-reductor de engranajes helicoidales		
Tipo :	CG083-11P-90S/L-02E-HT-TH-TF		
Datos operación :			
Temperatura ambiente :	+20		°C
Régimen de servicio :	S1		
Características reductor :			
Potencia térmica máx. permanente a +20 °C y servicio S1 :	14		[kW]
Velocidad de salida :	29		[r.p.m.]
Par de salida :	488		[Nm]
Factor de servicio :	3.20		
Gear stages :	3		
Relación de reducción :	119.68		
Juego circunferencial (min-máx) :	5' - 12'		
Par de entrada admisible FB1 :	13		[Nm]
Velocidad entrada máx. perm. :	5200		[r.p.m.]
Forma montaje :	M1		
Eje de salida :	Ø 50 k6 x 100		[mm]
Chavetero :	DIN6885.1		
Pintura :	LC1 - Instalación interior, atmósfera neutra NDFT 60 µm (C1 - DIN EN ISO 12944-5)		
Color :	RAL 7011 (Gris hierro)		
Lado entrada :			
Tipo :	montaje directo		
Eje entrada :	Ø 24 j6		
Brida entrada :	FC120		
Otras ejecuciones del reductor :			
Lubrificante :	Aceite mineral - CLP ISO VG220		
Características motor :			
Serie :	Motor Modular WEG (EUSAS)		
Housing material :	Aluminio		
Rendimiento η :	IE3-85.5%		
Serie motores :	11P		
Potencia motor :	1.5		[kW]
Velocidad nominal :	3510		[r.p.m.]
Par nominal :	4.1		[Nm]
Tensión :	265/460		[V]
Frecuencia :	60		[Hz]
Conexiónado :	D/Y		
Intensidad nominal :	5.17 / 2.98		[A]
Arranque a intensidad nominal :	11.6		
Creado en 09.11.2022		Creado por ca9CAD 6.0.2458.404	
		Sujeto a cambios.	
		1 / 3	

Figura 95. Características del Motorreductor.

Fuente: (Weg).

Anexo 6. Tabla 38. Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único de torón sencillo de una catarina de 17 dientes.

velocidad de la catarina, rpm		Número AISI de cadena								
		60	80	100	120	140	160	180	200	240
50	Tipo A	1.24	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
100		2.31	5.38	10.3	17.4	26.9	39.1	54	71.6	115
150		3.32	7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103	166
200	Tipo B	4.30	10	19.2	32.5	50.3	72.9	101	134	215
300		6.20	14.5	27.7	46.8	72.4	105	145	193	310
400		8.03	18.7	35.9	60.6	93.8	136	188	249	359
500		9.81	22.9	43.9	74.1	115	166	204	222	0
600		11.6	27.0	51.7	87.3	127	141	155	169	
700		13.3	31.0	59.4	89	101	112	123	0	
800		15.0	35.0	63	72.8	82.4	91.7	101		
900		16.7	39.9	52.8	61	69.1	76.8	84.4		
1000		18.3	37.7	45	52.1	59	65.6	72.1		
1200		21.6	28.7	34.3	39.6	44.9	49.9	0		
1400		18.1	22.7	27.2	31.5	35.6	0			
1600		14.8	18.6	22.3	25.8	0				
1800		12.4	15.6	18.7	21.6					
2000	10.6	13.3	15.9	0						
2500	7.57	9.56	0.4							
3000	5.76	7.25	0							
		TIPO C				TIPO C'				
Nota:	Tipo A, lubricación manual o por goteo; Tipo B, lubricación por baño o disco; Tipo C, lubricación por chorro; Tipo C', por decisión de fabricante									

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008), página 904, normativa ANSI B29.1-1975.

Anexo 7. Tabla 39. Dimensiones de cadenas estándares de rodillo americanas: torón sencillo.

Número de cadenas ANSI	Paso Pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lbf (N)	Peso promedio, lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamento de hileras múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1760 (7830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1500 (6670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	-
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3130 (13920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4880 (21700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7030 (31300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (2278)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12500 (55600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19500 (86700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28000 (124500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38000 (169000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50000 (222000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63000 (280000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78000 (347000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	12000 (498000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008); página 875.

Anexo 8. *Tabla 40. Factores de servicio para transmisiones por cadena.*

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica.
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (máquinas herramientas, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamiento de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

Fuente: (Mott, 2006); página 290.

Anexo 9.**Tabla 41. Factores de corrección de dientes k_1 .**

Número de dientes en catarina impulsora	Potencia pre extremo k_1	Potencia pos extremo, k_1
11	0.62	0.52
12	0.69	0.59
13	0.75	0.67
14	0.81	0.75
15	0.87	0.83
16	0.94	0.91
17	1.00	1.00
18	1.06	1.09
19	1.13	1.18
20	1.19	1.28
N	$(N_i/17)^{1.08}$	$(N_i/17)^{1.5}$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008); página 80.

Tabla 42. Factores de hileras múltiples K2.

Número de hileras	K2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008); página 880.

Anexo 10.

Criterios para el factor de seguridad.

Tabla 43. Características de factor de seguridad A, B, y C.

Características		B =				
		mb	b	r	p	
A = mb	C =	mb	1.1	1.3	1.5	1.7
		b	1.2	1.45	1.7	1.95
		r	1.3	1.6	1.9	2.2
		p	1.4	1.75	2.1	2.45
A = b	C =	mb	1.3	1.55	1.8	2.05
		b	1.45	1.75	2.05	2.35
		r	1.6	1.95	2.3	2.65
		p	1.75	2.15	2.55	2.95
A = r	C =	mb	1.5	1.8	2.1	2.4
		b	1.7	2.05	2.4	2.75
		r	1.9	2.3	2.7	3.1
		p	2.1	2.55	3.0	3.45
A = p	C =	mb	1.7	2.15	2.4	2.75
		b	1.95	2.35	2.75	3.15
		r	2.2	2.65	3.1	3.55
		p	2.45	2.95	3.45	3.95
mb=muy bien b=bien r=regular p=pobre						
A = calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección						
B = control sobre la carga aplicada						
C = exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o de la experiencia con partes similares						

Fuente: (J. Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000).

Anexo 11. *Tabla 44. Características de factor de seguridad D y E.*

Características		D =		
		ns	s	ms
E =	ns	1.0	1.2	1.4
	s	1.0	1.3	1.5
	ms	1.2	1.4	1.6
ms = muy serio s=serio ns=no serio				
D = peligro para el personal				
E = impacto económico				

Fuente: (J. Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000).

Anexo 12. Tabla 45. **Factor de esfuerzos dinámicos.**

Lugar de aplicación	Valor f_L
Machacadoras de mandíbulas	3 ... 3,5
Trituradoras, machacadoras de rodillos	3 ... 3,5
Molino de mandíbulas, de impacto y de martillos	4 ... 5
Molino de tubos	4 ... 5
Molinos vibratorios	2 ... 3
Molinos de pulverizado	4 ... 5
Cribas vibratorias	2,5 ... 3
Prensas para briquetas	3,5 ... 4
Rodillos para hornos giratorios	4 ... 5

Fuente: (FAG, 2006).

Anexo 13. Tabla 46. **Factor de seguridad por la transmisión instalada.**

Transmisiones por correa y cable	Valor de f_z
Transmisión por cadena	1,5
Correas trapeciales	2 ... 2,5
Correas de fibra	2 ... 3
Correas de cuero	2,5 ... 3,5
Bandas de acero	3 ... 4
Correas - Cadena	1,5 ... 2

Fuente: (FAG, 2006).

Anexo 14. Propiedades del acero inoxidable AISI 304.

ACEROS INOXIDABLES

CRITERIOS DE SELECCIÓN DEL ACERO INOXIDABLE:

- Resistencia a la corrosión y durabilidad general
- Alta resistencia mecánica a alta temperatura y buena resistencia y ductilidad a baja temperatura: Excelente resistencia, ductilidad y tenacidad sobre un amplio rango de temperaturas, desde criogénicas hasta mayores a 1000 °C, dependiendo del tipo de acero inoxidable.
- Atractiva apariencia: El acero inoxidable es un material moderno, que mantiene su apariencia a lo largo del tiempo, lo cual es uno de sus principales características.
- Fácil de trabajar: El acero inoxidable puede ser fácilmente conformable, mediante diferentes técnicas como embutición, doblado, rolado, soldadura, etc .
- El acero inoxidable no altera el sabor de los productos alimenticios: Esta es una importante propiedad para alimentos e industria de bebidas.
- El acero inoxidable es fácil de limpiar, desinfectar o esterilizar y tiene perfecta resistencia a los agentes usados para esos propósitos como por ej. Vapor a alta presión para esterilización.
- Bajos costos: Cuando se calcula el precio de inversión inicial más los bajos costos de mantenimiento, el acero inoxidable resulta un material barato.
- Reciclable: El acero inoxidable es 100% reciclable

EQUIVALENCIAS Y PROPIEDADES

AISI	Resistencia a la tracción (Kg/mm ²)	Resistencia a la cedencia mín. (Kg/mm ²)	Elongación %	Dureza HB (max)	W. Nr	A/ NOR	European Designation	SS
304	54-75	23	40-50	190	1.4301	Z7C N18-09	X5CrNi18-10	2332

BARRAS 304

REDONDO

Diámetro (pulg)	Peso (kg/m)	Diámetro (pulg)	Peso (kg/m)
3/16	0,1	2	15,9
1/4	0,2	2 1/4	20,1
5/16	0,4	2 1/2	24,9
3/8	0,6	2 3/4	30,1
1/2	1,0	3	35,8
5/8	1,6	3 1/2	48,7
3/4	2,2	4	63,6
7/8	3,0	4 1/2	80,5
1	4,0	5	99,4
1 1/8	5,0	5 1/2	120,3
1 1/4	6,2	6	143,2
1 1/2	8,9	8	254,6
1 3/4	12,2		

Figura 96. Propiedades del acero inoxidable AISI 304.

Fuente: (Bohman), página 39.

Anexo 15.

Tabla 47. Selección de chaveta.

Campo de aplicación		Chaveta			Chavetero											
		Sección		Largo						Profundidad						
Diámetro del eje d.	Dimen normal	Toleran sobre	Dim. Nom.	Tolerancia sobre b							Eje		cubo			
				bxh	B ^{h9}	H*	b	Por eje			Por cubo		t1		t2	
								H9	N9	P9	D10	Js9	P9	Nom	Tol	Nom
De	6	2x2	0	0	2	+0,025	-0,004	-0,060	+0,060	+-0,012	-0,006	1,2	1			
Hasta	8															
Más de	8	3x3	-0,025	-0,025	3	0	0	-0,031	+0,020		-0,031	1,8	1,4			
Hasta	10															
Más de	10	4x4	0	0	4	+0,030	0	-0,012	+0,078	+-0,015	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1	
Hasta	12															0
Más de	12	5x5	-0,030	-0,030	5	0	-0,030	-0,042	+0,030		-0,042	3	2,3			
Hasta	17															
Más de	17	6x6	0	0	6	+0,036	0	-0,015	+0,098	+-0,018	-0,015	3,5	3,5			
Hasta	22															
Más de	22	8x7	-0,036	0	8	0	-0,036	-0,051	+0,040		-0,051	5	3,3			
Hasta	30															
Más de	30	10x8	0	-0,090	10	+0,043	0	-0,018	+0,120	+-0,021	-0,018	5	3,3			
Hasta	38															
Más de	38	12x8	0	-0,090	12	0	-0,043	-0,061	+0,050		-0,061	5,5	+0,2	3,8	+0,2	
Hasta	44															0
Más de	44	14x9	-0,043	0	14	0	-0,043	-0,061	+0,050		-0,061	6	4,3			
Hasta	50															
Más de	50	16x10	0	0	16	+0,043	0	-0,018	+0,120	+-0,021	-0,018	6	4,3			
Hasta	58															

Fuente: (Rodavigo); Bajo estándares de la normativa UNI 6604-69 – din 6885

Anexo 16. *Tabla 48. Propiedades del acero al carbono AISI 4340.*

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de influencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(Ksi)	Mpa	(Ksi)	(Mpa)		
4340	Recocido	108	745	68	469	22	217
4340	OQT 1300	140	965	120	827	23	280
4340	OQT 1000	171	1180	158	1090	16	363
4340	OQT 700	230	1590	206	1420	12	461
4340	OQT 400	283	1950	228	1570	11	555

Fuente: Extracto de la tabla del Apéndice 3 del libro de Robert Mort; página 894.

Anexo 17. *Tabla 49. Propiedades de los aceros al carbono para chavetas.*

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de influencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(Ksi)	Mpa	(Ksi)	(Mpa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121

Fuente: (Mott, 2006), extracto del apéndice 3 de la página 894.

Anexo 18. Tabla 50. Valores del factor de forma de Lewis Y (estos valores son para un ángulo normal de presión de 20°).

Número de dientes	Y
12	0.245
13	0.261
14	0.277
15	0.290
16	0.296
17	0.303
18	0.309
19	0.314
20	0.322
21	0.328
22	0.331
24	0.337
26	0.346

Fuente: (Mott, 2006).

Anexo 19. Tabla 51. Dimensiones de roscas hexagonales.

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal Regular	Gruesa Ranurada	Contratuercas
1/4	7/16	7/32	9/32	5/32
5/16	1/2	17/64	21/64	3/16
3/8	9/16	21/64	13/32	7/32
7/16	11/16	3/8	29/64	1/4
1/2	3/4	7/16	9/16	5/16
9/16	7/8	31/64	39/64	5/16
5/8	15/16	35/64	23/32	3/8
3/4	1 1/8	41/64	13/16	27/64
7/8	1 5/16	3/4	29/32	31/64
1	1 1/2	55/64	1	35/64
1 1/8	1 11/16	31/32	1 5/32	39/64
1 1/4	1 7/8	1 1/16	1 1/4	23/32
1 3/8	2 1/16	1 11/64	1 3/8	25/32
1 1/2	2 1/4	1 9/32	1 1/2	27/32

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008); página 1019.

Anexo 20. *Tabla 52. Dimensiones básicas de arandelas simples estándar estadounidenses (pulgadas).*

Tamaño del sujetador	Tamaño de la arandela	Diámetro		Espesor
		DI	DE	
#6	0.138	0.156	0.375	0.049
#8	0.164	0.188	0.438	0.049
#10	0.190	0.219	0.500	0.049
#12	0.216	0.250	0.562	0.065
1/4 N	0.250	0.281	0.625	0.065
1/4 W	0.250	0.312	0.734	0.065
5/16 N	0.312	0.344	0.688	0.065
5/16 W	0.312	0.375	0.875	0.083
3/8 N	0.375	0.406	0.812	0.065
3/8 W	0.375	0.438	1.000	0.083
7/16 N	0.438	0.469	0.922	0.065
7/16 W	0.438	0.500	1.250	0.083
1/2 N	0.500	0.531	1.062	0.095
1/2 W	0.500	0.562	1.375	0.109
9/16 N	0.562	0.594	1.156	0.095
9/16 W	0.562	0.625	1.469	0.109
5/8 N	0.625	0.656	1.312	0.095
5/8 W	0.625	0.688	1.750	0.134
3/4 N	0.750	0.812	1.469	0.134
3/4 W	0.750	0.812	2.000	0.148

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008); página 1020.

Anexo 21. *Tabla 53. Diámetros y área de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF.*

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal	Roscas por pulgada, N	Serie gruesa-UNC	Área del diámetro menor A_{r1} pulg ²	Roscas por pulgada, N	Serie final-UNF	Área del diámetro menor A_{r1} pulg ²
			Área de esfuerzo de tensión A_{t1} pulg ²			Área de esfuerzo de tensión A_{t1} pulg ²	
0	0.0600				80	0.00180	0.00151
1	0.0730	64	0.00263	0.00218	72	0.00278	0.00237
2	0.0860	56	0.00370	0.00310	64	0.00394	0.00339
3	0.0990	48	0.00487	0.00406	56	0.00523	0.00451
4	0.1120	40	0.00604	0.00496	48	0.00661	0.00566
5	0.1250	40	0.00796	0.00672	44	0.00880	0.00716
6	0.1380	32	0.00909	0.00745	40	0.01015	0.00874
8	0.1640	32	0.0140	0.01196	36	0.01474	0.01285
10	0.1900	24	0.0175	0.01450	32	0.0200	0.0175
12	0.2160	24	0.0242	0.0206	28	0.0258	0.0226
1/4	0.2500	20	0.0318	0.0269	28	0.0364	0.0326
5/16	0.3125	18	0.0524	0.0454	24	0.0580	0.0524
3/8	0.3750	16	0.0775	0.0678	24	0.0878	0.0809
7/16	0.4375	14	0.1063	0.0933	20	0.1187	0.1090
1/2	0.5000	13	0.1419	0.1257	20	0.1599	0.1486
9/16	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
5/8	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
3/4	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008); página 395.

Anexo 22. *Tabla 54. Parámetros de la rigidez de varios materiales.*

Material Usado	Relación de Poisson	Módulo de elasticidad		A	B
		Gpa	Mpsi		
Acero	0.291	207	30.0	0.78715	0.62873
Aluminio	0.334	71	10.3	0.79670	0.63816
Cobre	0.326	119	17.3	0.79568	0.63553
Hierro fundido	0.211	100	14.5	0.77871	0.61616
gris					
Expresión				0.78952	0.62914
General					





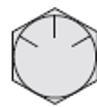
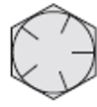


Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008); página 412.

Anexo 23. *Tabla 55. Propiedades mecánicas de tres metales no ferrosos.*

Número ASTM	Resistencia a la tensión S_{ut} , kpsi	Resistencia a la compresión S_{uc} , kpsi	Módulo de rotura por cortante S_{su} , kpsi	Módulo de elasticidad, Mpsi		Límite de la resistencia a la fatiga * S_e , kpsi	Dureza Brinell H_B	Factor de concentración al esfuerzo a la fatiga K_f
				Tensión ^t	Torsión			
20	22	83	26	9.6-14	3.9-5.6	10	156	1.00
25	26	97	32	11.5-14.8	4.6-6.0	11.5	174	1.05
30	31	109	40	13-16.4	5.2-6.6	14	201	1.10
35	36.5	124	48.5	14.5-17.2	5.8-6.9	16	212	1.15
40	42.5	140	57	16-20	6.4-7.8	18.5	235	1.25
50	52.5	164	73	18.8-22.8	7.2-8.0	21.5	262	1.35
60	62.5	187.5	88.5	20.4-23.5	7.8-8.5	24.5	302	1.50

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008); página 1010.

Anexo 24. Tabla 56. Especificaciones SAE para pernos de acero.

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima, *kpsi	Resistencia a mínima a la tensión, *kpsi	Resistencia a mínima a la fluencia, *kpsi	Material	Marca en la cabeza	
1	1/4 a 1 1/2	33	60	36	Acero de bajo a medio carbono		
2	1/4 a 3/4 7/8 a 1 1/2	55 33	74	60 57	36	Acero de bajo a medio carbono	
4	1/4 a 1 1/2	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío		
5	1/4 a 1 1 1/8 a 1 1/2	85 74	120 105	92 81	Acero de medio carbono, T y R		
5.2	1/4 a 1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R		
7	1/4 a 1 1/2	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R		
8	1/4 a 1 1/2	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono, T y R		
8.2	1/4 a 1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R		

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008); página 414.

Anexo 25. Modelo de trapiche eléctrico para uso comercial.

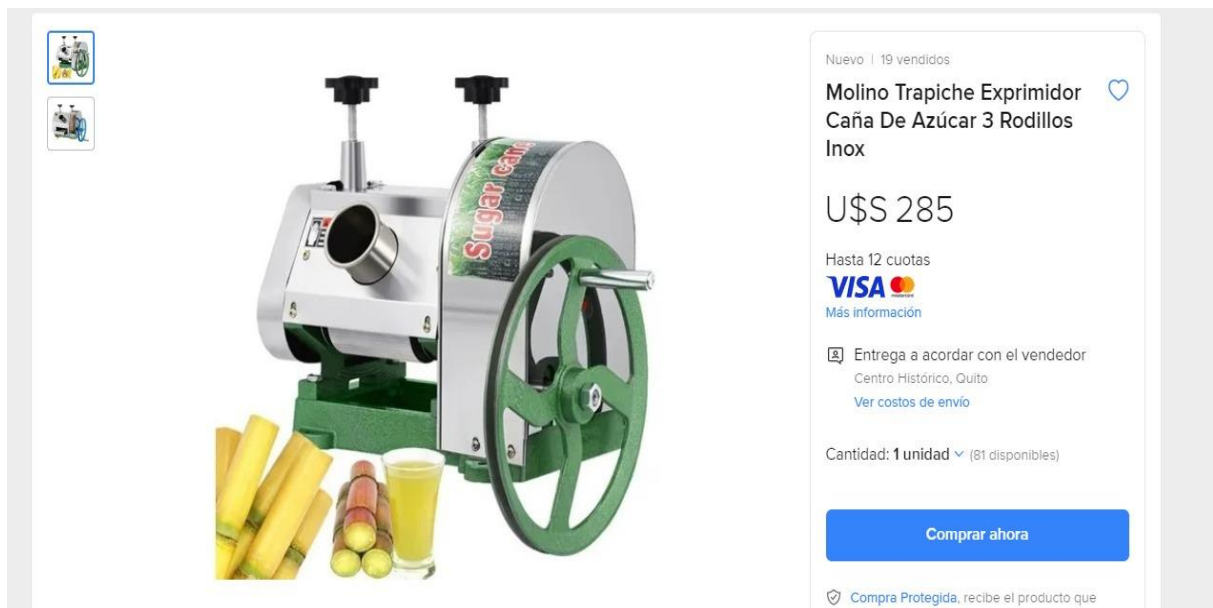


Figura 97. Modelo de trapiche eléctrico para uso comercial.

Anexo 26. Planos de la máquina.

Anexo 27. Certificado de la traducción del resumen.

Lic. Mercedes Thamara Pazmiño Toledo Mgs.
0992198377
thammypazto@yahoo.es
Loja - Ecuador

Loja, 25 de Agosto del 2023

La suscrita Lic. Mercedes Thamara Pazmiño Toledo Mgs. A petición de la parte interesada y en forma legal.

CERTIFICA:

Que la traducción del documento adjunto solicitado por el Sr. Yonathan Adrian Coronel Bazarán, con cédula de ciudadanía C.I. 1105689564, cuyo tema de investigación se titula: "Cálculo y diseño de un trapiche de dos masas para uso familiar", ha sido realizado y aprobado por mi persona, Lic. Mercedes Thamara Pazmiño Toledo Mgs. Docente en educación en la enseñanza del inglés como lengua extranjera.

El apartado del Abstract es una traducción textual del Resumen aprobado en español.

Particular que comunico en honor a la verdad para fines académicos pertinentes, facultando al portador el presente documento, hacer uso legal pertinente.



Lic. Mercedes Thamara Pazmiño Toledo Mgs.

ENGLISH TEACHER

