



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA
ELECTRÓNICA Y SISTEMAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA



OPTIMIZACIÓN DEL PROCESO DE CORTE Y EXTRACCIÓN DE
TOTORA, MEDIANTE EL DISEÑO DE UNA MÁQUINA
CORTADORA DE TOTORA

TESIS

PRESENTADA POR:

NIMER CRUZ ROQUE

HEBER INGUILLA FLORES

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PUNO – PERÚ

2024



NOMBRE DEL TRABAJO

OPTIMIZACIÓN DEL PROCESO DE CORT
E Y EXTRACCIÓN DE TOTORA, MEDIAN
TE EL DISEÑO DE UNA MÁQUINA CORTA
D

AUTOR

NIMER CRUZ ROQUE/ HEBER INGUILLA
FLORES

RECuento DE PALABRAS

21164 Words

RECuento DE CARACTERES

110559 Characters

RECuento DE PÁGINAS

154 Pages

TAMAÑO DEL ARCHIVO

5.2MB

FECHA DE ENTREGA

Apr 26, 2024 7:54 AM GMT-5

FECHA DEL INFORME

Apr 26, 2024 7:56 AM GMT-5

● **17% de similitud general**

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para cada base de datos.

- 17% Base de datos de Internet
- Base de datos de Crossref
- 6% Base de datos de trabajos entregados
- 1% Base de datos de publicaciones
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

● **Excluir del Reporte de Similitud**

- Material bibliográfico
- Material citado
- Material citado
- Coincidencia baja (menos de 10 palabras)


Subdirector de Investigación
M.Sc. Felipe Condori Chambilla
EPIME


Olgier Alejandro Ortega Achata
Ing. MECÁNICO ELECTRICISTA
CIP - 62783
Ascov.

Resumen



DEDICATORIA

Dedico este proyecto a mi familia, mi padre don Vidal Cruz y mi madre doña Paulina Roque por brindarme el apoyo incondicional en cuanto a mi formación profesional, desde mis primeros pasos me dieron la confianza y enseñanza para afrontar los obstáculos que te pone la vida y seguir adelante con fuerza y determinación.

NIMER CRUZ ROQUE



La presente tesis está dedicada a mi familia, por el gran apoyo que siempre me brindaron en especial a mi padre y a mi madre, Vidal Inguilla y Elvira Flores, por sus enseñanzas, sus consejos y el gran amor que siempre me brindaron, Gracias por ayudarme a cumplir mis objetivos.

HEBER INGUILLA FLORES



AGRADECIMIENTO

A toda mi familia por el soporte que me fue brindado para culminar mi formación profesional con éxito y empezar a forjar mi camino como profesional.

A mi casa de estudios Universidad Nacional Del Altiplano Puno y por sobremanera a la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica y a cada uno de sus docentes por forjar en mi formación profesional.

Le agradezco a Dios por haberme acompañado y guiado a lo largo de mi carrera.

Gracias a mi familia, a quienes amo y han sido mi apoyo en todo momento y han creído en mí.

Mi agradecimiento a mi primera casa superior de estudios Universidad Nacional Del Altiplano Puno, a la Escuela Profesional De Ingeniería Mecánica Eléctrica y todos sus docentes por haberme compartido sus conocimientos de manera profesional e invaluable.

**NIMER CRUZ ROQUE
HEBER INGUILLA FLORES**



ÍNDICE GENERAL

	Pág.
DEDICATORIA	
AGRADECIMIENTO	
ÍNDICE GENERAL	
ÍNDICE DE TABLAS	
ÍNDICE DE FIGURAS	
ÍNDICE DE ANEXOS	
ÍNDICE DE ACRÓNIMOS	
RESUMEN	16
ABSTRACT.....	17
CAPITULO I	
INTRODUCCIÓN	
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	18
1.2. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	19
1.3. OBJETIVO	20
1.3.1. Objetivo general.....	20
1.3.2. Objetivos específicos	20
1.4. HIPÓTESIS	20
1.4.1. Hipótesis general.....	20
1.4.2. Hipótesis específicas.....	20

CAPÍTULO II

REVISIÓN DE LITERATURA



2.1.	ANTECEDENTES DEL PROYECTO	21
2.1.1.	A nivel internacional.....	21
2.2.	MARCO TEORICO	23
2.2.1.	La totora.....	23
2.2.2.	Descripción botánica.....	25
2.2.3.	Importancia en el uso de la totora.....	25
2.2.4.	Proceso de corte	34
2.2.4.1.	Antecedentes del proceso de corte	34
2.2.4.2.	Corte tradicional.....	34
2.2.4.3.	Corte con segadera	35
2.2.4.4.	Proceso de extracción.....	37
2.2.5.	Maquinas relacionadas.....	39
2.2.5.1.	Embarcación propulsada por rueda de paletas respecto al casco. 39	
2.2.5.2.	Barco segador awh 1600	45
2.2.5.3.	Maquina cortadora de pasto	47
2.2.5.4.	Maquina recolectora de algas az 34 a	49
2.2.5.5.	Maquina cortadora y recolectora de forraje	50

CAPÍTULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1.	MATERIALES.....	54
3.1.1.	Rueda de paletas	54
3.1.2.	Cuchillas de corte alternado.....	55
3.1.3.	Banda transportadora	55
3.1.4.	Motor hidráulico	57



3.1.5. Bóveda de almacenamiento	58
3.1.6. Cremallera.....	58
3.2. METODOLOGÍA	59
3.2.1. Métodos	59
3.2.1.1. Sistema de corte	59
3.2.1.2. Sistema de propulsión	82
3.2.1.3. Rodillos de banda transportadora.....	85
3.2.1.4. Estructura de la máquina.....	88

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. RESULTADOS.....	89
4.1.1. Diseño del mecanismo de corte.	89
4.1.1.1. Cálculo de la fuerza máxima sobre los eslabones.....	90
4.1.1.2. Análisis cinemático del mecanismo de corte.	94
4.1.1.3. Análisis dinámico de fuerzas que actúan sobre el mecanismo .	98
4.1.1.4. Análisis de engranajes mecanismo piñón cremallera.....	108
4.1.2. Resultados del diseño del mecanismo de corte.....	114
4.1.3. Diseño de rueda de paletas de propulsión.....	115
4.1.3.1. Elección del número de paletas por rueda	115
4.1.3.2. Dimensionamiento de paletas	116
4.1.3.3. Articulación de las paletas o feathering	121
4.1.3.4. Dimensionamiento de las ruedas de paletas.....	122
4.1.4. Resultados del diseño de rueda de paletas de propulsión	124
4.1.5. Selección De La Banda Transportadora	125
4.1.5.1. Selección del de rodillo.....	125



4.1.5.2. Selección del material de la banda transportadora.....	126
4.1.5.3. Selección del tipo de colocación de los rodillos	126
4.1.5.4. Selección del ancho de la banda transportadora	128
4.1.5.5. Selección de la velocidad del transportador.....	129
4.1.6. Resultados de la banda transportadora.....	130
4.1.7. Diseño de la estructura de la máquina cortadora de totora	131
4.1.7.1. Distribución de las fuerzas sobre la estructura:	132
4.1.7.2. Cálculo de momentos para la determinación de h_y	132
4.1.7.3. Cálculo de esfuerzos en los nodos a, b y h.....	134
4.1.7.4. Cálculo de esfuerzos en los nodos j y d.	136
4.1.7.5. Cálculo de esfuerzos en los nodos l, f y n.	137
4.1.7.6. Cálculo del factor de diseño.....	139
4.1.8. Resultados de la estructura de la máquina	140
4.2. DISCUSIÓN	141
V. CONCLUSIONES.....	142
VI. RECOMENDACIONES.....	143
VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	144
ANEXOS.....	146

Área : Ingeniería Mecánica

Tema : Diseño de Maquinas

FECHA DE SUSTENATACIÓN: 29 de abril del 2024



ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1 Factores que modifican Se' en la barra portacuchillas	79
Tabla 2 Variación de fuerzas en el primer intervalo de corte	92
Tabla 3 Variación de fuerzas en el segundo intervalo de corte	93
Tabla 4 Datos cinemáticos de los eslabones	99
Tabla 5 Datos geométricos de los eslabones.....	102
Tabla 6 Cálculos de las componentes de los vectores de la posición y aceleración...	102
Tabla 7 Cálculo de las componentes del vector C	103
Tabla 8 Resultados de los componentes del vector B.....	103
Tabla 9 Factores que modifican Se para el eslabón biela.....	107
Tabla 10 Peso de los componentes que intervienen el cálculo	109
Tabla 11 Datos iniciales que interviene en la selección de la cremallera.....	109
Tabla 12 Opciones que presenta el fabricante para elegir el factor de seguridad.....	110
Tabla 13 Resultado del diseño de mecanismo de corte	114
Tabla 14 Peso de las ruedas de paletas	123
Tabla 15 Resultados del diseño de rueda de paletas de propulsión	124
Tabla 16 Resultados de la banda transportadora.....	130
Tabla 17 Tabla de fuerzas sobre la estructura.....	131
Tabla 18 Resultados de la estructura	140



ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1 Amarres de Totora.....	24
Figura 2 Niña alimentándose del tallo de la Totora.....	28
Figura 3 Vaca alimentándose de totora	28
Figura 4 Uso de la totora como abono.....	29
Figura 5 Uso de la totora en construcción de viviendas	30
Figura 6 Uso de la totora en una vivienda	30
Figura 7 Uso de la totora en construcción de embarcaciones.....	31
Figura 8 Uso de la totora en construcción de una embarcación	31
Figura 9 Uso de la totora en construcción de una isla flotante	32
Figura 10 Uso de la totora en la elaboración de artesanías.....	33
Figura 11 Uso de la totora en la elaboración de artesanías.....	33
Figura 12 Segadera artesanal	36
Figura 13 Segadera para cortar totora.....	37
Figura 14 Pichu de totora.....	38
Figura 15 Extracción de la totora.....	38
Figura 16 Tipos de propulsión de rueda de paletas	39
Figura 17 Propulsión de rueda de paletas del tipo A	40
Figura 18 Propulsión de rueda de paletas del tipo B	42
Figura 19 Propulsión de rueda de paletas del tipo C	43
Figura 20 Propulsión de rueda de paletas del tipo D	45
Figura 21 Barco segador AWH 1600	46
Figura 22 Parámetros técnicos del barco segador AWH 1600	46
Figura 23 Máquina cortadora de pasto	48
Figura 24 Máquina recolectora de algas AZ 34 A.....	50
Figura 25 Cuchillas Alternativas	52
Figura 26 Máquina cortadora y recolectora de forraje	53
Figura 27 Rueda de Paletas.....	54
Figura 28 Cuchilla de corte alternado.....	55
Figura 29 Banda transportadora.....	56
Figura 30 Motor hidráulico.....	57



Figura 31	Bóveda de almacenamiento.....	58
Figura 32	Cremallera	59
Figura 33	Componentes del sistema de corte	60
Figura 34	Esquema de los dedos dobles	61
Figura 35	Esquema de la cuchilla de corte	62
Figura 36	Barra porta cuchillas.....	62
Figura 37	Avance por carrera	64
Figura 38	Geometría de la cuchilla móvil	68
Figura 39	Cuchilla móvil	68
Figura 40	Dimensiones de la barra porta cuchillas.....	69
Figura 41	Aplicación de la fuerza cortante sobre la totora.....	69
Figura 42	Distribución de la fuerza cortante sobre el filo de la cuchilla	70
Figura 43	Diagrama de la fuerza de corte y el momento de la cuchilla	71
Figura 44	Diagrama de esfuerzos fluctuantes para la dirección X	74
Figura 45	Diagrama de esfuerzos fluctuantes para la dirección Y	74
Figura 46	Componentes de la resultante Fr' sobre la barra porta cuchillas	75
Figura 47	(a) Fuerzas que actúan en la barra porta cuchillas en la dirección X	76
Figura 48	(b) Fuerzas que actúan en la barra porta cuchillas en la dirección Y	76
Figura 49	Representación esquemática del mecanismo de corte de 4 eslabones	90
Figura 50	Diagrama de fuerzas sobre los eslabones en la primera carrera de corte	92
Figura 51	Representación gráfica de los eslabones al finalizar la primera carrera de corte	94
Figura 52	Diagrama de velocidades relativas	95
Figura 53	Gráfica del desplazamiento angular de la manivela vs. velocidad de B	96
Figura 54	Vector de aceleración	97
Figura 55	Gráfica del desplazamiento angular de la manivela vs. Aceleración de B..	98
Figura 56	Diagrama de cuerpo libre del mecanismo de corte	99
Figura 57	Diagrama de cuerpo libre del eslabón uno	100
Figura 58	Diagrama de cuerpo libre del eslabón dos	100
Figura 59	Diagrama de cuerpo libre del eslabón tres	101
Figura 60	Dimensionamiento del eslabón biela.....	104
Figura 61	Diagrama de fluctuación de esfuerzos para el eslabón biela.....	105
Figura 62	Diagrama velocidad tangencial (N) vs velocidad lineal (m/s)	111
Figura 63	Tipos de piñones dentados rectos	112



Figura 64	Nomenclatura de los dientes de engranes rectos	113
Figura 65	Transmisión Piñón-Cremallera	113
Figura 66	Piñón.....	114
Figura 67	Cremallera	114
Figura 68	Elección de número de paletas	116
Figura 69	Diámetro de la hélice equivalente	117
Figura 70	25% del diámetro de las ruedas bajo el agua.....	119
Figura 71	Altura de las palas	119
Figura 72	Tamaño de las paletas	120
Figura 73	Articulación de las paletas de la rueda principal.....	121
Figura 74	Dimensionamiento de las ruedas de paletas (a)	122
Figura 75	Dimensionamiento de rueda de paletas (b)	123
Figura 76	Dimensionamiento de rueda de paletas (c)	124
Figura 77	Diámetro de rodillo Serie M/ S - 20	126
Figura 78	Tipo de colocación Artesa.....	126
Figura 79	Tipo de colocación en V.....	127
Figura 80	Tipo de colocación en Horizontal	127
Figura 81	Gráfico de longitud de banda vs longitud de rodillo Serie M/S - 20	128
Figura 82	Dimensionamiento de rodillo	128
Figura 83	Peso de banda textil según su ancho	129
Figura 84	R.p.m. de los rodillos en función de la velocidad del transportador	130
Figura 85	Distribución de las fuerzas sobre la estructura.....	132
Figura 86	Análisis del método de nodos (A; B; H.)	134
Figura 87	Análisis del método de nodos (J y D)	136
Figura 88	Análisis del método de nodos (L, F y N)	137
Figura 89	Análisis del método de nodos (L, F y N)	139
Figura 90	Diagrama esfuerzo - deformación	139



ÍNDICE DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO 1: Plano sistema de corte – guarda.....	146
ANEXO 2: Plano sistema de corte – cuchilla móvil.....	147
ANEXO 3: Plano sistema de corte – biela.....	147
ANEXO 4: Plano sistema de corte – portacuchillas.....	148
ANEXO 5: Plano sistema de corte – manivela.....	148
ANEXO 6: Plano sistema de corte – soporte.....	149
ANEXO 7: Plano sistema de corte – piñón.....	149
ANEXO 8: Plano sistema de corte.....	150
ANEXO 9: Plano sistema de corte.....	150
ANEXO 10: Vista general del sistema de corte.....	151
ANEXO 11: Vista en 3d de la máquina de corte y extracción de totora.....	151
ANEXO 12: Máquina cortadora, vista en 3D.....	152
ANEXO 13: Declaración jurada de autenticidad de tesis.....	153
ANEXO 14: Autorización para el depósito de tesis en el Repositorio Institucional ..	154



ÍNDICE DE ACRÓNIMOS

PEBLT:	Proyecto Especial Binacional Lago Titicaca
CIDAP:	Centro de Investigación, Documentación y Asesoría Poblacional
ASTM:	Sociedad Americana para Pruebas y Materiales
AISI:	Instituto Americano del Hierro y el Acero
CG:	Centro de Gravedad



RESUMEN

El uso de la totora está destinado para el forraje del ganado, artesanía y arquitectura, en las localidades altiplánicas de la región de puno, el proceso de cortar totora se hace de manera artesanal, para cortar 60 m² de plantación se necesitan de 4 a 5 personas, lo cual implica costos que los pobladores no pueden cubrir, las hectáreas de totorales que hay a orillas del lago Titicaca, no llegan a ser cortadas en su estado fresco, una vez que la totora se seca, los pobladores tienden a quemarlas para el rebrote, se plantea el diseño de una máquina cortadora, que tiene la capacidad de corte de (0.36 ha/h) y una velocidad de avance de 2km/h, la cual empleando el corte de manera tradicional requiere una mano de obra de 240 personas para lograr la capacidad de corte de la máquina, este diseño comprende de un sistema de corte alternado de 1.80m de ancho, el cual se sumerge bajo el agua mediante una cremallera que a su vez le permite regular la altura de corte deseada, para la recolección consta de un sistema de bandas transportadoras cuya velocidad de transporte es de (0.75 m/s) ubicada en dos tramos, se almacena la totora en una bóveda que se encuentra en la parte posterior, y para el sistema de propulsión de la máquina se diseñó dos ruedas de paletas cuyo diámetro total es de 2.0 metros, que consta de 9 paletas de 70 x 43 cm colocadas en una separación de 40° entre cada una, la potencia de los motores para la propulsión de la máquina es de entre 22 kw y 52 kw determinado por el método de cálculo indirecto, todas estas características de diseño van orientadas para obtener la totora fresca en mayor cantidad, y ya no exista la necesidad de la quema de totora para el rebrote. De esta forma logramos reducir la contaminación ambiental, para lo cual se hizo el diseño simulado en Solid Works y se obtuvo resultados óptimos.

Palabras Clave: Cajllunas, chullo, contra-cuchilla, enteromorpha, guadaña, lago, máquina cortadora, totora, pichu, puntones, quiminas.



ABSTRACT

The use of reed is intended for livestock fodder, crafts and architecture, in the highland towns of the Puno region, the process of cutting reed is done in an artisanal way, to cut 60 m² of plantation it takes 4 to 5 people, which implies costs that the residents cannot cover, the hectares of reeds that are on the shores of Lake Titicaca are not cut in their fresh state, once the reeds dry, the residents tend to burn them for the regrowth, the design of a cutting machine is proposed, which has a cutting capacity of (0.36 ha/h) and a forward speed of 2km/h, which, using traditional cutting, requires a workforce of 240 people. To achieve the cutting capacity of the machine, this design includes a 1.80m wide alternating cutting system, which is submerged under water using a rack that in turn allows you to regulate the desired cutting height, for the collection consists of a system of conveyor belts whose transport speed is (0.75 m/s) located in two sections, the reed is stored in a vault located at the back, and for the propulsion system of the machine it is designed two paddle wheels whose total diameter is 2.0 meters, consisting of 9 paddles of 70 x 43 cm placed at a separation of 40° between each one, the power of the motors for propulsion of the machine is between 22 kw and 52 kw determined by the indirect calculation method, all these design features are oriented to obtain fresh reeds in greater quantities, and there is no longer the need to burn reeds for regrowth. In this way we managed to reduce environmental pollution, for which the simulated design was made in Solid Works and optimal results were obtained.

Key Words: Cutting machine, totora, lake, scythe, pichu, cheminas, cajllunas, chullo, enteromorpha, bedknife, Puntones.



CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

El progreso de este trabajo ceñirá, una pequeña exploración de los antecedentes del corte de la planta totora, que realizan los hortelanos de la región de Puno. Proceso que comprende en la ejecución de manera artesanal para obtener la totora, debido a esto se busca el diseño de una maquina cortadora de totora dado que sea posible favorecer y optimar la producción del corte de ésta planta.

Es necesario precisar que la pretensión de este proyecto es subvenir a los artesanos de las comunidades ubicadas a las orillas del lago Titicaca que realizan esta actividad en una baja escala. A causa de la mención precedente, los principios de diseño final se tienen que amoldar a los menesteres actuales de los agricultores y de manera principal lograr una capacidad de corte significativamente favorable.

Una de las limitantes de la optimización del corte de la totora es que los locadores desconocen carecen de opciones en cuanto al uso de la tecnología.

También se consideró lo siguiente, al momento de diseñar este modelo de maquinaria, se obtendrá una evidente aminoración en cuanto al tiempo que demanda esta actividad, que le posibilitará al poblador servirse del tiempo sobrante en otras funciones fructíferas.

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El uso constante de la totora va en aumento, su principal uso está destinado para el forraje del ganado, artesanía y también se están innovando nuevos usos como, por ejemplo; para el revestimiento de viviendas mediante paneles de totora en las superficies alto andinas de la región de puno, pero el proceso de cortar grandes cantidades de totora



se hace de manera artesanal, lo cual hace que el trabajo sea difícil para los pobladores que hacen uso de ella.

Para cortar una gran cantidad de totora también es de requerir una importante cuantía de mano de obra, dicha mano de obra implica costos, que los pobladores no pueden llegar a cubrir.

Las grandes hectáreas de totorales que hay a orillas del lago Titicaca, no llegan a ser cortadas en su estado fresco (verde), una vez que la totora se seca, los pobladores tienden a quemarlas para el rebrote de las mismas. La quema de totora va en aumento y con esto el aumento de la contaminación ambiental. Se plantea diseñar una máquina cortadora, que tendrá capacidad de corte mucho mayor a la mano de obra empleada.

Para resolver estas contrariedades, es imperioso la maquinización del proceso de corte de la totora.

1.2. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

Se elabora este estudio de investigación con un fin encaminado de brindar nuestro aporte a puno como región y al país Perú una máquina que haga posible el desarrollo del proceso de corte de la totora en gran magnitud, ya que, especialmente en la región de puno con la existencia del lago Titicaca existe gran cantidad de totora en sus alrededores el cual se extrae de manera artesanal, el cual demanda una gran inversión de tiempo y mano de obra lo que acarrea un importante costo de extracción.

Con estas contemplaciones es ineludible llevar a cabo el diseño de una máquina cortadora de totora, cuyas características resalten su rapidez y eficiencia en el corte sin dañar la totora.



1.3. OBJETIVO

1.3.1. Objetivo general

- Optimizar el proceso de corte y extracción de totora, mediante el diseño de una máquina cortadora de totora.

1.3.2. Objetivos específicos

- Diseñar una máquina cortadora de totora.
- Elaboración de una simulación en el software “solid Works” de la maquina cortadora de totora, para optimizar el proceso de corte y extracción de la totora.

1.4. HIPÓTESIS

1.4.1. Hipótesis general

- Mediante el uso de una máquina cortadora de totora se evidenciará una mejora significativa en el proceso de corte y extracción de la totora.

1.4.2. Hipótesis específicas

- Una información técnica de las características, el proceso de corte y extracción de la totora, nos permitirá diseñar una maquina cortadora de totora.
- El proceso de corte y extracción de la totora se optimiza con una maquina cortadora de totora funcional simulada en el software “solid Works” que con la manera tradicional a mano o instrumentos inadecuados.



CAPÍTULO II

REVISIÓN DE LITERATURA

2.1. ANTECEDENTES DEL PROYECTO

2.1.1. A nivel internacional

Ramírez Fredy, Yugcha Marianela (2011). En su estudio titulado “diseño y construcción de una máquina cortadora y colectora de forraje” realizado con el objetivo de diseñar, construir y validar una máquina cortadora, picadora y colectora de forraje para un tractor de categoría I; con el propósito de aminorar parcialmente las contrariedades que se presentan al haber pasto excesivo, y el desecho parcial del forraje en el proceso de ser cosechadas en Ecuador. Las demostraciones a las que fue sometida la máquina fueron de: aptitud de corte, altura del forraje segado y de manera fundamental la eficacia de la máquina logrando resultados en cuanto a capacidad de corte de 0,3 ha/h (6 ton/h), presenta la razón de 2 km/h como velocidad de avance. Con estas conclusiones se determina que la utilización de esta máquina disminuye el desecho del forraje al momento que es cosechado, posibilitando un pronto rebrote de la planta y aminorando la cantidad de tiempo requerido para la cosecha. Se sugiere que el funcionamiento de la máquina se ejecute en en áreas de terreno planas con ausencia de rocas y objetos que deterioren los elementos principales y a su vez que los mantenimientos programados se ejecuten de acuerdo a su cronograma establecido. (Ramirez Villacis & Yugcha Pilamunga, 2011)

Y anchapaxicanhig, Ángel (2008). En su estudio titulado “diseño de una máquina cortadora de pasto” cuyos fines están orientados en el diseño de una



máquina con disposición de segar el pasto sin la obligatoriedad del uso de fuerza de un tractor, dado que la difusión de la fuerza para el efecto del corte es inherente de la máquina a diseñar y para su traslado en el proceso del corte se usa un vehículo 4x4 sin distinguir el tipo.

En el trabajo actual se ha modelado, conformado y materializado las corroboraciones de una máquina segadora y colectora de pasto orientada a una maquina tractor de categoría I con los fines de aminorar parcialmente las contrariedades existentes por el exceso de pasto y el desaprovechamiento del pasto verde en el proceso de cosecharlas. Aprovechando una metodología acorde se escogieron las opciones para el modelo y la materialización del conjunto de elementos considerándose una variedad de criterios de esencial envergadura.

El desarrollo de corte se efectúa a través de cuchillas alternativas, el forraje es acarreado en dirección de un volante piconero con la asistencia de un molinete y un conductor de tornillo sinfín, el piconero a su vez compone de unas aspas impulsoras. En la etapa final, el forraje picado es exiliado a través de un canal de metal guiado a un carretón. El mantenimiento de la máquina es sencillo de ejecutar y su operación puede ser efectuada de manera sencilla a través de cualquier personal que obtenga conocimientos en cuanto a maniobra de un tractor agrícola. Las corroboraciones efectuadas en el funcionamiento de la máquina fueron de: aptitud de corte, altura del pasto, picado y fundamentalmente la eficacia de la máquina obteniéndose una producción de corte de 0,3 hectáreas/hora, y una velocidad de avance de 2 kilómetros/hora. Dadas las conclusiones se manifiesta que el uso de esta máquina aminora el desaprovechamiento del pasto al ser cosechado, posibilitando en menor tiempo el retoño de la planta y aminorando el tiempo utilizado para el corte. Se sugiere que el funcionamiento de la máquina se



ejecute en en superficies planas sin la existencia de rocas y objetos que deterioren los elementos principales y a su vez que los mantenimientos programados se ejecuten de acuerdo a su cronograma establecido. (Yanchapaxi Canchig, 2008).

2.2. MARCO TEORICO

2.2.1. La totora

La totora es una planta acuática cuyo biotopo está presente en el lago Titicaca, el cuál ocupa una expansión de 8,559 kilómetros cuadrados y una hondura de 283 metros, cuyas características lo acreditan como el lago navegable más alto del mundo. Se ubica distribuido en dos sub cuencas lacustres el Lago Menor “Huiñaymarca” y el Lago Mayor “Chucuito”. Este Lago en virtud de sus peculiaridades geográficas, componen un sistema hídrico de tipo endorreico y cerrado con un singular efluente “Río Desaguadero”, y varios afluentes. La totora es una planta cuya influencia ecológica es primordial en el progreso del resto de componentes de flora y fauna lacustre, a su vez de la influencia en cuanto a la economía que simboliza como contribución de forraje, artesanías, traslado acuático etc. (PELT, 2002).

La forma que tiene la totora se asemeja a la de un junco o vara, y su tallo llega a medir alrededor de tres y cuatro metros de altura considerando su tamaño a partir de la superficie del lago hacia la parte superior, y por debajo del lago la raíz llega a obtener una longitud de hasta cuatro metros.

La forma que tiene la totora se asemeja a la de un junco o vara, y su tallo llega a medir alrededor de tres y cuatro metros de altura considerando su tamaño a partir de la superficie del lago hacia la parte superior, y por debajo del lago la raíz llega a obtener una longitud de hasta cuatro metros.

Figura 1

Amarres de Totora



Nota: (Zambrana Balladares, 2016)

Características de la totora dependiendo del ciclo de vida en el que se encuentra:

- Chili totora: Se refiere al rebrote de la totora.
- Churu totora: Es cuando rebrote de la totora llega a crecer hasta su altura total, es estimada como totora hembra “china”, cuya peculiaridad es ser blanda y tierna.
- Phuti totora: Es dura como el palo se usa en la construcción de balsas por su rigidez, es considerada la totora macho (urqui).
- Matara totora: Tiene una peculiaridad de un hueco al centro que se asemeja al algodón que representa a su corazón.

Tipos de la totora:

El ciclo de vida de la planta totora se da en terrenos húmedos o con humedad permanente de los cerros y zonas alto andinas:



- La totora marina: esta totora tiene la corteza más gruesa y el tallo es más largo y duro. Este tipo de totora es pocas veces utilizado para la elaboración de artesanías, se usan más para la construcción de balsas y techados. (Zambrana Balladares, 2016).

2.2.2. Descripción botánica

Según la taxonomía el pseudónimo de la planta totora es *Schoenoplectus tatora* (N.M. Kunth) corresponde al grupo Cyperaceae la cual comprende una gran variedad de tipos de humedal, según su morfología la totora es un vegetal rizomatosa, y un tallo trígono que alcanza unos 3 metros de altura, tiene unas hojas limitadas a vainas basales, su flor no presenta sépalos ni pétalos que brota del mes de setiembre al mes de enero cuyo fruto es un aquenio plano convexo, el mayor crecimiento de la totora se manifiesta durante la primavera y a inicios del verano.

El desarrollo de la planta totora normalmente es de 2.5 metros y 4.5 metros de altura y logra alcanzar su máximo crecimiento en las épocas de avenida que comprenden entre los periodos de enero, febrero, marzo, arribando a su edad de madurez a los cuatro años dependiendo de la hondura de su habitáculo, en aguas poco profundas tarda de dos a tres años en alcanzar su edad madura mientras que en las aguas de hondura considerable tarda de cuatro años a cinco años, a su vez se determina que no existe manera de especificar cuántos años necesitan transcurrir para considerarla vieja (Gonzales Nalvarte, 2017)

2.2.3. Importancia en el uso de la totora

Esta planta es un arbitrio natural que puede renovarse, que abarca superficies extensas de la zona lacustre del Titicaca, pues influye una labor en pro



de la economía en la manutención de los pobladores riverenses en distintos aspectos y antelaciones. Mediante su variedad de utilización, los pobladores alrededor del Titicaca extraen la totora de forma extendida. Los pobladores que se encargan de la cosecha de la planta totora no distinguen de variedades de esta planta, con la singularidad de la totorilla *Scírpus rígídu*s cuya localización no está dentro del lago solamente en los terrenos húmedos colindantes al lago (Galiano, 1987). (GALIANO, F. 1987.)

Asimismo, es útil en cuanto a la purificación de las aguas residuales, es posible estimar un aumento de nivel de oxígeno a través del proceso de la fotosíntesis de la planta totora, acopiando nutrientes para otras instancias ha sido posible el registro de captación de elementos dañinos (Plomo, Argon). El tratamiento de las aguas residuales a través de esta metodología va incrementando de modo cooperativo de la planta totora y de organismos microscópicos “bacterias” coligados. (Kistritz, R. 1989).

La planta totora se halla desde épocas ancestrales. Nuestros ancestros la empleaban para confeccionar esteras cuyos usos finales estaban orientadas a camas y manteles para depositar los alimentos. En las localidades muy alejadas sus usos finales estaban orientadas para la materialización de casas, materialización de balsas para los viajes y el traslado de los productos a través de lagos y ríos, otros usos estaban destinados para la construcción de puentes colgantes y cestos para el almacenamiento de granos. A través de la historia en el periodo del Tahuantinsuyo nos relata que la planta totora se empleaba para la elaboración de Tianas que eran bastones de mando.



Cuyo hábitculo en los países de Perú y Bolivia se manifiesta de manera considerable en el lago Titicaca, los usos de mayor relevancia son los siguientes:

- La planta totora triturada y calcinada es útil en la cicatrización de heridas.
- La raíz de esta planta se emplea para encaramar heridas, tumores y llagas.
- En el periodo seco es posible su almacenamiento en silo por algún tiempo.
- Las raíces tienen la utilidad de servir como hábitculo para los peces de modo que puedan depositar sus huevos y protegerlos.
- Los tallos tienen la utilidad de servir como hábitculo para las aves, de modo que las aves puedan construir sus nidos y reproducirse.
- Para la elaboración de abono, se obtiene luego de cortarlas y enterrarlas hasta su descomposición.
- Cuida la superficie circunlacustre del Titicaca. (Huanacuni Ajrota, 2012).

El uso de la planta totora es fundamental para los habitantes Uru.

En el uso de la alimentación Humana, la parte comestible de la totora es el tallo, en su interior posee un líquido muy refrescante y dulce, su fibra beneficia la digestión y a su vez evita el estreñimiento y cáncer de colon.

Figura 2

Niña alimentándose del tallo de la Totora



Nota: (Zambrana Balladares, 2016)

En el uso para alimentación del ganado, en los periodos secos hay escasez de forraje y la totora es el sustituto, es útil como el alimento para el ganado, ya que contiene un índice muy elevado de proteínas y es posible cosecharlas hasta tres oportunidades en un año.

Figura 3

Vaca alimentándose de totora

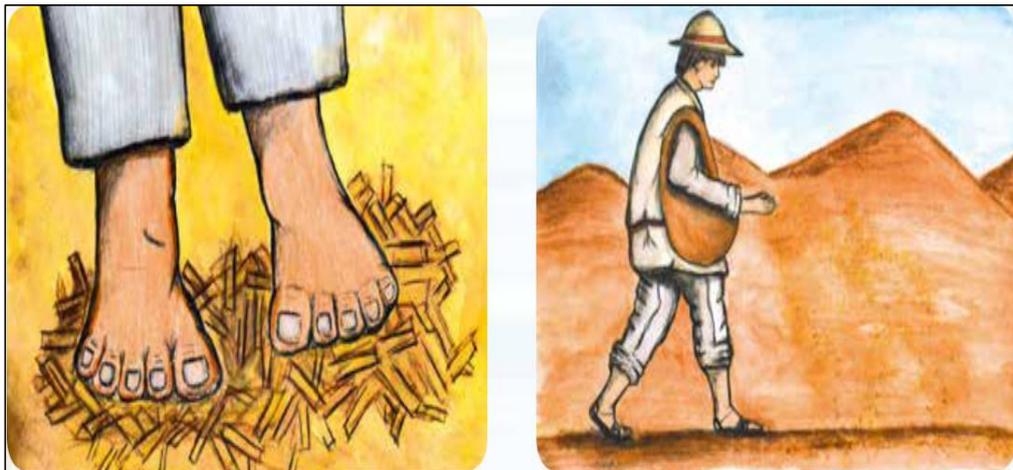


Nota: (Zambrana Balladares, 2016)

En el cultivo de plantas, la totora en descomposición sirve como abono, este proceso para descomponer la totora consiste en pisotearlas y luego enterrarlas, posteriormente son utilizadas como fertilizante en los terrenos que serán empleados para cultivar su comida.

Figura 4

Uso de la totora como abono



Nota: (Zambrana Balladares, 2016)

En la construcción de viviendas, se construyen los techos de las viviendas utilizando la totora phuti o totora macho, según los ancianos de la nación Uru es la planta cuya durabilidad se extiende hasta las dos décadas sin deteriorarse, este proceso se efectúa extendiendo la totora y asegurándola poco a poco con cuerdas, en primera instancia se realiza el trenzado en forma de estera en segunda instancia se procede a techar.

Figura 5

Uso de la totora en construcción de viviendas



Nota:(Hidalgo C., 2018)

Figura 6

Uso de la totora en una vivienda



Nota:(Hidalgo C., 2018)

En la construcción de embarcaciones, estas balsas pueden medir entre 10 a 20 metros de longitud de acuerdo a la capacidad, el proceso consiste en seleccionar la totora, dejarla secar en el periodo de 14 días luego se las transporta a un sitio denominado kuru, se comienza la materialización por encima del agua, se elabora en tres partes para luego ser cocida y finalmente es apretada durante un día.

Figura 7

Uso de la totora en construcción de embarcaciones



Nota:(Hidalgo C., 2018).

Figura 8

Uso de la totora en construcción de una embarcación

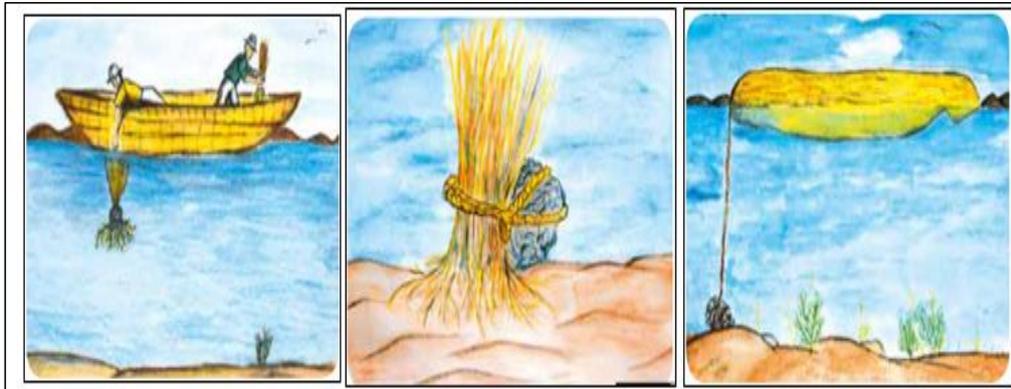


Nota:(Hidalgo C., 2018).

En la construcción de islas flotantes, se logra amarrando una cierta cantidad tallos de la planta totora para que posteriormente sea atada a una roca y después se lanza al agua, la roca mantiene a la totora en el mismo lugar impidiendo que el viento se la lleve, esta totora ira creciendo poco a poco formando una nueva isla.

Figura 9

Uso de la totora en construcción de una isla flotante



Nota: (Zambrana Balladares, 2016)

En la terapia del dolor y enfermedades, la totora tiene diversos usos medicinales, previene el bocio y detiene la disentería, se usa para lavar aftas y tumores, las cenizas de la totora sirven en la aminoración del tiempo en cicatrizar las heridas, el mate de flor de la planta totora es útil para aliviar los dolores de estómago y acelera el parto en las mujeres embarazadas, alivia los dolores de cabeza quitando la fiebre.

En la fabricación de artesanado, algunas veces son hechas de totora y paja, dentro de las más comunes se encuentran los sombreros, alfombra, mobiliario, canastos, cestos para trasladar el alimento, balsas, etc.

Figura 10

Uso de la totora en la elaboración de artesanías



Figura 14120 (Empresa Totora SISA s.s.c, 2014, Ornamentación)



Figura 14121 (Empresa Totora SISA s.s.c, 2007, Ornamentación)



Figura 14122 (Empresa Totora SISA s.s.c, 2014, Ornamentación)



Figura 14123 (Empresa Totora SISA s.s.c, 2014, Ornamentación)

Nota: (Farfán Cárdenas, 2015)

Figura 11

Uso de la totora en la elaboración de artesanías



Figura 14119 (Vale Farfán, 2015, Totora)

Figura 14110 (Empresa Totora SISA s.s.c, 2015, Muebles)



Figura 14111 (Empresa Totora SISA s.s.c, 2015, Muebles)



Figura 14112 (Empresa Totora SISA s.s.c, 2015, Muebles)

Nota: (Farfán Cárdenas, 2015)

En la fabricación de papel, se elabora con la pulpa molida de la totora, luego se procede con la mezcla de pegamento y así se elaboran delgadas capas de papel. (Zambrana Balladares, 2016)



2.2.4. Proceso de corte

2.2.4.1. Antecedentes del proceso de corte

Existen diversas formas de corte de la totora, los usos que se le da a la totora son diversos y de eso depende las técnicas de corte. La extracción de la totora se realiza cuando es necesario, no tomando en cuenta la forma de corte de tamaño de planta, más bien lo más cercano facilitando su trabajo. (PELT, 2000)

Según los secretos ancestrales de cortar la totora y tejer esteras se ingresa al agua con grandes botas de caucho y no es una tarea que pueda realizar una sola persona, para cortar 60 metros cuadrados de plantación se necesitan de cuatro a cinco personas. Hay que fijarse en los días para cosechar, especialmente que la luna no influya.

“Cuando llega el día quinto de luna, se la ve bien arriba, ahí es cuando se debe cortar, no es de cortar en cualquier día, se dice que la totora se daña y no crece bonito”.(CIDAP, 2016).

Durante el periodo de lluvias, (Diciembre-Marzo) los totorales tienen un crecimiento acelerado y se puede cortar y cosechar después de tres a cuatro meses, pero durante la época de heladas (Abril-Agosto) la totora entra a una etapa de dormancia vegetal y su crecimiento es muy lento, por lo que la periodicidad de los cortes será de más de seis meses, lo que en promedio representa dos cortes por año, de una misma zona, siempre que sea para forraje.(PELT, 2002).

2.2.4.2. Corte tradicional

Cuando el crecimiento de la totora en su habitáculo es presuroso con características de color verde y de rigidez tierna, los habitantes riverenses la



emplean en magnitud considerable como alimento para el ganado. Las superficies llenas de totora en esta situación, son posibles de aprovechar de dos formas: la primera, atando un cuchillo a un palo de longitudes de entre cuarenta centímetros hasta longitudes de dos metros las cuales se la conocen como “quiminas” o “cajllunas”, los cuales se emplean como guadañas, de esta manera el poblador puede variar la altura de corte de la totora por debajo del agua, posterior al corte la totora es agrupada en amarres llamados pichus, cuyo peso está estimado entre los 12 kilogramos hasta 14 kilogramos el cual se equipara a una abrazada de un varón adulto.

La sección básica del tallo de coloración verde de la planta totora, esto hace referencia a la fracción de la planta que ubica debajo del nivel del agua, esta fracción de totora presenta una coloración clara blanca por ausencia del rayo solar y carecen de clorofila. Esta parte de la totora es denominada “chullo” por los pobladores circunlacustres, Su uso está orientado principalmente como alimento, y se consume directamente, la modalidad de extracción se realiza sin cortes de manera que se arranca la totora entera desde su raíz, al extraerlas de esta forma la recuperación de la totora es lenta, por ende esta modalidad de extracción es poco usada, a su vez se pudo apreciar que en las regiones del totoral donde se reproducen plantas con la característica que flotan , como la “lenteja de agua” “Obtienen un desarrollo considerable en cuanto a tamaño y espesor. (Gonzales Nalvarte, 2017).

2.2.4.3. Corte con segadera

En la construcción de balas o ilación de esteras, se emplea otra metodología de cosecha. El agricultor se traslada en bote a las zonas más

profundas donde se encuentran ubicadas las totoras requeridas y se efectúa el corte por debajo del agua obteniéndose una altura máxima de la longitud de la totora. Cada personal cuenta con las herramientas necesarias de su propiedad.

Figura 12

Segadera artesanal



Nota: mundo totora

(<https://mundototora.blogspot.com/2009/10/cosechando-totra.html?fbclid=IwAR2uhvqx4-fpcPj1CT1tB-GrUzfn2t77IDHoWkzHZjkItX6y3zgAmdyx4Kk>)

Para comenzar, visualizar el tallo de la totora, si su color es verde y la flor brotó. Es el momento adecuado para su corte. (Farfán Cárdenas, 2015)

Figura 13

Segadera para cortar totora



Nota: (Farfán Cárdenas, 2015)

2.2.4.4. Proceso de extracción

Luego de ser cortada la totora se agrupa en amarres con dimensiones de tal modo que pueda ser abrazada con ambos brazos por un varón adulto, cuyo peso es aproximado entre 12 kg y 14kg, se agrupan varios amarres, los cuales son atados unos a otros para ser anclados a la lancha trasladándola hasta la orilla. (Gonzales Nalvarte, 2017).

Figura 14

Pichu de totora



Nota: (Zambrana Balladares, 2016)

Figura 15

Extracción de la totora



Nota: mundo totora

(<https://mundototora.blogspot.com/2009/10/cosechando-totra.html?fbclid=IwAR2uhvqx4-fpcPj1CT1tB-GrUzfn2t77IDHoWkzHZjkItX6y3zgAmdyx4Kk>)

2.2.5. Maquinas relacionadas

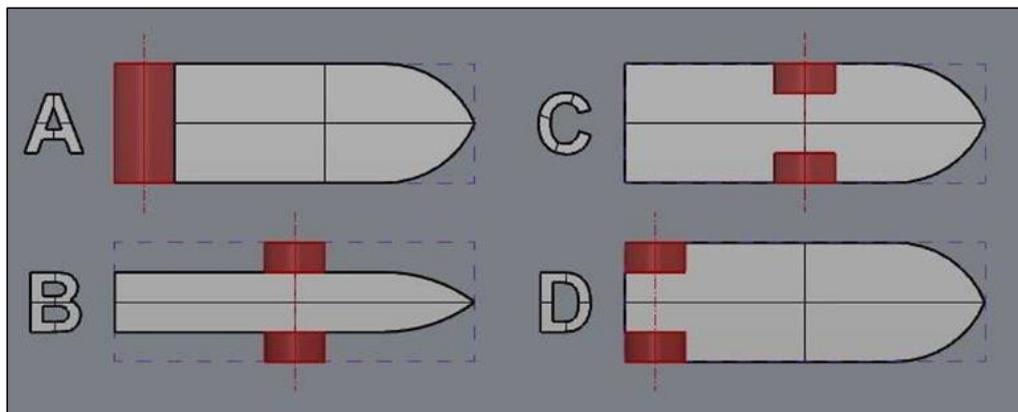
2.2.5.1. Embarcación propulsada por rueda de paletas respecto al casco.

En lo que se refiere al casco. Lo que efectuará modificar el aspecto del mismo para beneficiar considerablemente la productividad de las paletas. A su vez, Es necesario considerar las dimensiones. La longitud máxima no deberá ser mayor a los doce metros y el ancho deberá ser lo mayor mesurado posible, constituyéndose como máximo los cuatro metros.

Se proponen cuatro tipos distintos según la longitud y ancho máximas que son de doce y cuatro metros correlativamente y a su vez se establecen dos ruedas de paletas de un metro de radio y 1 metro de ancho “excepto el tipo A”:

Figura 16

Tipos de propulsión de rueda de paletas



Nota: (Rodríguez Tovar & Castells sanabra, 2016)

Tipo A. del modelo Sternwheeler. conforma de 1 única rueda de paletas ubicada en la cola de la embarcación que se sitúa en toda la cola de extremo a extremo. Debido a que el sistema solo dispone de una única rueda esto significa

que el barco deberá contar con diversos timones. En este sistema la rueda al tener grandes dimensiones incrementa su peso y ocupa toda la cola del barco, por lo que imposibilita el paso ni efectuar ninguna modalidad de enlace. Sin embargo, tiene la ventaja que al tener las dimensiones grandes puede desarrollar fuerzas mayores.

Debido a la ubicación de la rueda en la parte posterior del barco, disminuye la longitud útil. Pero, el ancho del barco no está limitado. Se consigue a continuación un área de la superficie del plano del casco admisible de medidas 36,7 metros cuadrados sobre 48 metros cuadrados como máximo.

La oscilación de la embarcación en alta mar no incumbe de manera considerable a rumbo dado que se equiparán el medio de carena de la rueda con el centro de carena del casco en su curso completo. Si se presentara una longitud en relación a los centros de carenas se procuraría una fuerza lateral que cambiaría el rumbo.

Figura 17

Propulsión de rueda de paletas del tipo A



Nota: (Rodríguez Tovar & Castells sanabra, 2016)

Tipo B. Del modelo Sidewheeler. En este modelo de embarcación se presentan dos ruedas de paletas ubicadas a los laterales de la embarcación. Las



ruedas funcionan a diferentes velocidades esto nos brinda la capacidad de realizar la maniobra con las ruedas inherentes de tal manera que se puede prescindir de los timones. Posibilita la rotación del barco sobre su propio eje, efectuando una ciaboga siempre en cuando las ruedas giren en sentidos contrarios. El acabado que coloca a las ruedas en los laterales ocasiona que, para una mayor anchura de cuatro metros, la anchura del casco se aprecie considerablemente disminuida. Lo cual nos indica una disminución del desplazamiento, dado que si se desea posibilitar de manera mínima el barco es esencial fabricar encima de la cubierta principal “la superficie de plano del casco es de 22,08 metros cuadrados sobre 48 metros cuadrados”. Si se opta de esta forma, incrementa demasiado verticalmente el centro de gravedad lo dado que ocasionaría inconvenientes de gran magnitud de estabilidad alta mar. Los modelos sidewheeler fluviales no presentaban este inconveniente debido a que en los lagos y ríos difícilmente exista la presencia de oleajes que interfieran la estabilidad.

Además, la inclinación y la oscilación de la embarcación pueden influir de forma determinante sobre el rumbo. Si, debido a la inclinación, una rueda de paletas se sumerge mucho más en el agua a comparación de la otra ocasionará un empuje lateral en sentido contrario lo que aumenta la probabilidad de un vuelco.

Figura 18

Propulsión de rueda de paletas del tipo B



Nota: (Rodríguez Tovar & Castells sanabra, 2016)

Tipo C. Este tipo es la variedad del tipo B. Un sidewheeler dado con las ruedas albergadas de manera incompleta en unos pasos de rueda en el casco. Se obtiene una amplitud similar de ciabogar de su eje vertical inherente, a su vez de timonear sin la existencia de timones.

A diferencia del tipo B, el ancho del casco obtiene la posibilidad de ser ilimitada en los pasos donde se albergan las ruedas. De tal forma que se adquiere un área mayor del casco, de 40,7 metros cuadrados sobre 48 metros cuadrados lo que da como resultado efectuar un mejor aprovechamiento bajo la cubierta primordial.

Sin embargo, este tipo expone un problema de seriedad. En cuanto al aprovechamiento de la eficiencia de la rueda de paletas, es primordial permitirles una corriente de agua. Esta corriente de agua se puede apreciar con dificultades por la acción de que las ruedas de paletas se encuentran ubicadas de manera

incompleta en el interior del casco. A su vez se debe posibilitar la aversión del agua por la cola de la rueda. Todo ello engloba que el casco debe unos modos complejos de construcción y diseño.

Figura 19

Propulsión de rueda de paletas del tipo C



Nota: (Rodríguez Tovar & Castells sanabra, 2016)

Tipo D. Este barco manifiesta la mezcla de sternwheeler y sidewheeler. Aparecen dos ruedas de paletas ubicadas en babor y estribor en la popa de la embarcación. Puesto que dispone de un par de ruedas independientes, se puede maniobrar a distintas velocidades para doblar. De tal manera que se encuentran en la popa, la eficacia del giro aumenta a diferencia de que las ruedas encuentren ubicadas a la altura de la maestra del barco como en los tipos B y C. Lo cual permite prescindir de manera total de pala de timón.

No obstante, se desperdicia la disposición de ciabogar sobre su eje vertical a la altura de la maestra, sin embargo, se mantiene la disposición de ciabogar alrededor de un eje vertical imaginario ubicado en la cola del barco en medio



ambas ruedas. Se logra al igual que en los otros tipos girando las ruedas en sentidos contrarios.

Dado que las ruedas se encuentren situadas en popa, Es posible que al ocasionarlas oscilaciones inherentes de la mala mar existe la posibilidad de que la rueda de paleta sea expulsada del agua. De la misma forma se puede dar con los barcos de hélice. Al estar situadas las rueda en los laterales también existe la posibilidad de pequeños empujes laterales en caso de escora, sin embargo, al estar situadas en la parte final del barco, se logran apegar lo máximo dentro de su posibilidad a la línea de crujía para ausentar esta situación.

Ya que las paletas se ubican en popa, se puede prescindir de darle al casco con unos aspectos tan particulares y complicadas para trasladar el agua hacia ellas y vaciarla después. A su vez, se logra el aprovechamiento de toda la manga a disposición. La eslora aparece delimitada por el sistema de propulsión en popa, dado que como forman un solo elemento que ocupe toda la manga, así como en el tipo A, existe la posibilidad de aprovechar la superficie en medio de las ruedas también. El área de plano del casco es de 40,7 m² sobre 48 m² en similitud con el tipo C, dado que se contempla de una superficie excelente. (Rodríguez Tovar & Castells sanabra, 2016)

Figura 20

Propulsión de rueda de paletas del tipo D



Nota: (Rodríguez Tovar & Castells sanabra, 2016)

2.2.5.2. Barco segador awh 1600

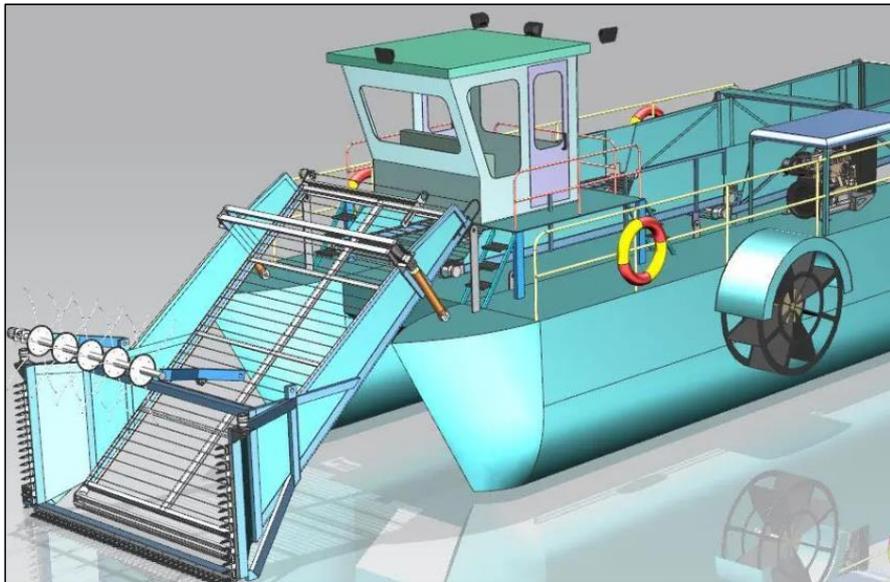
El enorme mecanismo de recolección de salvación de enteromorpha harevster de impurezas del agua es una novedad de dispositivo personalizado para la "Universidad Ocean de China". Actualizamos la tecnología y replanteamos la plataforma de capacidad integral de enteromorpha marino "Haizhuangyuan" de la "Universidad Ocean de china", Tipo de bomba de succión de dispositivo de recuperación automática a tipo de oruga, lo que indudablemente progresa la eficacia de recuperación.

El dispositivo cosechador cuenta de un sistema de traslación y un equipo de maniobra. El equipo de traslación cuenta con la cinta transportadora y el soporte usado para instalar la cinta transportadora. Hay un engranaje llamativo de enteromorpha instalado en la ubicación delantera de la estructura de la cinta transportadora. Todo el equipo de conducción cuenta con un sistema hidráulico

con estabilización y alta eficacia. No se requiere trabajo manual para todo el proceso, lo que puede mejorar la eficacia de trabajo.

Figura 21

Barco segador AWH 1600



Nota: Tecnología Co., Ltd de Relong

https://es.relong-tech.com/product/awh1600_big_aquatic_weed_harvester

Figura 22

Parámetros técnicos del barco segador AWH 1600

Parámetros técnicos					
Longitud total	16m	Ancho total	4,5 m	Profundidad del pontón	1,5 m
Ancho del pontón	2,5 m	Proyecto cargado completo	0,7 m	Proyecto cargado vacío	0,3 m
Profundidad de recolección	1,5 m	Ancho de recogida	2,5 m	Capacidad de carga	15m ³
Velocidad de navegación	6-8 km/h				

Nota: Tecnología Co., Ltd de Relong



2.2.5.3. Máquina cortadora de pasto

El preámbulo de corte tiene similitud a un corte de tijeras, dado que se centra en dos componentes orientados uno en contra del otro efectuando el corte a la planta que se establece entre ellos. Un sistema de cuchillas que se acoplan a una barra se accionan en un movimiento oscilatorio perpendicular al avance de la máquina, permitiendo de este modo el corte de manera continua.

Las composiciones primordiales de esta máquina cortadora de cuchillas alternativas son las siguientes:

Parte estructural. - Es el soporte de la máquina cuya utilidad es de sostener a todos los elementos

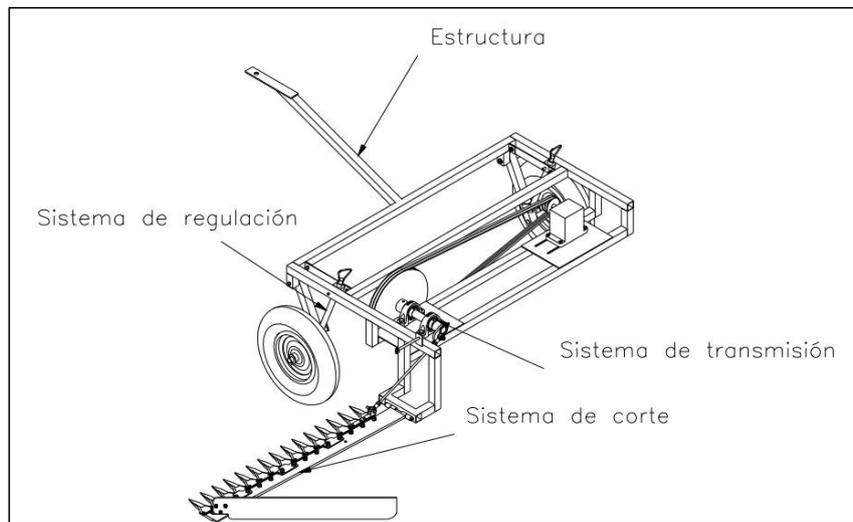
Sistema de transmisión. – Para conseguir un movimiento alternativo de las cuchillas requiere de cambiar el movimiento circular del motor de combustión en un movimiento de oscilación en la barra de cuchillas. Dicho conjunto compone de una biela empalmada a una manivela y a su vez empalmada en la barra de cuchillas a través de rotulas en los extremos.

Sistema de corte. – La extensión de segado va en relación a los requisitos que se requiere abarcar.

Sistema de regulación de la altura de corte. - La máquina requiere tener una capacidad de corte partiendo de los 5 cm. Con respecto del ras del suelo, para lo cual se requieren tornillos de potencia, los mismos que tendrán una utilidad para calibrar la altura de corte y al mismo tiempo sea posible subir la máquina hasta la altura de 30 cm y capacidad de trasladarla al lugar donde se la guarda.

Figura 23

Máquina cortadora de pasto



Nota: (ORLANDO YANCHAPAXI CANCHIG ayanchapaxi et al., 2008)

Ventajas:

- Parte estructural sencilla.
- Fácil de fabricar.
- Costo mínimo.
- Sencilla de operar.
- El sistema realiza el corte a la planta, de tal forma que el rebrote es rápido.

Desventajas:

- En cuanto al avance de la máquina es relativamente lenta en comparación a la de cuchillas rotativas.
- Requiere una superficie plana.



- Presenta dificultades en el corte de los cultivos de forraje muy concentrados.(ORLANDO YANCHAPAXI CANCHIG ayanchapaxi et al., 2008)

2.2.5.4. Maquina recolectora de algas az 34 a

Para el sistema de corte y recojo juncos, totoras, algas y demás plantas en diversos causes acuáticos.

La estructuración cuenta con un caño reforzado con tratamientos químicos que le permiten una resistencia enorme a la oxidación.

Sistema de muelles de flotación modular, encastrables y de elevada resistencia a impactos y al deterioro por fricción; cubierto contra rayos UV y con una facilidad cambiabile de componentes.

Sistema hidráulico integrado por elementos de muy alta calidad, macizo y diminuto acaloramiento.

Con un diseño de sistema de corte primordialmente para esta ejecución, con una garantía al máximo nivel y capacidad de corte y diminuto deterioro.

Instalado con una plataforma de corte por los lados con Sistema Roller® antifricción.

Figura 24

Máquina recolectora de algas AZ 34 A



Nota: Industrias Alazan SRL

<https://alazan.com.ar/cosechadora-acuatica/>

2.2.5.5. Máquina cortadora y recolectora de forraje

El corte del forraje acciona con una variedad de cadena de recolección y concierne en la separación el tallo con la raíz, que persiste adherida al suelo, en la totalidad del área del campo.

Para apreciar la aptitud del corte se debe tener las siguientes consideraciones:

- La pulcritud al ejecutar el corte.
- La fortaleza al tapado.
- El índice de contaminación con respecto de la tierra y la planta segada.

Si la acción de corte no se ejecuta de manera limpia existe la posibilidad de retrasar el rebrote e incrementa el proceso de fermentación en la planta segada.



Los fundamentos básico generales para cortar son dos: el uso de la cuchilla y contra-cuchilla, que accionan en el proceso de corte al igual que una tijera originándose un cierre por aplastamiento en las localidades segadas, y la sega por impacto de una cuchilla trasladándose a una velocidad enorme sin contra cuchilla, que únicamente originará un corte limpio si la velocidad es la requerida y la cuchilla está con un buen filo, pero sin el aplastamiento y cierre de la de la zona cortada.

Sistema de corte alternado, el mecanismo de accionamiento para estas cuchillas es a través de un tractor, el cual contiene un dispositivo de recolección del forraje, denominado molinete, para encaminarlo hasta las cuchillas metálicas de corte, de morfología trapecial, otorgada de filos en los laterales.

Los extremos filosos de las cuchillas se orientan uno contra el otro y cortan el material que se ha ubicado en medio de ellos. Las cuchillas se montan mediante el uso de remaches, para que exista la posibilidad de ser cambiadas en el caso de deterioro.

El sistema de cuchillas se encuentra anclada a elementos metálicos llamadas dedos, los cuales son fijados mediante pernos a una barra fija.

La transmisión para el sistema de corte, se logra de un eje de salida del tdf, a través de fajas. El movimiento rotativo para las cuchillas se logra mediante un elemento de biela manivela.(Ramirez Villacís & Yugcha Pilamunga, 2011a)

Figura 25

Cuchillas Alternativas



Nota: (Ramirez Villacís & Yugcha Pilamunga, 2011)

Ventajas:

- En el proceso de corte no existe contaminación del forraje con la tierra.
- Posibilita calibrar la altura del corte.
- Sistema estructural sencillo de fabricar.
- Costo mínimo.
- Requiere una potencia mínima.
- La aptitud del corte aprovecha a la planta de tal manera que acelera el retoño.
- Dado a su metodología de trabajo, no originan proyección de rocas y terrones, dado que facilita al momento de diseñar su bastidor al no requerir de mecanismos de protección robustos.

Desventajas:

- Existe la posibilidad de generar vibraciones debido a la velocidad baja de funcionamiento.
- Deterioro de las cuchillas.
- Dificultad de trabajar encima del forraje echado.
- Necesita mantenimientos constantemente.

Figura 26

Maquina cortadora y recolectora de forraje



Nota: (Ramirez Villacís & Yugcha Pilamunga, 2011)

CAPÍTULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. MATERIALES

Para la culminación del actual trabajo de investigación, en primera instancia se verificó la literatura y se entró en diálogo con los artesanos lugareños que se dedican a esta actividad de extracción de la totora en diferentes zonas de las orillas del lago Titicaca.

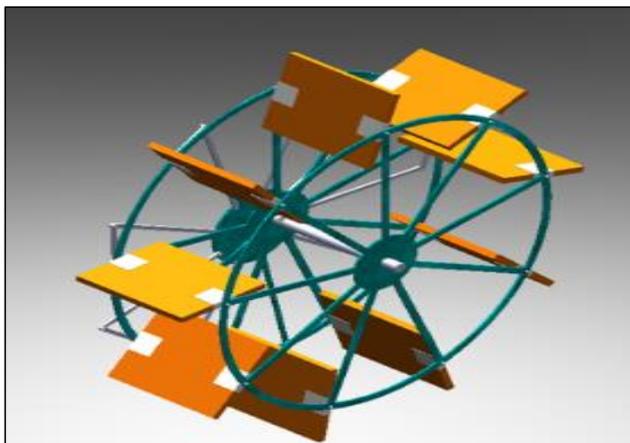
3.1.1. Rueda de paletas

Para la rueda de paletas se usarán un número impar de paletas (09) de 0.3 m² de superficie, una altura de 43.06 cm y un ancho de 69.67 cm, cuyos soportes serán de acero, la estructura y excéntrica de aluminio y las paletas tendrán una densidad de 720 kg/m³.

Con el fin que la rueda de paletas facilite el desplazamiento y tenga la capacidad de ciabogar dentro del totoral.

Figura 27

Rueda de Paletas



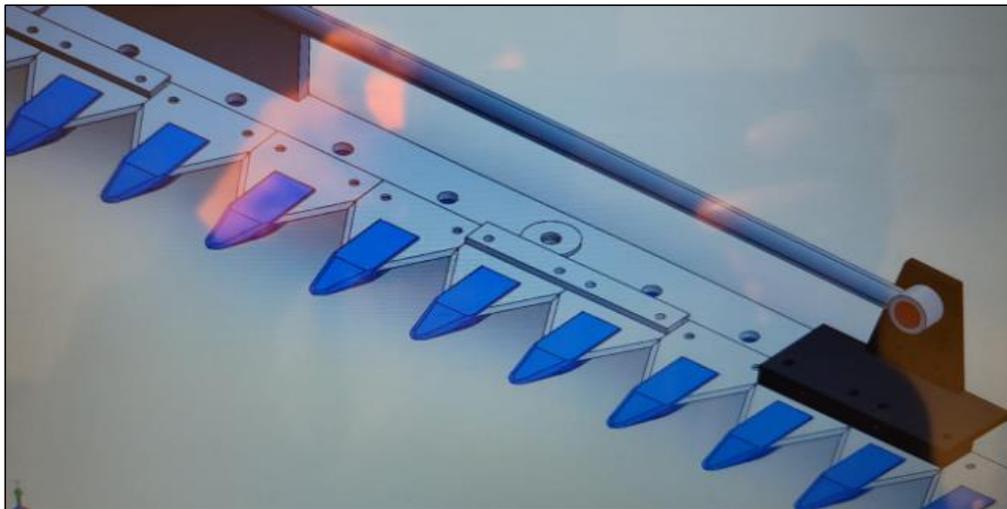
Nota: Elaborado por el equipo de trabajo

3.1.2. Cuchillas de corte alternado

Las cuchillas de corte alternado constan de una barra de soporte el cual soporta a la parte fija de la cuchilla (guardas o dedos) cuya distancia entre las puntas es de 76.2 mm, y la barra portacuchillas para la parte móvil cuya longitud de la base mayor de la cuchilla es de 3 pulgadas.

Figura 28

Cuchilla de corte alternado



Elaborado por el equipo de trabajo

3.1.3. Banda transportadora

Es un mecanismo que sirve para transportar la totora cortada hacia la bóveda de almacenamiento, cuya función es recolectar la totora a medida que ésta vaya siendo cortada

Figura 29

Banda transportadora



Nota:(López Arenales, 2012)

Tubo. Los rodillos son fabricados con conductos de acero soldado, de calidad St 37.2 o mayor, en relación a las Normas DIN 17100 e ISO 1129. Los laterales del rodillo se mandarán desde el interior de forma sincronizada, para un centrado seguro y correcto además de unos soportes alineados. Para evadir deterioros en la faja transportadora, se redondean los laterales de los rodillos.

Soportes. En la serie “M” las estructuras son construidas en chapa de acero, por impresión profunda en conformidad con las normativas vigentes, para el acoplamiento exterior del cojinete. Así como también las estructuras son mecanizadas en su diámetro exterior para sostener su variación de centros radiales con el conducto. La serie “P” comprende estructuras en poliamida 6.

Eje. Los centros son de acero, con aguante al arrastre superior a 50 Kilogramos/milímetro cuadrado, corregidos y biselados en los laterales, en conformidad a las normativas vigentes, en la localidad de enlace con los cojinetes.

Rodamientos. La totalidad de rodillos cuentan con cojinetes compactos de billas de buenas marcas, engrasados “de por vida”.

Gomas. Los rodillos de contacto y purificación se construyen en conformidad a las normativas vigentes DIN 15207-22107, ISO 1537. Los componentes de goma empleados se adaptan en función a las geométricas, medidas y aptitudes de las normativas.

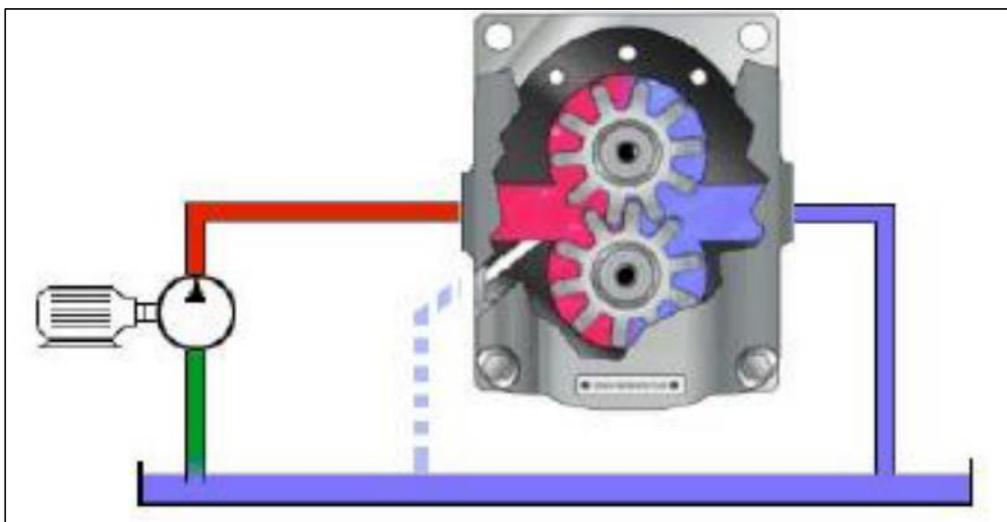
Obturación. Los conjuntos de tapones fabricados por Rotrans resguardan la hermeticidad en todo modo de aplicación y régimen de trabajo.(ROTRANS, 2020)

3.1.4. Motor hidráulico

denominados accionadores giratorios; Estos motores se asemejan a las bombas en relación a su fabricación. No obstante, en vez de empujar el fluido tal como funciona la bomba, el fluido presiona en la superficie interna del motor, generando fuerza de flexión.

Figura 30

Motor hidráulico



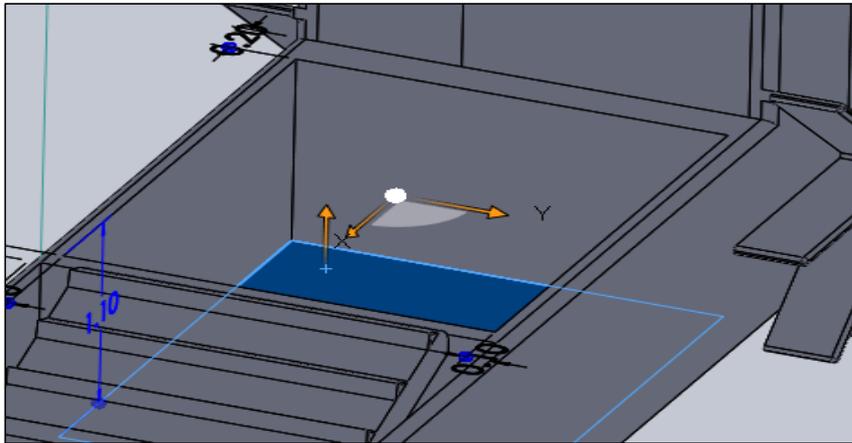
Nota: <https://seb0e249b932f46de.jimcontent.com/download/version/1629337376/module/11064999977/name/Bombas%20en%20Hidr%C3%A1ulica%20de%20Potencia%20By%20OP.pdf>

3.1.5. Bóveda de almacenamiento

Bóveda de almacenamiento será utilizada para almacenar la totora, a través de bandas transportadoras en 2 tramos a una velocidad de 0.75 metros por segundo, para su extracción a la orilla.

Figura 31

Bóveda de almacenamiento



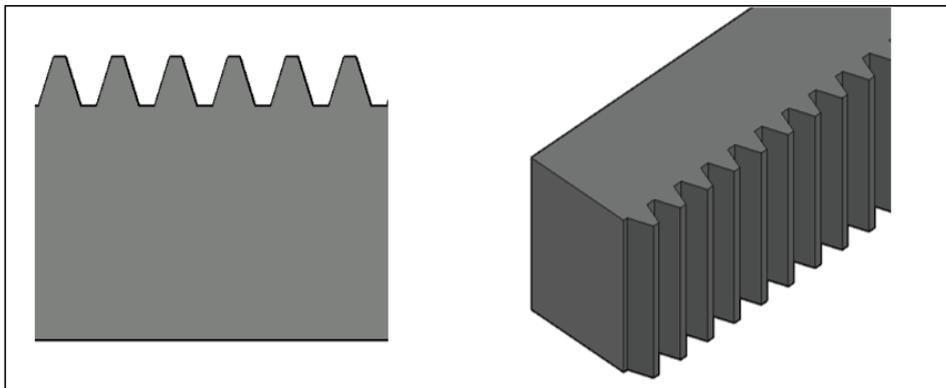
Elaborado por el equipo de trabajo

3.1.6. Cremallera

La cremallera es un mecanismo que nos permitirá regular la altura de corte con respecto a la superficie del agua.

Figura 32

Cremallera



Elaborado por el equipo de trabajo

3.2. METODOLOGÍA

El actual estudio se realizó del modo de una investigación Experimental-Proyectiva.

Investigación proyectiva “consiste en la elaboración de una propuesta o de un modelo como solución a un problema o necesidad del tipo práctico, ya sea de un grupo social, o de una institución. En un área particular del conocimiento, a partir de un diagnóstico preciso de las necesidades del momento, los procesos explicativos o generadores involucrados y las tendencias futuras”. (Hurtado, 2000)

3.2.1. Métodos

Los procedimientos de cálculo son los siguientes:

3.2.1.1. Sistema de corte

Cálculo del sistema de corte. - El sistema de corte está conformado por una barra de corte, que es el mecanismo primordial de la máquina, compuesta de una pieza fija proporcionada de los dedos y una pieza móvil.

Descripción de las partes del sistema de corte:

Figura 33

Componentes del sistema de corte



Nota: (Ramirez Villacís & Yugcha Pilamunga, 2011)

Elementos de la pieza fija de la barra de corte

Barra soporte. Es un conducto de acero con forma rectangular, a la que se fijan todo el mecanismo asegurado.

Guardas. Son mecanismos que funcionan de la forma de borde de corte estático para el área movable. Cuyas labores principales son: resguardar a las cuchillas de los objetos rígidos, funcionan como separadores del forraje y facilitan elevarlas al encontrarse tumbadas.

En la parte interna de éstas permite la movilidad de las cuchillas, cuenta con un número de guardas igual o superior a las cuchillas. Cuya separación entre los picos de las guardas es de 7.62 cm.

Figura 34

Esquema de los dedos dobles



Nota: (Ramirez Villacís & Yugcha Pilamunga, 2011b)

Elementos del fragmento móvil de la barra de corte

Cuchillas. Representan los elementos primordiales de la barra de corte. La característica de su morfología es trapezoidal, la parte de los bordes que estarán en contacto directo con el material a cortar son filudas, los filos logran ser dentados o lisos. Se aseguran remachándolas a la barra portacuchillas, la base mayor de las cuchillas cuenta con una distancia de 7.62 cm.

Figura 35

Esquema de la cuchilla de corte

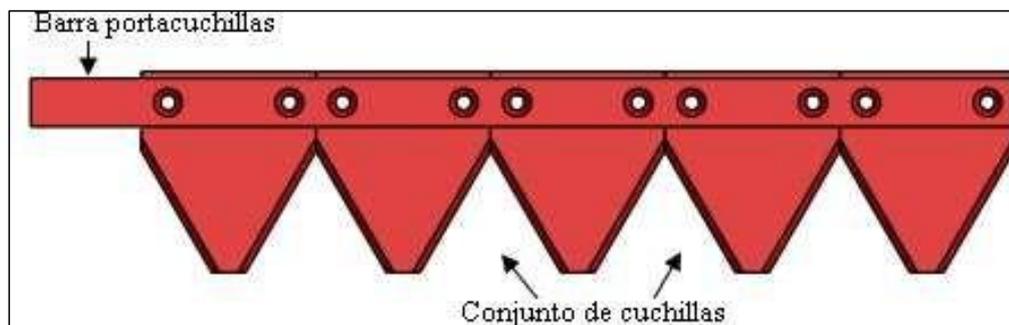


Nota: (Ramirez Villacís & Yugcha Pilamunga, 2011b)

Barra porta cuchillas. La acción primordial de esta barra es, ser de utilidad al momento de asegurar el sistema de cuchillas móviles.

Figura 36

Barra porta cuchillas



Nota: (Ramirez Villacís & Yugcha Pilamunga, 2011b)

PARTE FIJA

- Barra soporte.
- Guardas o dedos.



PARTE MOVIL

- Cuchillas: 7.62 cm.
- Barra que acarrea las cuchillas oscilatorias.

Factores operacionales de la máquina

Cálculo de la velocidad de avance. - La velocidad de avance se enlaza, con las oscilaciones y con la manifestación de áreas perjudiciales.

Dado este modelo de cortadora se indica una velocidad de avance entre 2 km/h y 8 km/h.

Considerando los objetivos primordiales la obtención de una máquina a costo mínimo, se empleará como parámetro una lenta velocidad de avance.

Tomamos en cuenta 2 km/h.

Frecuencia de oscilación de la barra de corte

La existencia de oscilaciones considerables recomienda no sobrepasar la frecuencia de oscilación máxima de la lámina, lo cual se obtiene nivelando la relación de transmisión entre la toma de fuerza y la barra. Si esta da vuelta en su sistema estándar, las oscilaciones serán contenidas.

La frecuencia de oscilación se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$V = F * a_{ciclo} * 6 * 10^{-4}$$
$$F = \frac{V}{a_{ciclo} * 6 * 10^{-4}}$$

Donde:

V = velocidad de avance (km/h)

F = frecuencia de oscilación de la lámina de corte (ciclos/min)

a_{ciclo} = avance por ciclo (cm/ciclo) : $a_{ciclo} = 2 * a_{carrera}$

Sabiendo que el valor de la carrera es de 3 in o 7.62 cm, se tiene:

$$F = \frac{V}{k * (9.144 * 10^{-3})}$$

Donde:

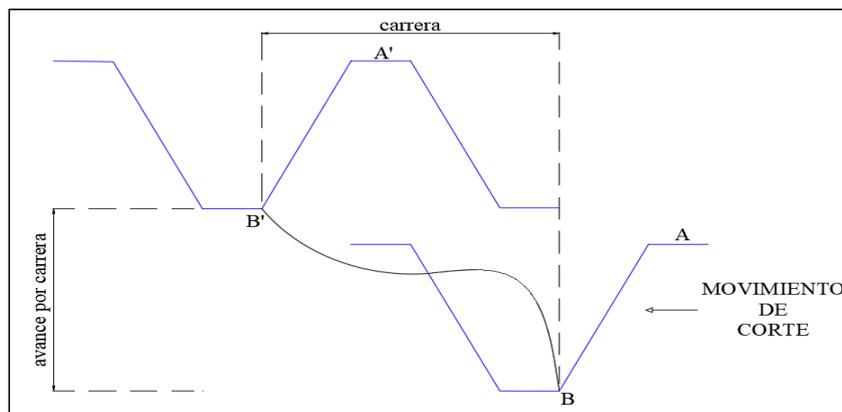
k = relación entre el avance por carrera y la carrera. Figura N° 37

La dimensión de las áreas perjudiciales para el funcionamiento de la maquina obedece a la longitud avanzada por la maquina en una carrera. Mediante avances mínimos casi no existen zonas sin recorrer, pero existe superposición.

En contrariedad, a través de avances por carrera más grandes, dado que presume incrementar considerablemente. Como datos indicativos se indica que el avance esté abarcado entre el 60 y 90% de la carrera. Como este vale 7.62 cm, se logra un intervalo de datos para el avance por ciclo, entre 9 y 13 cm.

Figura 37

Avance por carrera



Elaborado por el equipo de trabajo



Reemplazando se obtiene:

$$F = \frac{2}{0.686 * (9.144 * 10^{-3})}$$

$$F = 318.84 \text{ ciclos/min}$$

Cálculo de la capacidad de trabajo. - Es la representación del área desempeñada en la unidad de tiempo.

capacidad teórica de trabajo de una máquina:

$$C_t = 0.1 * a_u * v$$

Donde:

C_t = capacidad de trabajo (ha/h).

a_u = anchura útil (m).

V = velocidad de avance (km/h).

Se ha tomado como dato la anchura útil, el valor de 1.80 m.

$$C_t = 0.1 * 1.80 * 2$$

$$C_t = 0.36 \text{ (ha/h)}$$

$$C_t = 3600 \text{ (m}^2\text{/h)}$$

Cálculo de la cantidad teórica procesada de corte. - La cantidad teórica procesada, es el producto de la capacidad teórica de trabajo por la producción de la parcela.

El valor de la cantidad teórica procesada de corte debería aproximarse a la capacidad de carga de la banda transportadora, puesto que lo ideal sería que no haya desperdicio de la totora después de ser cortada.



$$C_p = P * C_t$$

Donde:

C_p = capacidad teórica procesada de corte (tn/h)

Q_b = capacidad de carga de la banda transportadora (tn/h)

P = producción de la parcela (tn/ha)

La cantidad teórica procesada de corte deberá ser menor o igual a la capacidad de carga de la banda transportadora.

La producción de la parcela tiene referencia a la cantidad de masa de forraje que se produce en cada metro cuadrado del terreno.

El valor aproximado es de: 8 Kg/m², es decir 80 tn/ha.

Reemplazando los datos en la ecuación C_p , se tiene:

$$C_p = 28.8 \text{ tn/h}$$

$$C_p = 8 \text{ kg/seg}$$

Cálculo del tiempo de trabajo operativo. -Conocida ya la capacidad teórica de trabajo y el rendimiento de la operación (η), se puede calcular el tiempo de trabajo operativo t_{op} , mediante la siguiente operación:

$$t_{op} = \frac{1}{\eta * C_t}$$

Donde:

t_{op} = tiempo de trabajo operativo de la máquina (h/ha).



η = rendimiento operativo.

C_t = capacidad teórica de trabajo.

El tiempo de trabajo operativo, dependerá de la forma de la parcela, la planificación del trabajo y de diversos tiempos muertos.

Tomando en cuenta los factores mencionados, para el rendimiento operativo se eligió un valor del 85%, obteniéndose así el siguiente tiempo de trabajo operativo:

$$t_{op} = 3.27 \text{ h/ha}$$

Cálculo de la fuerza requerida para el corte. - Para dar inicio con los diseños de los elementos de corte, es necesario obtener de manera experimental la fuerza requerida para esta actividad es:

$$F_{corte} = 15 \text{ kgf}$$

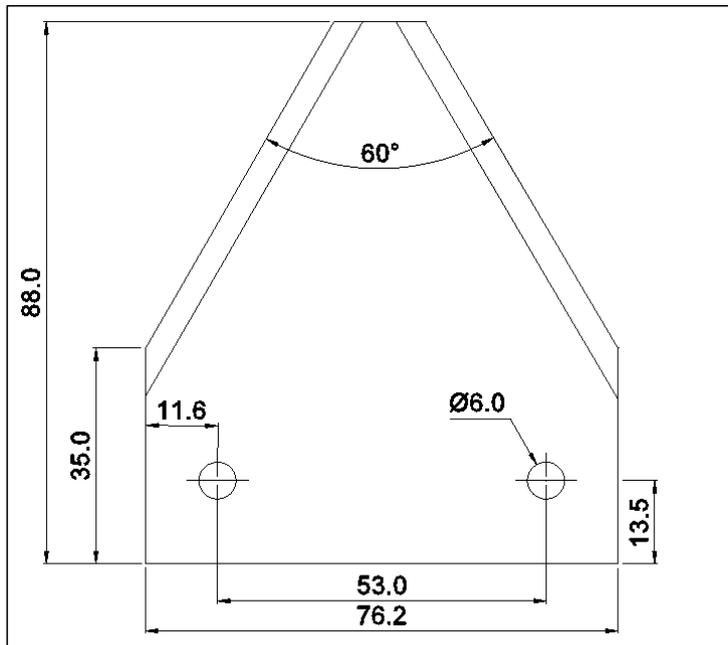
Selección de la barra de corte

En la actualidad existen empresas dedicadas a la venta de maquinaria múltiple como:

tractores, cortadora de juncos, cosechadoras de forraje, trilladoras y otros, estos a la vez proporcionan una amplia gama de repuestos. De ésta forma se hizo la elección del conjunto de la barra de corte, que comprende la parte móvil y fija.

Figura 38

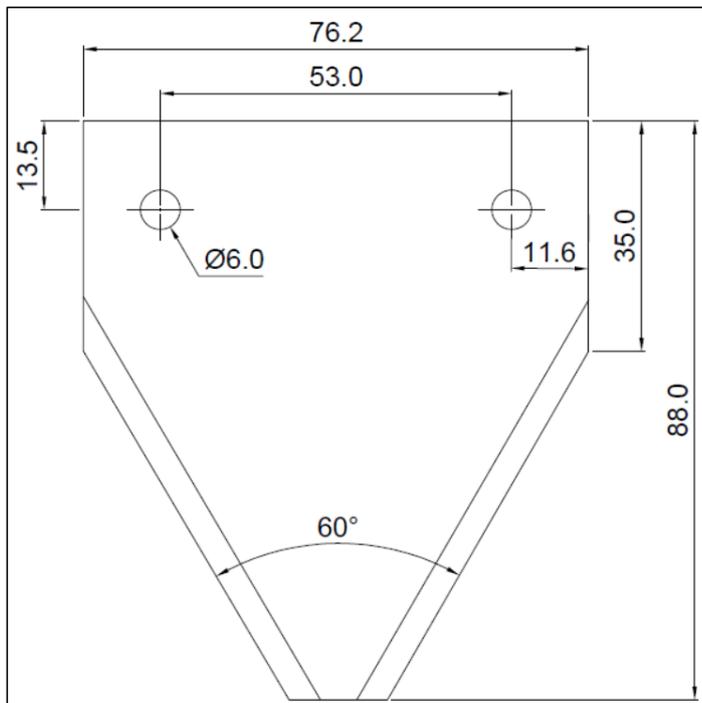
Geometría de la cuchilla móvil



Elaborado por el equipo de trabajo

Figura 39

Cuchilla móvil



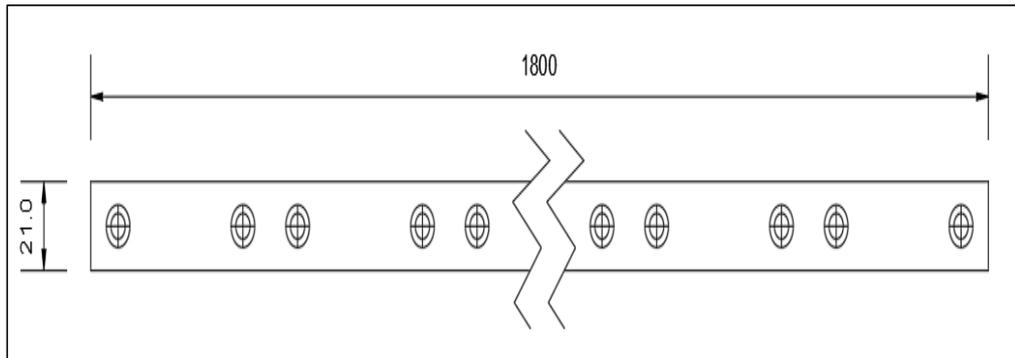
Elaborado por el equipo de trabajo

Análisis de la barra porta cuchillas

Las dimensiones de la barra porta cuchillas son:

Figura 40

Dimensiones de la barra porta cuchillas

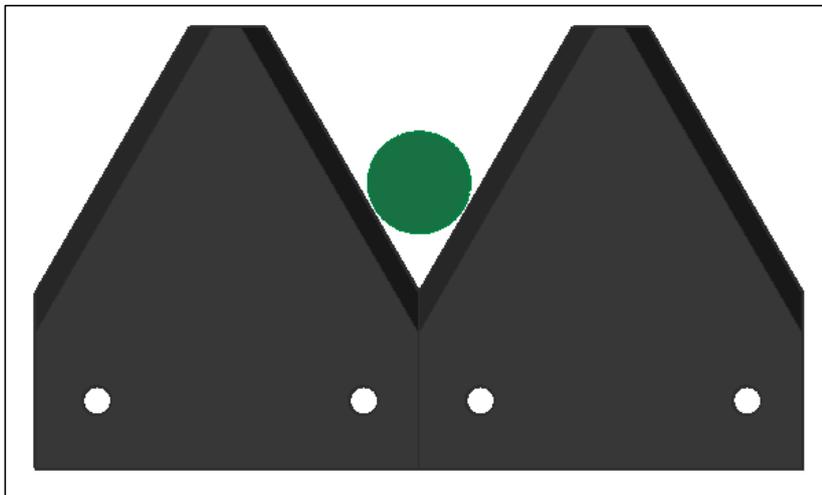


Nota: (Ramirez Villacís & Yugcha Pilamunga, 2011b)

Cálculo de la fuerza sobre la barra porta cuchillas. - análisis de la fuerza sobre la cuchilla móvil, la fuerza cortante se transmite hacia la barra porta cuchillas, dicha fuerza se halla en dirección perpendicular al filo de la cuchilla móvil.

Figura 41

Aplicación de la fuerza cortante sobre la totora

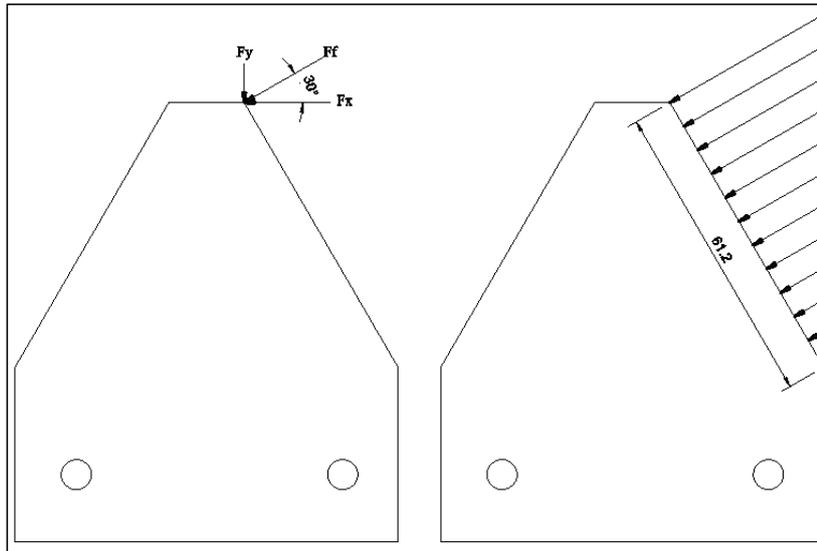


Elaborado por el equipo de trabajo

Según esta consideración la fuerza cortante está distribuida a lo largo del filo de la cuchilla, cuyo análisis es el siguiente:

Figura 42

Distribución de la fuerza cortante sobre el filo de la cuchilla



Elaborado por el equipo de trabajo

Donde:

$F_x = F_{corte}$ = fuerza de corte en la dirección x.

F_y = fuerza en la dirección y.

F_f = fuerza en el filo de la cuchilla.

F_c = fuerza concentrada para el filo de corte.

$$F_x = 15 \text{ kgf/mm}$$

$$F_f = \frac{F_x}{\cos 30^\circ}$$

$$F_f = 17.32 \text{ kgf/mm}$$

$$F_y = F_f * \text{sen}30^\circ$$

$$F_y = 8.66 \text{ kgf/mm}$$

$$F_c = \frac{1}{3} * F_f * 61.2 \text{ mm}$$

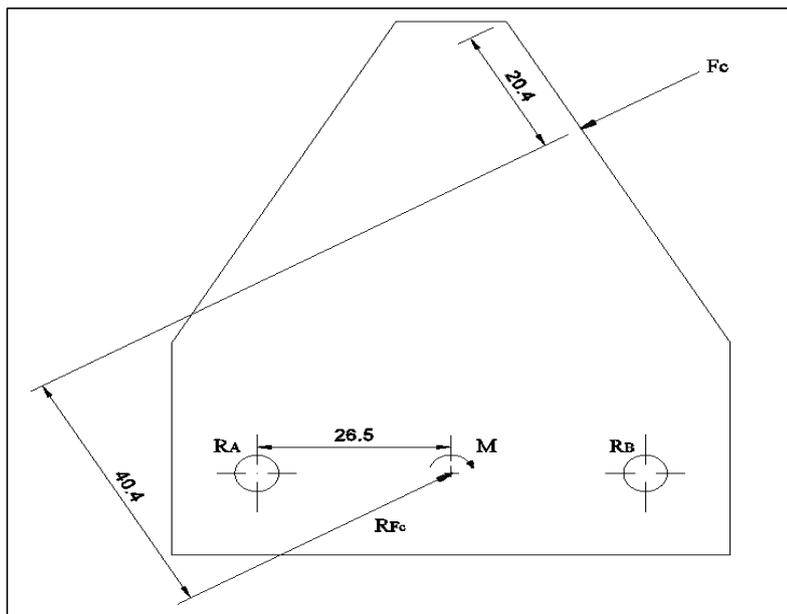
$$F_c = 353.33 \text{ kgf}$$

Análisis de las reacciones producidas por la carga excéntrica. - La carga excéntrica F_c produce una fuerza cortante llamada carga directa o cortante primario y una carga adicional debido al momento M llamada carga de momento o cortante secundario sobre cada uno de los elementos de unión.

La cuchilla móvil está a la barra porta cuchillas mediante dos remaches y por ser su geometría simétrica el centroide es de fácil localización.

Figura 43

Diagrama de la fuerza de corte y el momento de la cuchilla



Elaborado por el equipo de trabajo

Por transmisibilidad de fuerza se tiene que:



$$R_{Fc} = 353.33$$

El momento producido por la excentricidad es:

$$M = R_{Fc} * d = 14271 \text{ kgf} - \text{mm}$$

La carga directa o cortante primario producido por cada remache es:

$$F_{cortante} = \frac{R_{Fc}}{n_r}$$

$$F_{cortante} = \frac{353.33 \text{ kgf}}{2} = 176.67 \text{ kgf}$$

La carga del momento es:

$$F_n'' = \frac{M * r_n}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 \dots}$$

Donde:

F_n'' = carga del momento.

n = designa el remache particular cuya carga hade hallarse.

$r_A, r_B \dots$ = distancias radiales del centroide hasta el centro de cada remache.

Por simetría $r_A = r_B$, reemplazando en la ecuación se obtiene:

$$F_{momento} = \frac{M * r_B}{r_B^2 + r_B^2}$$

$$F_{momento} = \frac{M}{2 * r_B} = \frac{14271 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{2 * 26.5 \text{ mm}}$$

$$F_{momento} = 269.26 \text{ kgf}$$



Entonces, la carga resultante en cada remache se obtiene mediante la suma vectorial de la carga directa y la carga de momento, siendo ésta:

$$F'_r = F_{cortante} + F_{momento}$$

$$F'_r = 176.67 + 269.26 = 445.95 \text{ kgf}$$

Cálculo del factor de seguridad de la barra porta cuchillas. - Para la obtención de los valores equivalentes de los esfuerzos medio y alternante, se eligió la teoría de la energía de distorsión de Von Mises, y la línea de Goodman modificada para hallar el factor de seguridad.

Para la dirección x :

$$\sigma_x = \frac{F'_r x}{A_p - A_r}$$

Para la dirección y :

$$\sigma_y = \frac{F'_r y}{A_p - A_r}$$

Donde:

σ_x, σ_y = esfuerzos para las direcciones x e y .

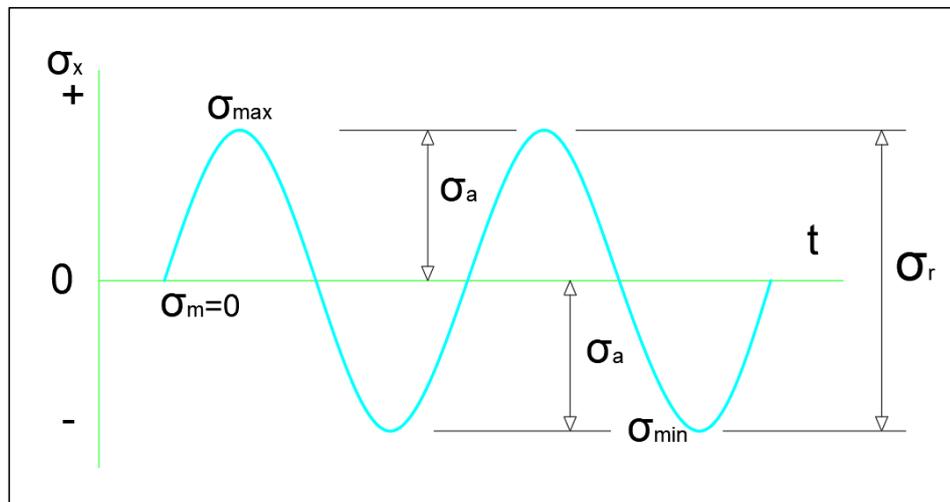
A_p = área de la platina.

A_r = área de agujero para remache.

En la dirección x se presenta esfuerzos de tracción y compresión. Estos valores constituyen los esfuerzos máximo y mínimo y son representados en el siguiente diagrama de esfuerzos fluctuantes:

Figura 44

Diagrama de esfuerzos fluctuantes para la dirección X

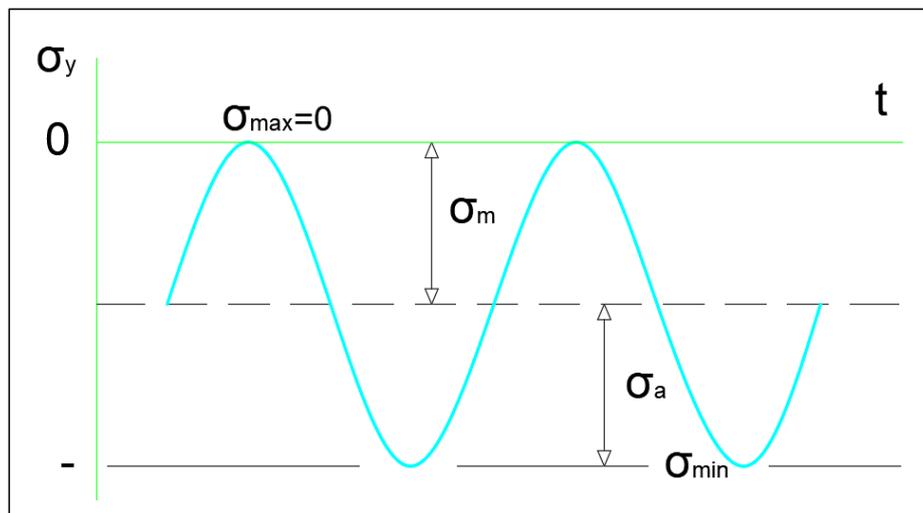


Elaborado por el equipo de trabajo

En la dirección *y* el esfuerzo fluctuante es pulsante compresivo, su diagrama es:

Figura 45

Diagrama de esfuerzos fluctuantes para la dirección Y



Elaborado por el equipo de trabajo

Los valores de los esfuerzos medio y alternante para el caso de esfuerzo flector o axial, se calculan mediante las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right|$$

Los esfuerzos máximos equivalentes, alternante y medio de la teoría de Von Mises, son:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{x,m}^2 - \sigma_{x,m} * \sigma_{y,m} + \sigma_{y,m}^2 + 3 * \tau_{xy,m}^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{x,a}^2 - \sigma_{x,a} * \sigma_{y,a} + \sigma_{y,a}^2 + 3 * \tau_{xy,a}^2}$$

Para obtener el factor de seguridad n_f se emplea la siguiente ecuación:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}}$$

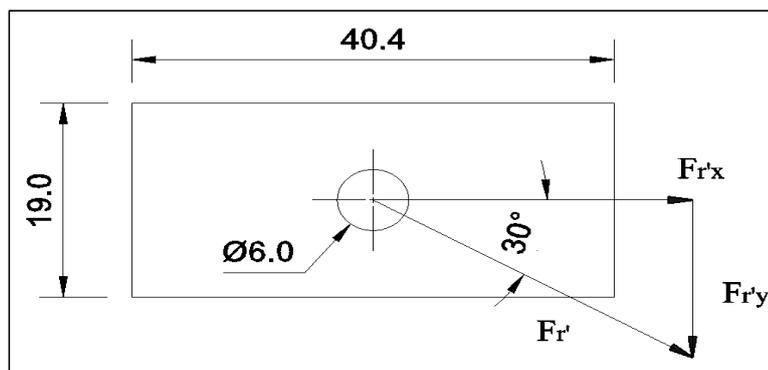
Donde S_e es el límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

Cálculo de los esfuerzos equivalentes.- Las componentes de la resultante

F'_r , que actúan sobre la barra porta cuchillas son:

Figura 46

Componentes de la resultante F'_r sobre la barra porta cuchillas



Elaborado por el equipo de trabajo

Las fuerzas resultantes son:

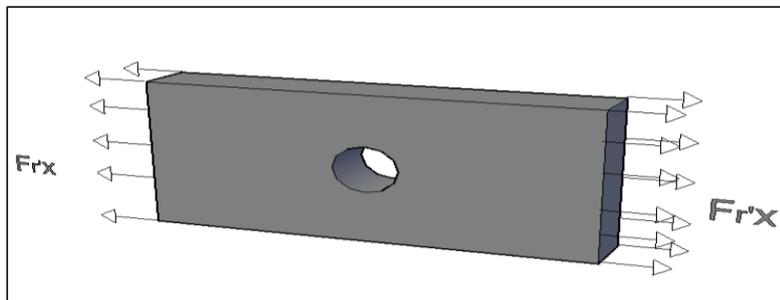
$$F'_r x = 386.19 \text{ kgf}$$

$$F'_r y = 222.97 \text{ kgf}$$

El dato del material proporcionado por el fabricante es un acero A-36 de 6 mm de espesor, y cuyas propiedades son: $S_{ut} = 4080 \text{ kg/cm}^2$ y $S_y = 2530 \text{ kg/cm}^2$.

Figura 47

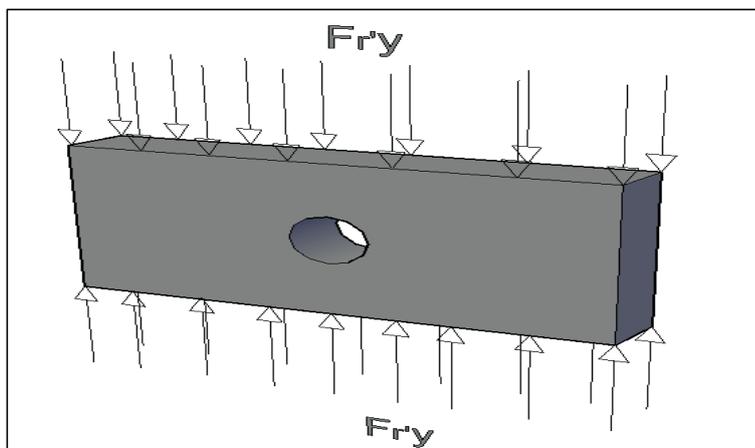
(a) Fuerzas que actúan en la barra porta cuchillas en la dirección x



Elaborado por el equipo de trabajo

Figura 48

(b) Fuerzas que actúan en la barra porta cuchillas en la dirección Y



Elaborado por el equipo de trabajo

Para la dirección x:



$$\sigma_x = \frac{386.19 \text{ kgf}}{1.14\text{cm}^2 - 0.2827\text{cm}^2} = 450.47 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{x,max} = 450.47 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{x,min} = -450.47 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{x,a} = 450.47 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{x,m} = 0$$

Para la dirección y:

$$\sigma_x = \frac{222.97 \text{ kgf}}{1.14\text{cm}^2 - 0.2827\text{cm}^2} = 260.08 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_y = 260.08 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{y,max} = 0$$

$$\sigma_{y,min} = -260.08 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{y,a} = 130.04 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{y,m} = -130.04 \text{ kgf/cm}^2$$

Como $\tau_{xy} = 0$, entonces se tiene:

$$\sigma'_m = 130.04 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma'_a = 401.56 \text{ kgf/cm}^2$$

Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga



Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_g * S'_e$$

Donde:

k_a = factor de superficie.

k_b = factor de tamaño.

k_c = factor de carga.

k_d = factor de temperatura.

k_e = factor de modificación por concentración de esfuerzos.

k_g = factor de efectos diversos.

S'_e = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

Estos factores han sido obtenidos de tablas y graficas del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley.

Los valores de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:



Tabla 1

Factores que modifican S'_e en la barra portacuchillas

Factores	Valor
k_a	0.78
k_b	0.987
k_c	1
k_d	1
q	0.65
k_t	2.35
k_f	1.877
k_e	0.53

Nota: (Ramirez Villacís & Yugcha Pilamunga, 2011b)

Para aceros se estima un S'_e de:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} (1400 \text{ MPa}) \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

$$S'_e = 2040 \text{ kgf/cm}^2$$

Reemplazando todos estos datos en la ecuación se tiene:

$$S_e = 832.37 \text{ kgf/cm}^2$$

Entonces el factor de seguridad será:

$$n_f = \frac{1}{\frac{401.56}{832.37} + \frac{130.04}{4081.64}}$$

$$n_f = 1.94$$



De los cálculos realizados se puede concluir que la barra porta cuchillas seleccionada es apropiada para las condiciones de trabajo requerido.

Análisis de los remaches a carga axial

análisis del remache a esfuerzo de corte.- A consecuencia de la carga axial ejercida por $F'_r x$, se produce un esfuerzo cortante sobre los elementos de unión, en este caso los remaches, por lo que es necesario verificar si estos resisten a dicha aplicación.

Las propiedades de los remaches que se utilizaron para este trabajo son ASTM A502 Grado 2, para uso en aceros cuya resistencia nominal es 412 MPa.

Cálculo del remache a esfuerzo de corte:

$$\tau = \frac{F'_r x}{\left(\frac{\pi * d_r^2}{4}\right)}$$

Donde:

τ = esfuerzo admisible a corte del remache.

$F'_r x$ = fuerza aplicada.

d_r = diámetro del remache.

$$\tau = \frac{386.19 * 9.8060}{\left(\frac{\pi * (6)^2}{4}\right)}$$

$$\tau = 133.95 \text{ MPa}$$



Siendo $\tau = 133.95 \text{ MPa}$ menor a la resistencia nominal del remache, se puede concluir que los remaches que sujetan las cuchillas también son apropiados para este trabajo.

Cálculo de grados de libertad gld del mecanismo. - Los grados de libertad conocido también la movilidad del dispositivo. En un mecanismo el GLD depende del número de eslabones, de su disposición y por el tipo de juntas con las que se encuentren unidos los eslabones.

$$m = 3(n - 1) - 2j_1 - j_2$$

Donde:

j_1 = Número de pares de un solo grado de libertad.

j_2 = Número de pares de dos grados de libertad.

m = movilidad resultante.

n = Número de eslabones.

Haciendo uso del esquema del mecanismo de corte y reemplazando valores en la ecuación, se tiene que el número de grados de libertad del mecanismo propuesto es:

$$m = 3(4 - 1) - 2(4) - 0$$

$$m = 1$$

Con este resultado el mecanismo puede impulsarse con un solo movimiento de entrada.

3.2.1.2. Sistema de propulsión

Selección de número de paletas. Para evadir el hecho de que entren y salgan al mismo tiempo una paleta de cada extremo de la rueda, y disminuir con ello los esfuerzos y vibraciones, se opta por un número de paletas impar. De modo que, hay que decidir entre 7 o 9 paletas por rueda.

Para calcular los ángulos de separación de las paletas se halla con la siguiente Fórmula:

$$\frac{360^\circ}{7} = 51.42^\circ$$

$$\frac{360^\circ}{9} = 40^\circ$$

Cálculo del dimensionamiento de paletas. Esto se obtiene mediante el estudio de muchos barcos de paletas antiguos de eslora semejante. En estos casos la planta propulsora solía ser una máquina de vapor por lo que las potencias desarrolladas raramente sobrepasaban los 22kw.

A continuación, se busca el diámetro de la hélice equivalente. Para motores de entre 22kw y 52kw de potencia se venden 6 hélices de unas 12,5" de diámetro.

$$12,5'' = 31.75 \text{ cm}$$

$$\text{Superficie de barrido} = \pi \frac{D^2}{4} = 791.73 \text{ cm}^2$$

Ocurriendo que la rigidez media de la mayoría de hélices no supera a 0,50, se puede obtener que el área frontal estimada para este tamaño de hélice es:

$$791,73(\text{Superficie de barrido}) \times 0,50 = 395,86 \text{ cm}^2$$



A su vez, las Revoluciones Por Minuto de trabajo a una potencia media de dichas hélices se encuentran entorno de las 2000RPM.

395,86 · (RPM a media potencia) 2000 = 791720 cm² de superficie de desplazamiento cada minuto.

Conforme al principio de la cavitación, una velocidad de giro considerablemente veloz no significa superior velocidad de traslación, sino que puede desembocar en un sistema con mucha turbulencia y se genera pérdida de eficacia por salpicaduras. Si la velocidad es excesivamente veloz, el vacío dejado por el fluido que ha desplazado la pala anterior no cuenta con tiempo de ser rellenado con más fluido y por ende la pala correlativa alcanza a dar vuelta al aire sin efectuar ningún tipo de trabajo.

Por tal motivo que el eje de las ruedas de paletas deberá obtener una disminución significativa para girar a una velocidad de 15revoluciones por minuto a potencia promedio. Entonces si se divide el área de desplazamiento cada sesenta segundos en el caso de la hélice entre las Revoluciones Por Minuto requeridas para la rueda de paletas, se obtiene:

$$\frac{(Superficie\ de\ desplazamiento\ por\ minuto)791720cm^2}{15\ rpm(RPM\ deseada)} = 52781\ cm^2/rev$$

Se divide el área obtenida entre dos ya que contamos con dos ruedas de paleta:

$$52781/2\ ruedas\ de\ paletas = 26390\ cm^2 = 2.63\ m^2$$

Se procede a dividir el área obtenida entre el número de paletas que son 9:



$\frac{2.63}{9} = 0.3 \text{ m}^2$ de área que debe obtener cada pala. Lo cual resulta un valor admisible.

Nuevamente, adquiriendo los resultados de distintos barcos de paletas, se aprecia que tan solo un 25% por ciento del diámetro de las ruedas rota sumergida en agua. De modo que, lo apropiado es que las palas se cubran de agua a una profundidad estimada similar a su altura para incrementar la eficiencia del conjunto de rueda de paletas.

Esto significa, que el diámetro de las ruedas deberá ser mínimo $4h$, considerando h la altura de las paletas.

A su vez, se debe tener en consideración el ancho de las paletas. Cuanto más pequeña sea la altura de las palas mucho más grande será ancho lo que significa una creciente del ancho total de la máquina cortadora de totora.

Se requiere averiguar un equilibrio entre altura y ancho. Para que las palas obtengan una proporción adecuada se busca el número *áureo*⁷, φ que son útiles en muchísimos diseños por su equilibrio y que equivale a 1,618...

$$\varphi \cdot h = b$$

$$h \cdot b = 300077 \text{ cm}^2$$

Se resuelve el sistema con dos incógnitas:

$$\text{Igualamos } b \text{ para obtener } h: \varphi \cdot h = \frac{3000}{h}$$

$$\varphi \cdot h^2 = 3000$$



$$h^2 = \frac{3000}{\varphi} = 1854.141$$

$$h = 43.06 \text{ cm}$$

Por tanto b : $\varphi \cdot 43.06 = b$

$$b = 69.67 \text{ cm}$$

Por lo tanto, una dimensión aceptable para las paletas se estima unos 70 centímetros x 43 centímetros lo que brinda, en efecto, 3010 centímetros cuadrados por paleta.

3.2.1.3. Rodillos de banda transportadora

Los rodillos de la serie M. cuya composición cuenta con un conducto central, y estructuras de acero, un conjunto de estanqueidad de dos retenes y laberinto, no permite que atraviese ningún elemento perjudicial al cojinete. Inmersos en esta variedad se manifiestan los siguientes tipos: Superiores e Inferiores lisos, de limpieza rectos, de limpieza helicoidal, de repercusión, Guía. Se fabrican en normas DIN, ISO, FEM y CEMA.

Los rodillos de la serie "P". Cuentan como peculiar diferencial los soportes (que resguardan los cojinetes) y tapas para cerrar en material poliamida. El sistema de obstrucción se compone de diversos laberintos amurallados que no deja penetrar las impurezas.

- Rodillos especiales para propiedades peculiares, existe la viabilidad de construir rodillos peculiares:



- Rodillos en conductos de calidad peculiar (St 52, acero inoxidable, aluminio, PVC, otros).
- Rodillos de repercusión y pulcritud vulcanizada en horma, cuyas geometrías de amortiguamiento y pulcritud de discos, en diversas calidades de goma e índices de abrasión.
- Rodillos vulcanizados a altas temperaturas con diversos espesores y calidades.
- Rodillos en conductos sin soldar y con espesores peculiares, para utilizaciones de alta resistencia.
- Rodillos con piñones sencillos, dobles, triples, orientadores, embragados y cónicos.
- Acabados peculiares: cristalizados, plastificados, cincados, galvanizados, bicromatados, a magnéticos, otros.

Selección de rodillos. la fórmula para la selección de rodillos se expresa de la siguiente manera:

$$K_r = R + L_1 \left(G_g + \frac{Q_r}{3.6V} \right) F_c \cdot F_i \cdot F_v$$

Donde:

- $K_r(kp)$ = Carga sobre un rodillo.
- $R(Kp)$ = Peso de las partes rodantes de los rodillos.
- $L_1(m)$ = Separación entre dos estaciones consecutivas.
- $G_g(Kp/m)$ = Calculo del peso de la banda.



- Q_r (Tm/h) = Capacidad de carga real $Q_r=Q$ x Peso específico
(Cálculo capacidad de transporte).
- V (m/s) = Velocidad de la banda.
- F_c = Factor de carga.
- F_i = Factor de Impacto.
- F_v = Factor de vida del rodillo.

Cálculo de vida de los rodamientos. la fórmula para el cálculo de vida de los rodamientos se refleja en horas:

$$\text{Vida del rodamiento (horas)} = (2 \cdot C)^3 \cdot \frac{10^6}{P^3} \cdot n \cdot 60$$

Donde:

- C (kg) = Capacidad de carga dinámica del rodamiento.
- P (kg) = Carga nominal sobre los rodamientos.
- n (r.p.m.) = Velocidad e giro de los rodamientos.

Cálculo Peso /m de la banda. La fórmula para el cálculo del peso de la banda se expresa de la siguiente manera:

$$\text{Banda Textil } G_g(\text{kp/m}) = B \cdot (1.2 \times E + P_l \times Z)$$

$$\text{Banda Metálica } G_g(\text{kp/m}) = B \cdot (1.2 \times E + P_m)$$

Donde:

- G_g (kp/m) = Peso de la banda.



- $B(m)$ = Ancho de la banda.
- $E(mm)$ = Espesor total de los recubrimientos.
- $Pl(kp/m^2)$ = Peso por m^2 de cada lona.
- Z = Número de lonas.
- $Pm(kp/m^2)$ = Peso por m^2 de los cables y goma intermedia.

3.2.1.4. Estructura de la máquina

Segunda ley de Newton

$$F = ma$$

$$M = Fd$$

De equilibrio estático

$$\sum \vec{F} = 0$$

$$\sum \vec{M} = 0$$

Para cada eje se cumple

$$\sum \vec{F}_x = 0 \quad \sum \vec{F}_y = 0 \quad \sum \vec{F}_z = 0$$

$$\sum \vec{M}_x = 0 \quad \sum \vec{M}_y = 0 \quad \sum \vec{M}_z = 0$$



CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. RESULTADOS

4.1.1. Diseño del mecanismo de corte.

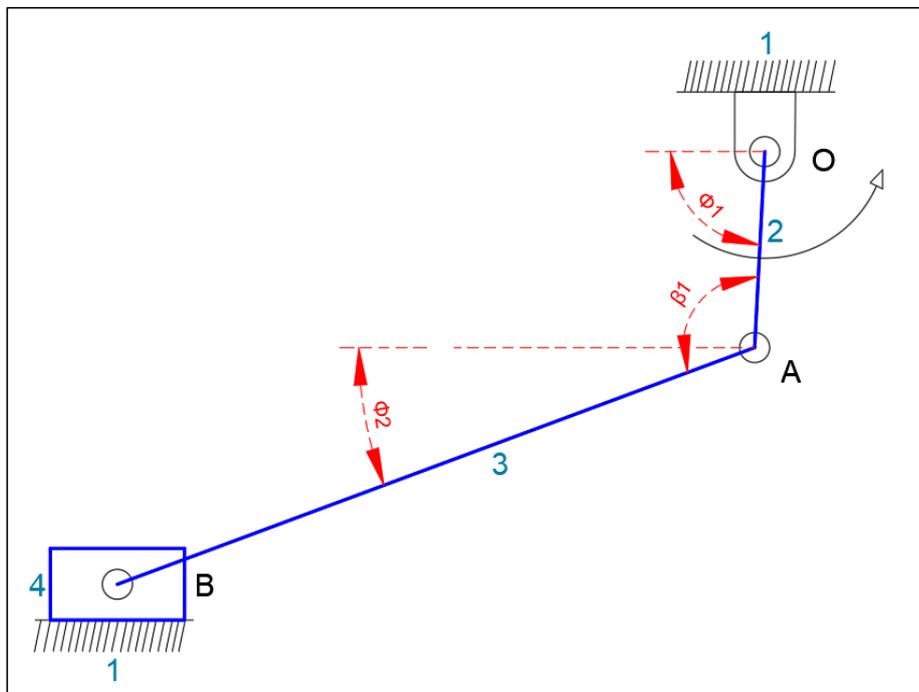
Los elementos para el corte de totora se revelan en la figura N° 49, consiste en un mecanismo biela vibrador compuesto de 4 eslabones, se seleccionó por cuestiones de acoplamiento.

El elemento contiene los eslabones siguientes:

- Eslabón 1: Marco de referencia.
- Eslabón 2: Polea manivela.
- Eslabón 3: Biela.
- Eslabón- 4: Porta cuchillas.

Figura 49

Representación esquemática del mecanismo de corte de 4 eslabones



Elaborado por el equipo de trabajo

4.1.1.1. Cálculo de la fuerza máxima sobre los eslabones

Fuerza de corte de las cuchillas. El número de cuchillas que componen la barra de corte es 23 y de estas solamente 22 realizan el trabajo con una fuerza de 15 kgf: entonces la fuerza requerida por las cuchillas es 330 kgf o 3234 N.

Fuerza por fricción de los materiales. El valor del peso de los elementos que componen la parte móvil, es:

- Peso de cada cuchilla: 0.11 kg.
- Peso del acoplamiento de la barra móvil: 0.95 kg.
- Peso del porta cuchillas: 1.3 kg.

Sumando estos valores se tiene que el peso total de la parte móvil es:



$$0.11(23) + 0.95 + 1.3 = 4.78 \text{ kg}$$

La ecuación fuerza por fricción:

$$F_{fr} = \mu_d * N$$

Donde:

- F_{fr} = Fuerza de fricción (kgf).
- μ_d = Coeficiente de fricción dinámico.
- N = Fuerza normal.
- N es el peso de los elementos de la parte móvil.

El valor de coeficiente de fricción entre acero y acero es de 0.27

Entonces se tiene que:

$$F_{fr} = 0.27 * 4.78 = 1.291 \text{ kgf}$$

La fuerza total requerida por las cuchillas para una carrera de corte es:

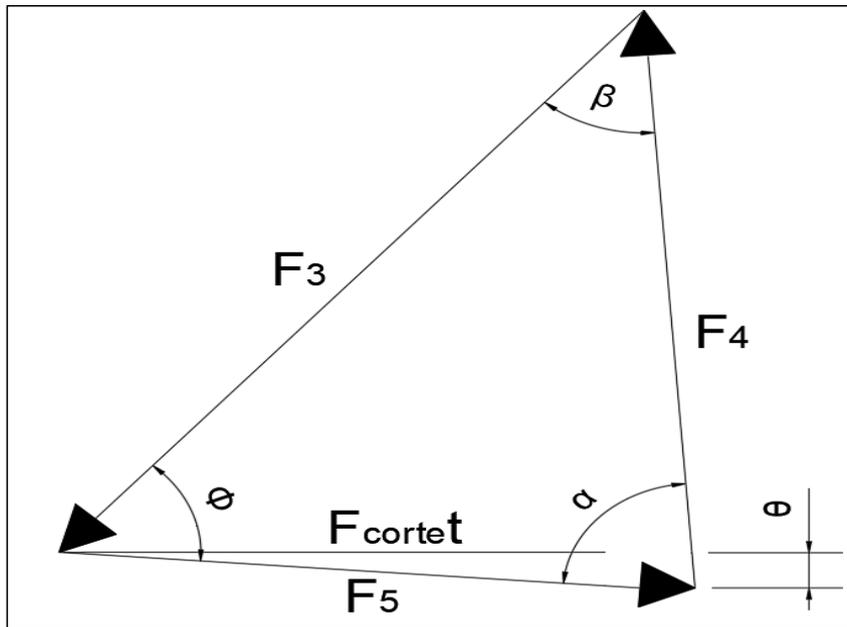
$$F_{corte} = 330 + 1.291 = 331.29 \text{ kgf}$$

Determinación de la fuerza máxima en la primera carrera de corte

Para cada desplazamiento de la polea manivela se produce una variación de fuerzas sobre los distintos eslabones. Por lo que para su diseño se procede a encontrar la fuerza máxima.

Figura 50

Diagrama de fuerzas sobre los eslabones en la primera carrera de corte



Elaborado por el equipo de trabajo

En el dibujo realizado en el programa SolidWorks se procedió a realizar distintos desplazamientos en la polea manivela obteniéndose los ángulos correspondientes y mediante trigonometría se obtuvieron las fuerzas producidas sobre los eslabones.

Para el intervalo de corte representado en la tabla N° 02, variando el ángulo γ , se tiene:

Tabla 2

Variación de fuerzas en el primer intervalo de corte

Para γ	α	β	θ	F_{Cortet} (kgf)	F_3 (kgf)	F_4 (kgf)	F_5 (kgf)
55	65.62	58.51	2.18	256	273.791	248.7	256.2
58	67.03	56.89	1.76	256	281.682	353.7	256.12
61	68.49	55.27	1.37	256	290.043	259	256.07
64	70.01	53.65	1	256	298.911	264.6	256.04
67	71.59	52.03	0.66	256	308.308	270.4	256.02
70	73.21	50.43	0.35	256	318.127	276.5	256.01
73	74.88	48.83	0.06	256	328.491	282.9	256



76	76.6	47.26	0.19	256	339.265	289.6	256.004
79	78.36	45.7	0.41	256	350.543	296.3	256.006
82	80.15	44.17	0.59	256	362.203	303.45	256.013
83	80.75	43.67	0.65	256	366.149	305.85	256.016
84	81.36	43.17	0.7	256	370.165	308.28	256.019
88	83.2	41.69	0.82	256	382.448	315.75	256.026
90	85.05	40.26	0.91	256	394.918	323.3	256.03

Nota: (Ramirez Villacís & Yugcha Pilamunga, 2011b)

Determinación de la fuerza máxima en la segunda carrera de corte.

Para el intervalo de corte representado en la tabla N° 03 variando el ángulo γ , se tiene:

Tabla 3

Variación de fuerzas en el segundo intervalo de corte

Para γ	α	β	θ	F_{Corte} (kgf)	F3 (kgf)	F4 (kgf)	F5 (kgf)
30	73.84	61.84	0.23	256	279.05	202.87	256.002
33	72.41	63.44	0.5	256	272.98	199.36	256.009
36	71.01	65.03	0.78	256	267.19	196.04	256.023
39	69.64	66.6	1.09	256	261.7	192.96	256.046
42	68.3	68.15	1.42	256	256.48	190.12	256.122
45	67	69.77	1.77	256	251.4	186.96	256.123
48	65.73	71.19	2.14	256	246.85	184.85	256.178
51	64.5	72.68	2.53	256	242.4	182.44	256.249
54	63.3	74.13	2.93	256	238.2	180.28	256.335
57	62.15	75.56	3.35	256	234.26	178.18	256.438
60	61.03	76.95	3.78	256	230.53	176.29	256.558
63	59.95	78.31	4.22	256	227.02	174.51	256.695
65	59.25	79.2	4.51	256	224.79	173.39	256.795

Nota: (Ramirez Villacís & Yugcha Pilamunga, 2011b)

En conclusión, se tienen las siguientes fuerzas máximas:

F3 para el eslabón biela: 395 kgf a compresión y 279 kgf a tracción

4.1.1.2. Análisis cinemático del mecanismo de corte.

Para el cálculo de velocidades y aceleraciones se utilizará el análisis mediante el ejemplo de ecuaciones de movimiento relativo que se resuelven ya sea analítica o gráficamente por medio de polígonos de velocidad y aceleración.

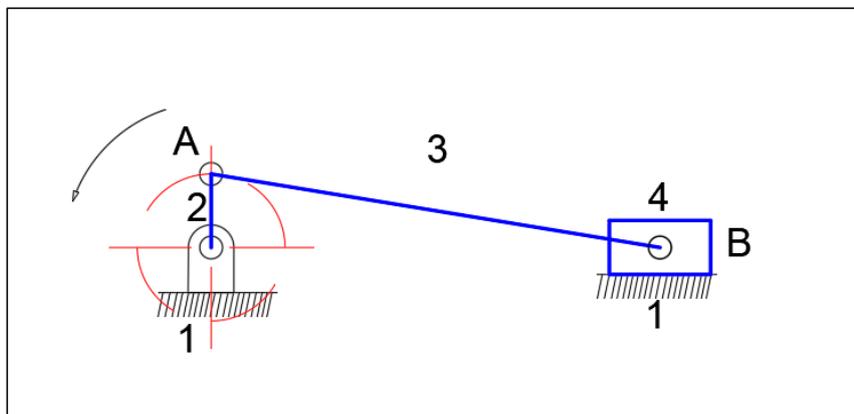
Cálculo de velocidades para un ciclo de corte.

Si hay dos puntos **A** y **B** sobre un cuerpo con movimiento coplanario entonces la velocidad absoluta de **B** es igual a la suma vectorial de la velocidad absoluta de **A** y la velocidad relativa de **B** con respecto a **A**. **Figura N° 51**.

De la figura N° 50 se obtiene el diagrama de velocidades relativas, el cual se muestra en la figura N° 51.

Figura 51

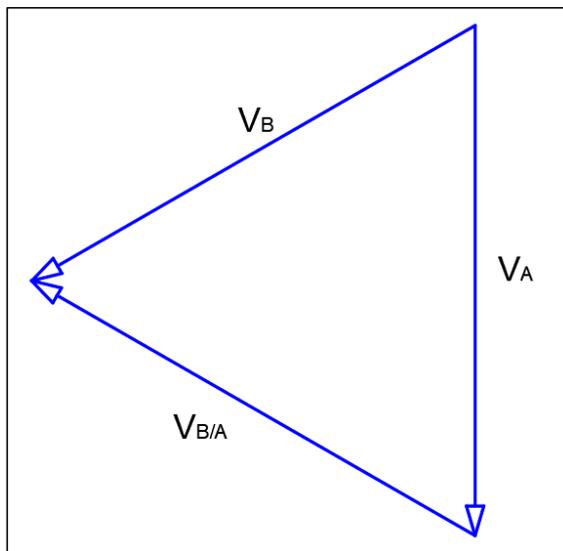
Representación gráfica de los eslabones al finalizar la primera carrera de corte



Elaborado por el equipo de trabajo

Figura 52

Diagrama de velocidades relativas



Elaborado por el equipo de trabajo

Expresando vectorialmente

$$V_B = V_A + V_{B/A}$$

Para los cuerpos que giran alrededor de un eje fijo, como es el caso de la polea manivela el valor de la velocidad V se determina con la siguiente ecuación:

$$V = \omega * R$$

Siendo ω velocidad angular y R el radio.

Los polígonos de velocidad se obtuvieron gráficamente en el programa SolidWorks empleando las ecuaciones de movimiento relativo; con los valores arrojados y utilizando las hojas de cálculo de Excel se obtuvieron las diferentes gráficas.

Velocidad del punto (a). La velocidad V_A , donde la velocidad angular ω_A , es aquella velocidad a la que gira la manivela, es decir 340 Rev./min en sentido anti horario y cuyo valor es constante. El radio R es 3,6 cm.

$$V_A = 128.16 \text{ cm/s}$$

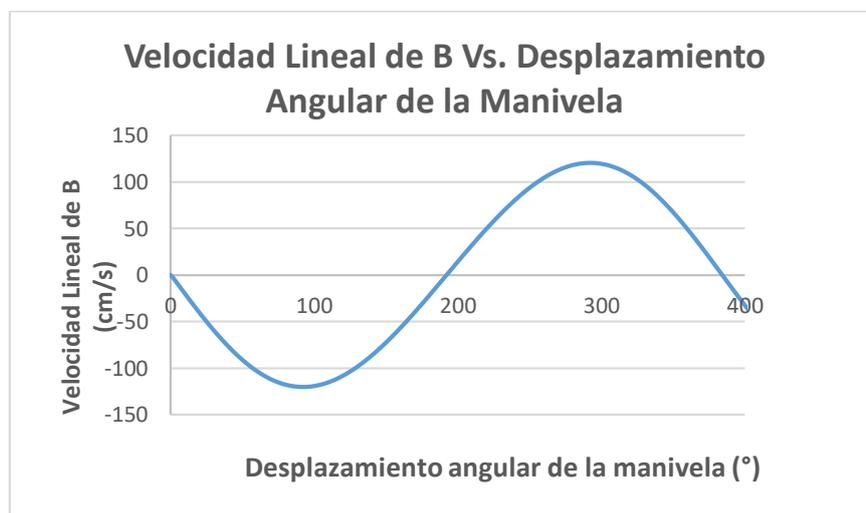
Velocidad del punto (b). El punto B pertenece a la unión entre el eslabón porta cuchillas con la polea manivela, para dar el movimiento alternativo de las cuchillas. Los valores de la velocidad del punto B se obtienen mediante la siguiente ecuación.

$$V_B = V_A + V_{B/A}$$

Los resultados obtenidos son:

Figura 53

Gráfica del desplazamiento angular de la manivela vs. velocidad de B



Elaborado por el equipo de trabajo

En éste caso no tiene velocidad angular, debido a que su movimiento es lineal.

Cálculo de aceleraciones para un ciclo de corte

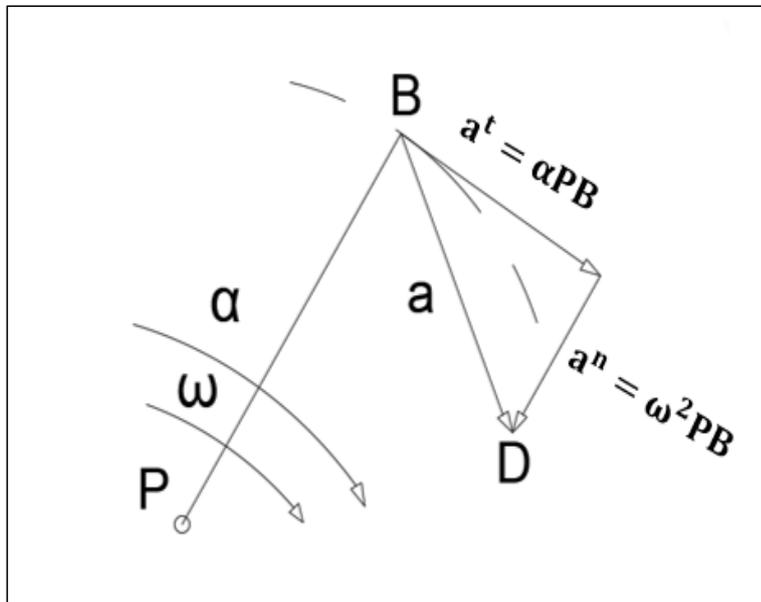
Para dos puntos A y B en un cuerpo con movimiento coplanario, la aceleración absoluta de B es igual a la suma vectorial de la aceleración absoluta de A y la aceleración de B relativa a A. Expresado vectorialmente:

$$a_B = a_A + a_{B/A}$$

El punto B, sobre un cuerpo en movimiento alrededor del centro instantáneo P, está sujeto a una aceleración tangencial a^t que actúa tangencialmente al movimiento y una aceleración normal a^n que actúa hacia el centro de la curvatura, siendo ω y a respectivamente la velocidad y aceleración angular del punto B. La distancia BD representa la aceleración a . La distancia PB es el radio R.

Figura 54

Vector de aceleración



Elaborado por el equipo de trabajo

$$\begin{aligned} a^t &= a * R \\ a^n &= \omega^2 * R \\ a &= a^n + a^t \end{aligned}$$

Aceleración en el punto (a). La aceleración en el punto A se calcula con la ecuación $a = a^n + a^t$, a^t es cero ya que la velocidad angular en la manivela es constante; el valor de a^n es:

$$a_A^n = \left(35.6 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 * 3.6 \text{ cm} = 4562.5 \frac{\text{cm}}{\text{s}^2}$$

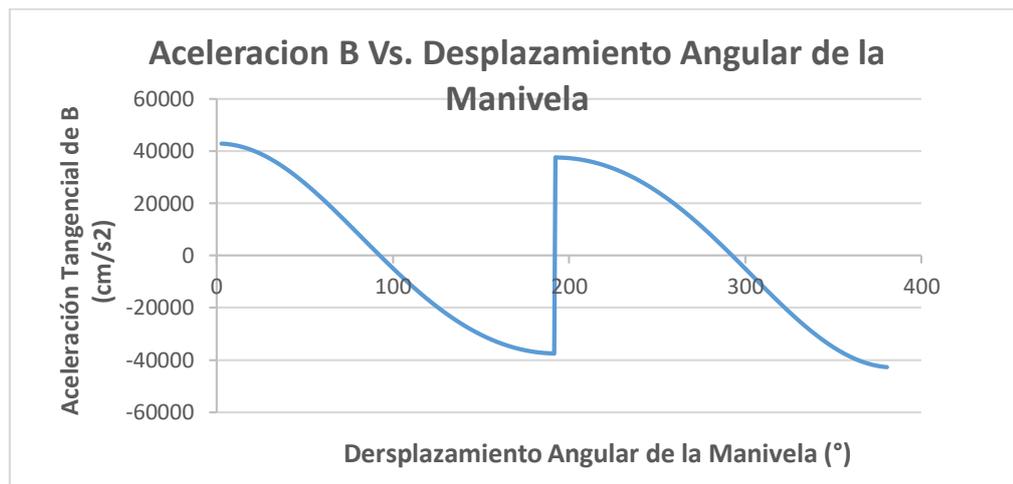
Aceleración en el punto (b). Se halla utilizando las siguientes ecuaciones:

$$a_B = a_A + a_{B/A}$$

Gráficamente se obtiene:

Figura 55

Gráfica del desplazamiento angular de la manivela vs. Aceleración de B



Elaborado por el equipo de trabajo

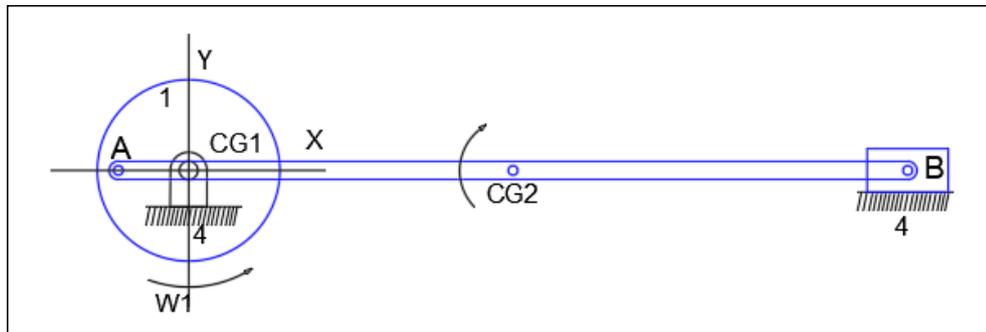
El cálculo de estos valores es relevante ya que, con estos se pueden obtener valores necesarios en el análisis dinámico del mecanismo.

4.1.1.3. Análisis dinámico de fuerzas que actúan sobre el mecanismo

Con el análisis dinámico se puede determinar la influencia de las fuerzas inerciales sobre el mecanismo. En la **figura N° 56** se muestra la disposición de los eslabones.

Figura 56

Diagrama de cuerpo libre del mecanismo de corte



Elaborado por el equipo de trabajo

En el análisis cinemático previo se obtuvieron los siguientes datos:

Tabla 4

Datos cinemáticos de los eslabones

ESLABÓN	Masa (kg)	a (rad/s ²)	I (kg/cm ²)	a CG (cm/s ²)	Velocidad (rad/s) y sentido
1	8	0	428	0	35.6 rad/s En contra de las manecillas del reloj.
2	0.51	-146.58	44	3557.7<32°	-6.14 rad/s A favor de las manecillas del reloj.
3	4.78	0	-	1422.2<0°	0 -
4	-	-	-	-	- -

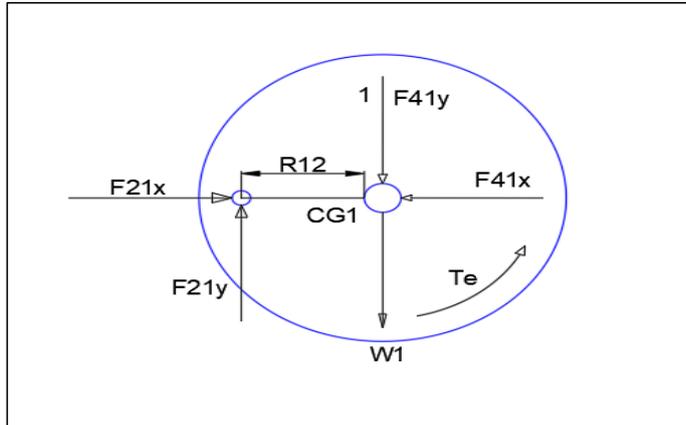
Nota: (Ramirez Villacís & Yugcha Pilamunga, 2011b)

El procedimiento para obtener las fuerzas que actúan sobre el mecanismo es realizar el diagrama de cuerpo libre de cada eslabón indicando las fuerzas que actúan sobre este:

ESLABÓN 1

Figura 57

Diagrama de cuerpo libre del eslabón uno



Elaborado por el equipo de trabajo

Ecuaciones de equilibrio a partir del diagrama de cuerpo libre:

$$F_{21x} - F_{41x} = m_1 a_{CG1x}$$

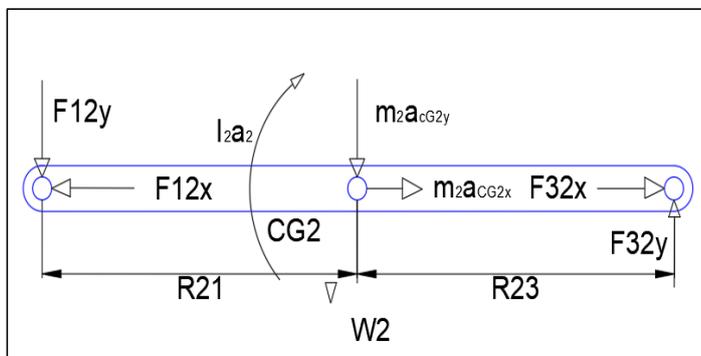
$$F_{21y} - F_{41y} = m_1 a_{CG1y} + W_1$$

$$T_e - F_{21y}F_{12x} + F_{21x}F_{12y} + F_{41x}F_{14y} + F_{41y}F_{14x} = I_1 a_1$$

ESLABÓN 2

Figura 58

Diagrama de cuerpo libre del eslabón dos



Elaborado por el equipo de trabajo

Ecuaciones de equilibrio:

$$F_{32x} - F_{12x} = m_2 a_{CG2x}$$

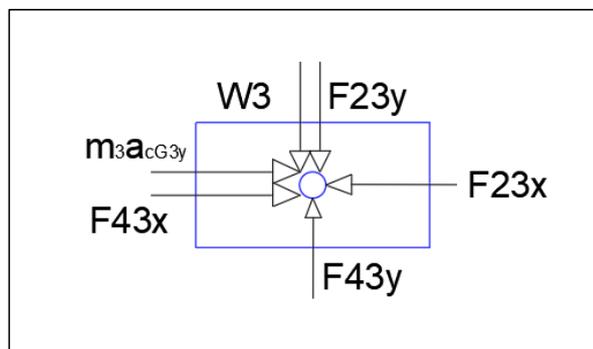
$$F_{32y} - F_{12y} = m_2 a_{CG2y} + W_2$$

$$F_{12x}R_{21y} - F_{12y}R_{21x} + F_{32x}R_{23y} - F_{32y}R_{23x} = -I_2 a_2$$

ESLABÓN 3

Figura 59

Diagrama de cuerpo libre del eslabón tres



Elaborado por el equipo de trabajo

Ecuación de equilibrio:

$$-F_{23x} + \mu F_{43y} = m_3 a_{CG3x} - F_c$$

$$F_{43y} - F_{23y} = W_3$$

$$F_{43x} = \mu F_{43y}$$

Siendo:

- R_{ij} = el vector que va desde CG_i a la junta del eslabón adjunto (j).
- R_{ij} = la fuerza que el eslabón i ejerce sobre el eslabón j.
- CG_i = el centro de gravedad del eslabón i.
- a_{CGi} = la aceleración del centro de gravedad CG_i .
- a_i = la aceleración angular del eslabón i.

- m_i = masa del eslabón i.
- I_i = el momento de inercia de la masa del eslabón con respecto a su CG.
- T_e = momento de torsión aplicado al eslabón de entrada.

Los datos geométricos de los distintos eslabones son:

Tabla 5

Datos geométricos de los eslabones

Eslabón	Vector de posición	Magnitud (m)	Angulo (°)
1	R_{12}	0.036	180
	R_{14}	0	-
2	R_{21}	0.2701	180
	R_{23}	0.2701	180
3	R_{32}	0	-
	R_{34}	0	-

Nota: (Ramirez Villacís & Yugcha Pilamunga, 2011b)

Tabla 6

Cálculos de las componentes de los vectores de la posición y aceleración

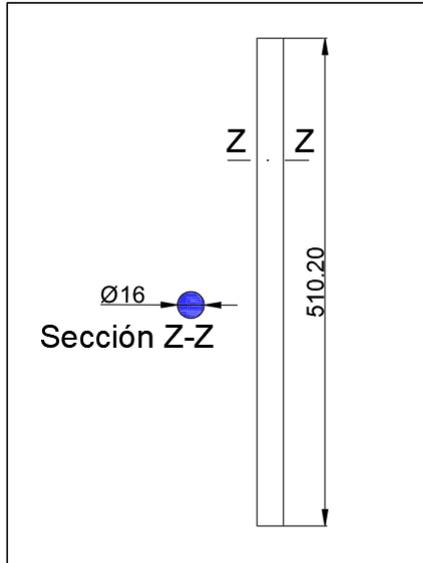
R_{12}	R_{12x}	-0.036
	R_{12y}	0
R_{14}	R_{14x}	0
	R_{14y}	0
R_{21}	R_{21x}	-0.2701
	R_{21y}	0
R_{23}	R_{23x}	0.2701
	R_{23y}	0
R_{32}	R_{32x}	0
	R_{32y}	0
R_{34}	R_{34x}	0
	R_{34y}	0
a_{CG2}	a_{CG2x}	30.17
	a_{CG2y}	18.85
a_{CG3}	a_{CG3x}	14.22
	a_{CG3y}	0

Nota: (Ramirez Villacís & Yugcha Pilamunga, 2011b)

las dimensiones del eslabón biela se presenta en la siguiente figura:

Figura 60

Dimensionamiento del eslabón biela



Elaborado por el equipo de trabajo

Los valores equivalentes de los esfuerzos medio y alternante se obtienen mediante la teoría de la energía de distorsión de Von Mises, y el factor de seguridad mediante la ecuación de la línea de Goodman modificada.

Los esfuerzos máximo y mínimo corresponden a las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{Area} = \frac{4 * F_{max}}{\pi * \phi_b^2}$$

$$\sigma_{min} = \frac{F_{min}}{Area} = \frac{4 * F_{min}}{\pi * \phi_b^2}$$

Donde F_{max} y F_{min} son las fuerzas máxima y mínima (F_{32}) sobre el eslabón biela y ϕ_b es el diámetro del eslabón.

El eslabón biela en un ciclo de corte está sometido a esfuerzos de tracción y compresión:

$$F_{max} = 332.03 \text{ kgf}$$

$$F_{min} = -358.49 \text{ kgf}$$

El diámetro de la biela es 1.6 cm.

Reemplazando a las ecuaciones de esfuerzos máximo y mínimo se tiene:

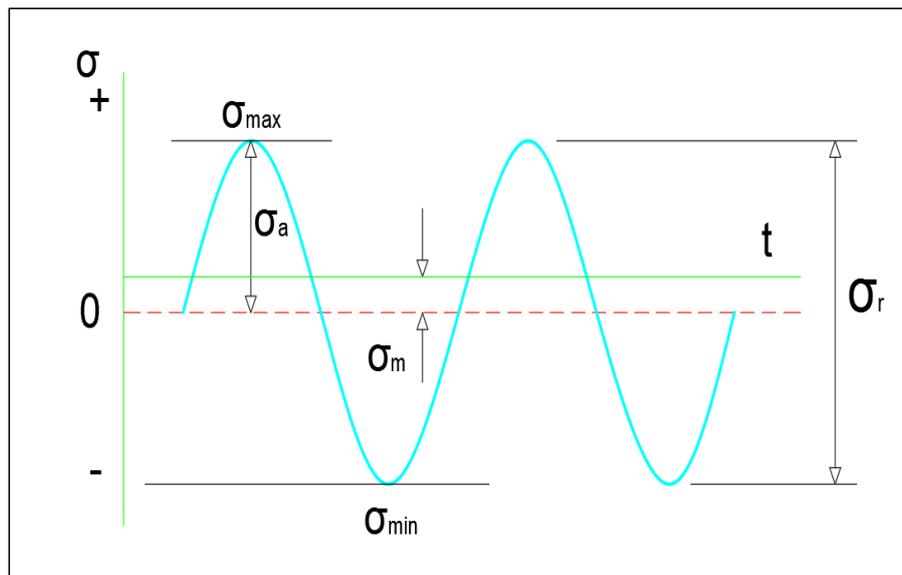
$$\sigma_{max} = 165.14 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{min} = -178.30 \text{ kgf/cm}^2$$

El diagrama de fluctuación de esfuerzos es:

Figura 61

Diagrama de fluctuación de esfuerzos para el eslabón biela



Elaborado por el equipo de trabajo

Reemplazando σ_{max} y σ_{min} :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$



$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \right|$$

$$\sigma_m = -6.58 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_a = 171.72 \text{ kgf/cm}^2$$

Los esfuerzos equivalentes medio alternante corresponden a las siguientes ecuaciones:

$$\sigma'_a = \sqrt{(\sigma_{FLEXIÓNa} + \sigma_{AXIALa})^2 + 3(\sigma_{TORSIÓNa} + \sigma_{CORTEa})^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(\sigma_{FLEXIÓNm} + \sigma_{AXIALm})^2 + 3(\sigma_{TORSIÓNm} + \sigma_{CORTEm})^2}$$

Como los esfuerzos de torsión y corte son cero entonces se tiene:

$$\sigma'_m = 6.58 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma'_a = 171.72 \text{ kgf/cm}^2$$

El análisis se realizó para un acero AISI 1020 laminado en caliente, cuyas propiedades son:

$$S_{ut} = 55 \text{ kpsi} \approx 3866.5 \text{ kgf/cm}^2$$

$$S_y = 30 \text{ kpsi}$$

Valores de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

Tabla 9

Factores que modifican S_e para el eslabón biela

Factores	Valor
k_a	0.953
k_b	0.922
k_c	0.85
k_d	1
k_f	2.8
k_e	0.357

Nota: (Ramirez Villacís & Yugcha Pilamunga, 2011b)

El valor de S_e es:

$$S'_e = 0.5 * S_{ut}$$

$$S'_e = 1933.25 \text{ kgf/cm}^2$$

Entonces el límite de resistencia a la fatiga será:

$$S_e = 515.465 \text{ kgf/cm}^2$$

Finalmente, el factor de seguridad obtenido es:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}}$$

$$n_f = 3.15$$

El factor de seguridad es satisfactorio.

Potencia de corte. La fuerza motriz para el conjunto de cuchillas es obtenida por la embarcación, el mismo que previamente fue seleccionado como el elemento propulsor.

La potencia requerida para el corte de la totora es:



$$P_{corte} = \frac{T * w_1}{746}$$

Donde:

P_{corte} = potencia requerida para el corte [Hp].

w_1 = velocidad angular de la polea manivela [rad/seg].

T = torque [N.m].

Al existir variación de fuerzas se produce también una variación de torques, el torque máximo producido es 110.2 Nm.

Reemplazando en la ecuación de potencia requerida para el corte, se tiene:

$$P_{corte} = \frac{110.2Nm * 33.39rad/seg}{746}$$

$$P_{corte} = 4.93 Hp$$

4.1.1.4. Análisis de engranajes mecanismo piñón cremallera

El elemento de transmisión piñón-cremallera es el encargado de trasladar el movimiento lineal para el avance y retroceso a diversas alturas necesarias para el corte de la totora.

La utilidad de este sistema es muy adecuada para lograr un movimiento lineal de exactitud, está conformado por un piñón dentado, que engrana de manera perfecta en una cremallera, que se traslada de manera longitudinal. (Maruri Lozano, 2019)

Dimensiones del elemento piñón cremallera:



Seguidamente, se detallan las dimensiones y elección del piñón y la cremallera necesarios.

Tabla 10

Peso de los componentes que intervienen el cálculo

PESO	
Peso de la guarda	3.91 kg
Peso de la barra de soporte	7 kg
Peso del elemento móvil	4.78 kg
Peso de la manivela	0.35 kg
Peso de la biela	0.81 kg
Peso de la corredera	0.89 kg
Peso del motor hidráulico	5 kg
Peso del soporte de la cortadora	10 kg
Peso extra	7.26 kg
Peso total aproximado	40 kg

Elaborado por el equipo de trabajo

Tabla 11

Datos iniciales que interviene en la selección de la cremallera

Datos	Característica
Peso total	40 kg
Velocidad inicial	0.1 m/s
Aceleración	0.2 m/s ²
Rendimiento mecanismo piñón - cremallera	90 %

Elaborado por el equipo de trabajo

Se toma en cuenta todos los parámetros anteriormente ya mencionados, se halla la fuerza tangencial teórica vertical (F_{vt}).

$$F_{vt} = P (9.81 + a)$$

Donde:

F_{vt} = fuerza tangencial teórica vertical, en N.

P = peso total, en kg.

a = aceleración en m/s².



Reemplazando valores se tiene:

$$F_{vt} = 40(9.81 + 0.2)$$

$$F_{vt} = 400.4 \text{ N}$$

Seguidamente, se halla la fuerza tangencial vertical corregida que posee el factor de seguridad que proporciona el fabricante siendo decisión del diseñador elegir el adecuado.

Tabla 12

Opciones que presenta el fabricante para elegir el factor de seguridad

Tiempo de Trabajo	Tipo de Carga (kg)		
	Uniforme	Moderada	Pesada
Ocasional (1/2 hora)	1.5	1.8	2.3
Intermitente (3 horas)	1.8	2	2.5
8-10 horas	2	2.25	2.8
24 horas	2	2.5	3

Nota: (koom, 2020)

Para el cálculo se opta por elegir un coeficiente de seguridad de 2.25, debido al tiempo de trabajo que tendrá la máquina (8 a 10 horas) con una carga moderada, a continuación, se calcula la fuerza tangencial corregida.

$$F_{vc} = F_{vt} * k$$

Donde:

F_{vc} = fuerza tangencial vertical corregida [N].

F_{vt} = fuerza tangencial vertical teórica [N].

k = coeficiente de seguridad.

Reemplazando se tiene:

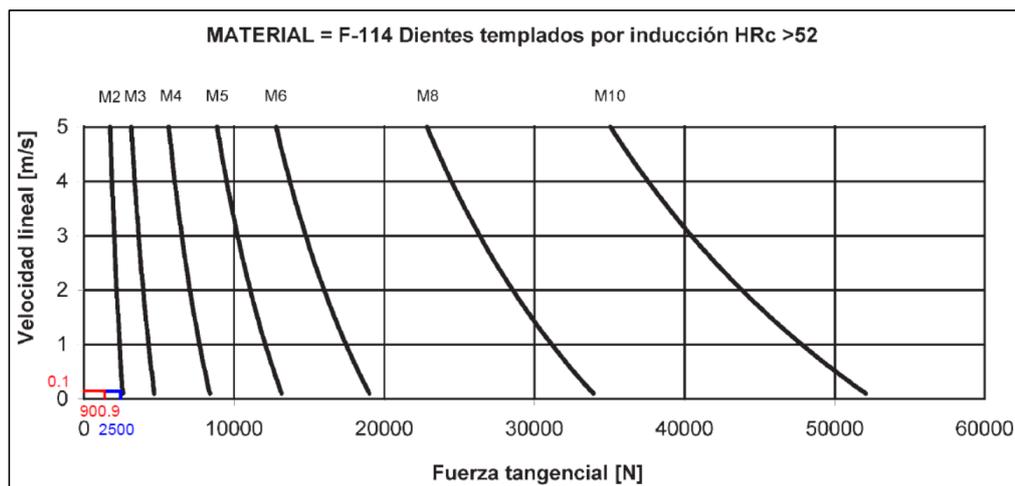
$$F_{vc} = 400.4 * 2.25$$

$$F_{vc} = 900.9 N$$

Con este resultado se selecciona el módulo del mecanismo piñón cremallera basado en las Tablas proporcionadas por el fabricante. La figura N° 62 muestra la gráfica para la selección del módulo de dentado que en este caso es recto y el material seleccionado es F-114 bonificado y templado por inducción HRC=52.

Figura 62

Diagrama velocidad tangencial (N) vs velocidad lineal (m/s)



Nota: (koom, 2020)

De la gráfica se obtiene los siguientes resultados:

- Dentado recto ($\beta=0$).
- Modulo seleccionado: $m=2$.
- Fuerza tangencial máxima: $F_{vc} = 2500N$

A partir de aquí se determina la dimensión del piñón y el par necesario para transmitir la fuerza. Según [KOOM, Transmisiones Piñón-Cremallera] se asumen el número de dientes (Z) para conocer el par necesario para transmitir la

fuerza, en la Figura N° 63 se muestra una Tabla donde se indica los tipos de piñones dentados rectos $m=2$

Figura 63

Tipos de piñones dentados rectos

Z	de	dp	Piñón PH3		Piñón PH4		Piñón NORMAL				
			D	E	D	E	L ^{H7}	M ^{D10}	I	J	K ^{+0,1}
24	52	48	40	42	63	46	16	5	40	26	17.7
26	56	52	40	42	63	46	22	6	44	26	24.2
28	60	56	40	42	63	46	22	6	48	26	24.2
30	64	60	40	42	63	46	22	6	52	26	24.2
32	68	64	40	42	63	46	32	10	56	26	34.4

Nota: (koom, 2020)

El número de dientes del piñón seleccionado es $Z=24$, con un diámetro primitivo de $dp=48\text{mm}$. Con estos datos se calcula el par de giro requerido:

$$M = \frac{d_p * F_{vt}}{2000 * \eta}$$

Donde:

- M = Par de Giro sobre el Piñón [Nm].
- d_p = Diámetro primitivo [mm].
- F_{vt} = Fuerza tangencial teórica [N].
- η = rendimiento.

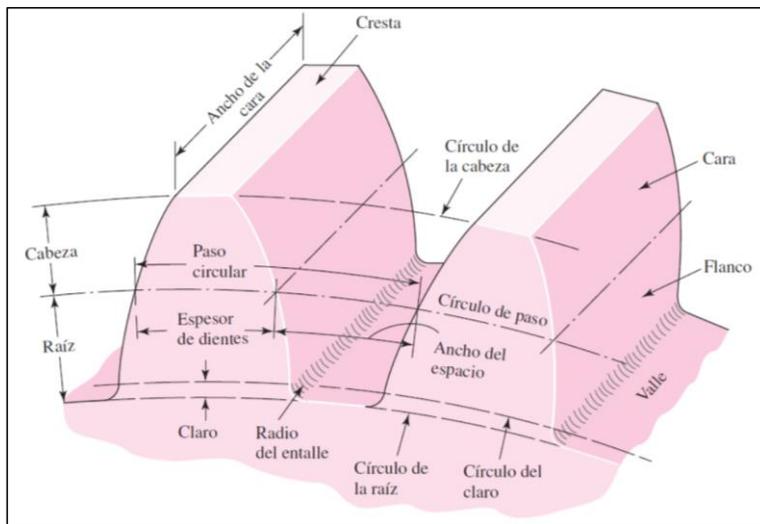
Reemplazando se tiene:

$$M = \frac{48 * 400.4}{2000 * 0.9}$$

$$M = 10.68 \text{ Nm}$$

Figura 64

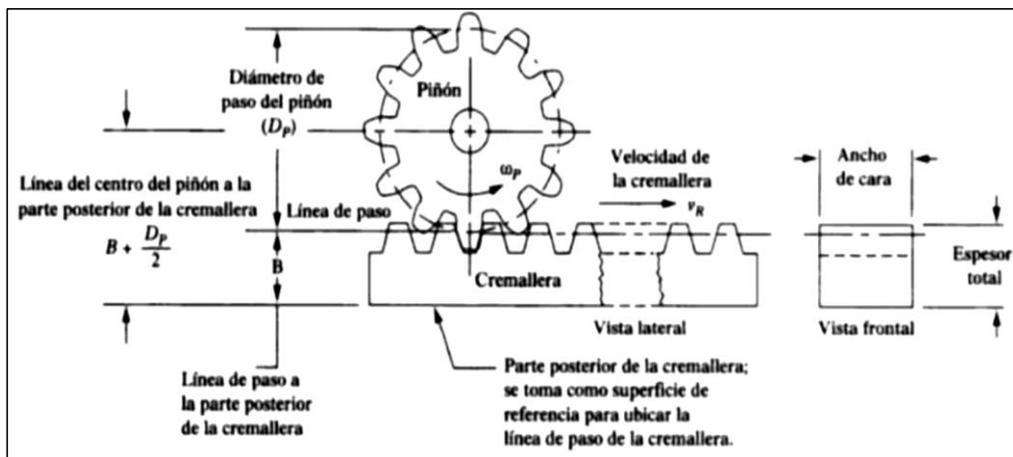
Nomenclatura de los dientes de engranes rectos



Nota: (BUDYNAS, RICHARD G. NISBETT, 2014)

Figura 65

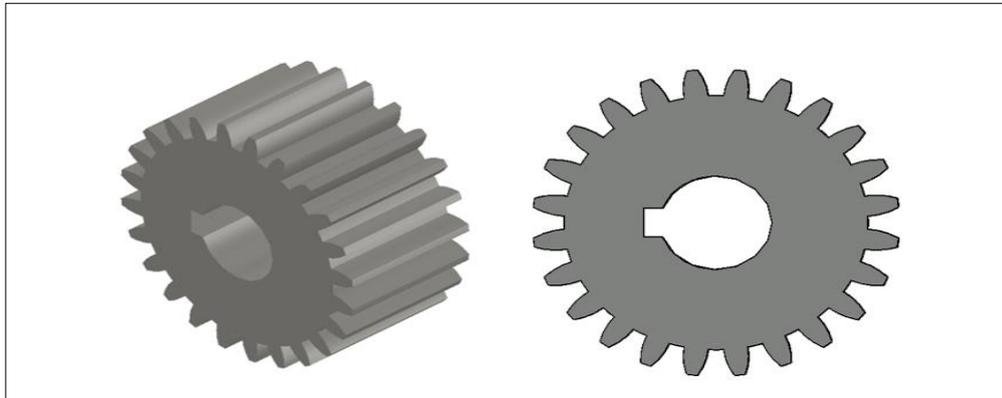
Transmisión Piñón-Cremallera



Nota: (BUDYNAS, RICHARD G. NISBETT, 2014)

Figura 66

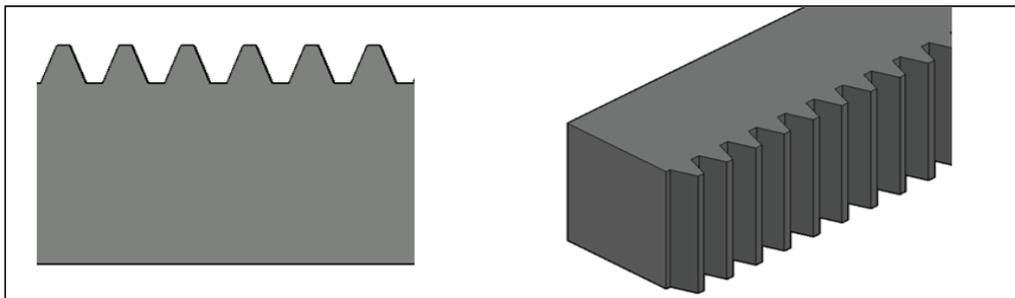
Piñón



Elaborado por el equipo de trabajo

Figura 67

Cremallera



Elaborado por el equipo de trabajo

4.1.2. Resultados del diseño del mecanismo de corte

Tabla 13

Resultado del diseño de mecanismo de corte

Parámetro	Resultado
Velocidad de Avance	2 km/h
Capacidad de trabajo	0.36 ha/h
peso de la cuchilla móvil	4.78 kg
Fuerza máxima para el eslabón biela a compresión	395 kgf
Fuerza máxima para el eslabón biela a tracción	279 Kgf
Fuerza total requerida por las cuchillas para una carrera de corte	331.29 kgf



velocidad del punto A	128.16 cm/s	
Aceleración del punto A	4562.25 cm/s ²	
Masa del eslabón 1	8 kg	
Masa del eslabón 2	10 kg	
Masa del eslabón 3	7.26 kg	
Potencia de corte	4.93 Hp	
Peso del Piñon Cremallera	Peso de la guarda	3.91 kg
	Peso de la barra de soporte	7 kg
	Peso del elemento móvil	4.78 kg
	Peso de la manivela	0.35 kg
	Peso de la biela	0.81 kg
	Peso de la corredera	0.89 kg
	Peso del motor hidráulico	5 kg
	Peso del soporte de la cortadora	10 kg
Peso extra	7.26 kg	
Velocidad inicial de la cremallera	0.1 m/s	
Aceleración de la cremallera	0.2 m/s ²	
Fuerza tangencial vertical de la cremallera	900.9 N	
Par de Giro sobre el Piñon	10.68 Nm	

Elaborado por el equipo de trabajo

Se ha desarrollado un sistema de corte con una capacidad operativa de 0.36 hectáreas por hora, donde los componentes del sistema mantienen un peso máximo de 70.04 kilogramos. Esta especificación de peso es óptima para alcanzar los resultados esperados.

4.1.3. Diseño de rueda de paletas de propulsión

4.1.3.1. Elección del número de paletas por rueda

Para evadir el hecho de que entren y salgan al mismo tiempo una paleta de cada extremo de la rueda, y disminuir con ello los esfuerzos y vibraciones, se opta por un número de paletas impar. De modo que, hay que decidir entre 7 o 9 paletas por rueda.

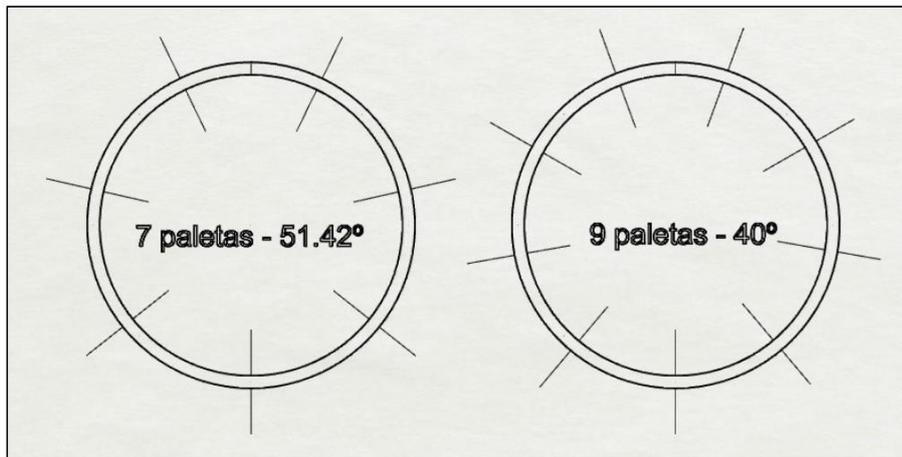
Para calcular los ángulos de separación de las paletas se halla con la siguiente Fórmula:

$$\frac{360^\circ}{7} = 51.42^\circ$$

$$\frac{360^\circ}{9} = 40^\circ$$

Figura 68

Elección de número de paletas



Nota: (Rodríguez Tovar & Castells sanabra, 2016)

Al cabo se escogen 9 paletas por cada rueda.

4.1.3.2. Dimensionamiento de paletas

Esto se obtiene mediante el estudio de muchos barcos de paletas antiguos de eslora semejante. En estos casos la planta propulsora solía ser una máquina de vapor por lo que las potencias desarrolladas raramente sobrepasaban los 22kw.

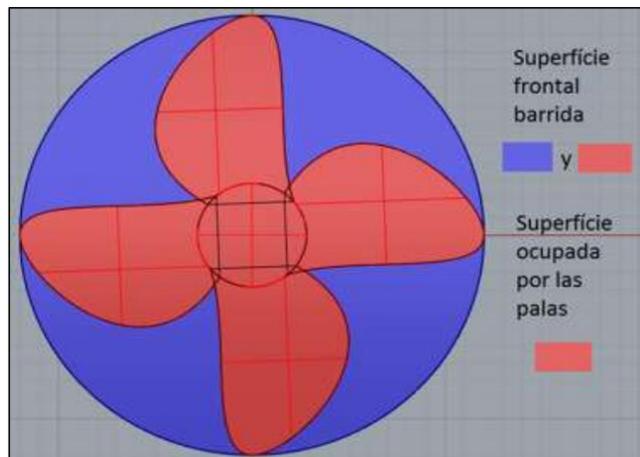
A continuación, se busca el diámetro de la hélice equivalente. Para motores de entre 22kw y 52kw de potencia se venden 6 hélices de unas 6.25" de radio.

$$12,5'' = 31.75 \text{ cm} = \text{diámetro}$$

$$\text{Superficie de barrido} = \pi \frac{D^2}{4} = 791.73 \text{ cm}^2$$

Figura 69

Diámetro de la hélice equivalente



Nota: (Rodríguez Tovar & Castells sanabra, 2016)

Ocurriendo que la rigidez promedio de la mayoría de hélices no supera a 0,50, se puede obtener que el área frontal estimada para este tamaño de hélice es:

$$791,73 \cdot 0,50 = 395,86 \text{ cm}^2$$

A su vez, las Revoluciones Por Minuto de trabajo a una potencia media de dichas hélices se encuentran entorno de las 2000RPM.

$395,86 \cdot (\text{RPM a media potencia}) 2000 = 791720 \text{ cm}^2$ de superficie de desplazamiento cada minuto.

Conforme al principio de la cavitación, una velocidad de giro considerablemente veloz no significa superior velocidad de traslación, sino que puede desembocar en un sistema con mucha turbulencia y se genera pérdida de eficacia por salpicaduras. Si la velocidad es excesivamente veloz, el vacío dejado por el fluido que ha desplazado la pala anterior no cuenta con tiempo de ser rellenado con más fluido y por ende la pala correlativa alcanza a dar vuelta al aire sin efectuar ningún tipo de trabajo.



Por tal motivo que el eje de las ruedas de paletas deberá obtener una disminución significativa para girar a una velocidad de 15 revoluciones por minuto a potencia promedio. Entonces si se divide el área de desplazamiento cada sesenta segundos en el caso de la hélice entre las Revoluciones Por Minuto requeridas para la rueda de paletas, se obtiene:

$$\frac{791720 \text{ cm}^2}{15 \text{ rpm}} = 52781 \text{ cm}^2/\text{rev}$$

Se divide el área obtenida entre dos ya que contamos con dos ruedas de paleta:

$$52781/2 \text{ ruedas de paletas} = 26390 \text{ cm}^2 = 2.63 \text{ m}^2$$

Se procede a dividir el área obtenida entre la cantidad de paletas que son nueve:

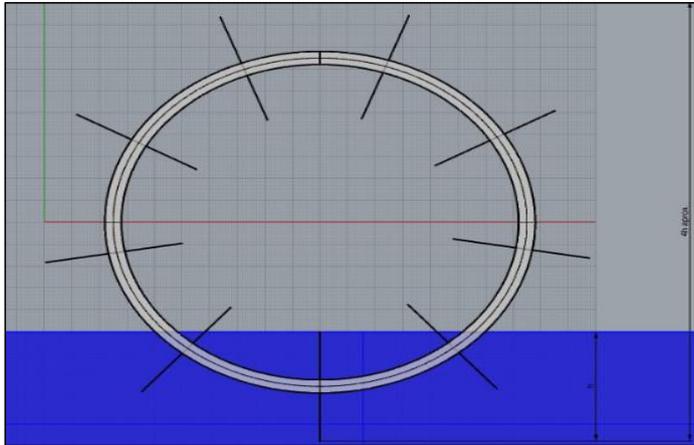
$\frac{2.63}{9} = 0.3 \text{ m}^2$ de área que debe obtener cada pala. Lo cual resulta un valor admisible.

Nuevamente, consultando los resultados de otros barcos de paletas, se aprecia que tan solo un 25% del diámetro de las ruedas rota bajo el agua. De modo que, lo apropiado es que las palas se sumerjan aproximadamente a una profundidad similar a su altura para incrementar la eficiencia del sistema de rueda de paletas.

Esto significa, que el diámetro de las ruedas deberá ser mínimo 4h, considerando h el alto de las paletas. (Rodríguez Tovar & Castells sanabra, 2016)

Figura 70

25% del diámetro de las ruedas bajo el agua



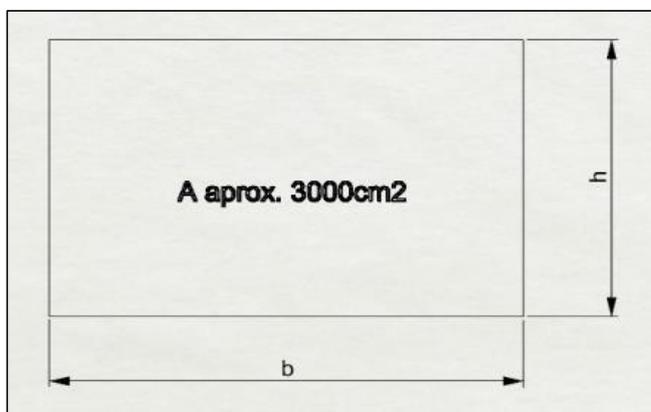
Nota: (Rodríguez Tovar & Castells sanabra, 2016)

A su vez, se debe tener en consideración el ancho de las paletas. Cuanto menor sea la altura de las palas mayor deberá ser ancho lo que significa un incremento del ancho total de la máquina cortadora de totora.

Se requiere averiguar un equilibrio entre altura y ancho. Para que las palas obtengan una proporción adecuada se busca el número áureo ϕ , que se utiliza en muchísimos diseños por su equilibrio y que equivale a 1,618...

Figura 71

Altura de las palas



Nota: (Rodríguez Tovar & Castells sanabra, 2016)

$$\varphi \cdot h = b$$

$$h \cdot b = 300077 \text{ cm}^2$$

Se resuelve el sistema con dos incógnitas:

$$\text{Igualamos } b \text{ para obtener } h: \varphi \cdot h = \frac{3000}{h}$$

$$\varphi \cdot h^2 = 3000$$

$$h^2 = \frac{3000}{\varphi} = 1854.141$$

$$h = 43.06 \text{ cm}$$

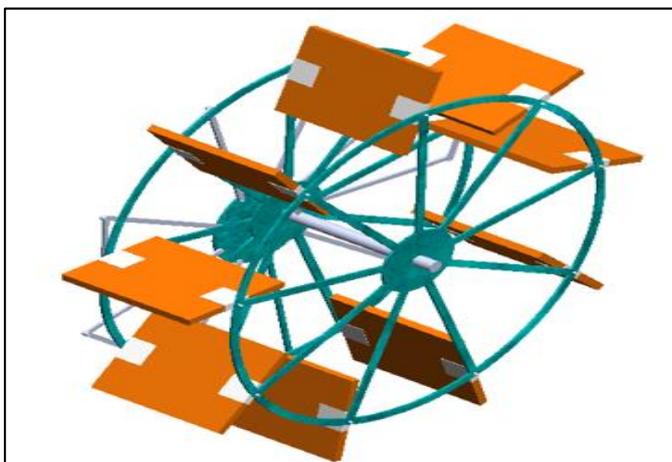
$$\text{Por tanto } b: \varphi \cdot 43.06 = b$$

$$b = 69.67 \text{ cm}$$

Por tanto, un tamaño aceptable para las paletas sería aproximadamente 70x43 lo que da, en efecto, 3010 cm² por paleta.

Figura 72

Tamaño de las paletas



Nota: Elaborado por el equipo de trabajo

4.1.3.3. Articulación de las paletas o feathering

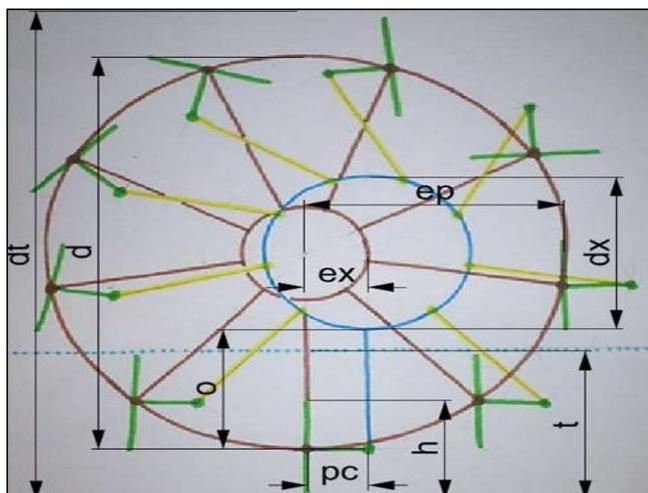
Un sistema para aumentar el rendimiento consiste en articular éstas para que se sumerjan en el agua lo más perpendicular probable a la línea de flotación. De tal manera, mientras están sumergidas, toda su fuerza la desarrollan en dirección opuesta al avance. Se reduce el deslizamiento en las paletas lo cual aumenta el rendimiento en un 15%.

Este mecanismo consiste en una rueda excéntrica respecto al eje principal. La rueda tiene una barra fija y otras 8 barras móviles (en esta rueda en concreto) que se extienden desde ésta hasta la articulación de las paletas de la rueda principal. La articulación de las paletas funciona de tal manera que cuando las barras de la excéntrica ejercen fuerza hacia el interior o hacia el exterior de la rueda de paletas, éstas pivotan y se orientan.

Es necesario determinar las medidas de cada componente para que exista un movimiento fluido en el mecanismo.

Figura 73

Articulación de las paletas de la rueda principal



Nota: (Rodríguez Tovar & Castells sanabra, 2016)

- Paletas
- Estructura de la rueda
- Barras de guía
- Excéntrica y barra principal

4.1.3.4. Dimensionamiento de las ruedas de paletas

Figura 74

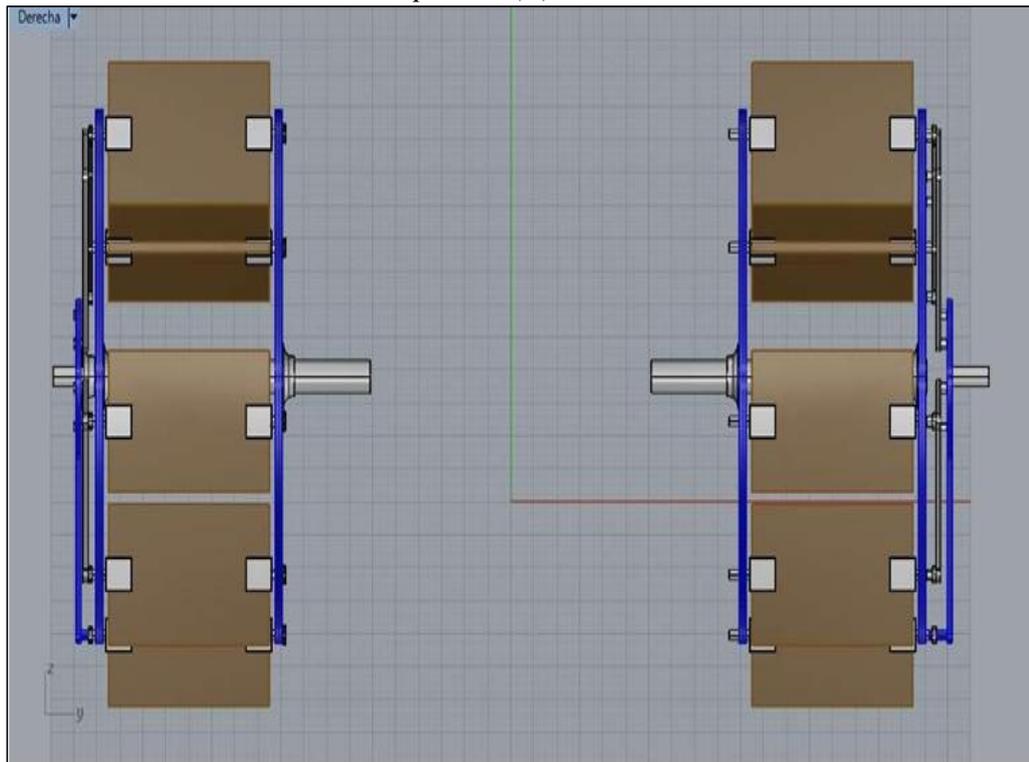
Dimensionamiento de las ruedas de paletas (a)

	(cm)	
Altura de las palas (h)	43	Fijado
Diámetro total (dt)	200	Fijado
Distancia de la pala al codo (pc)	21,5	Igual a la altura palas / 2
Longitud barras de orientación (o)	58,5	Igual a la distancia del eje a palas - diámetro excéntrica / 2
Calado (t)	61,4	Igual a altura palas + distancia del eje a palas * (1-cos40º)
Distancia del eje a las palas (ep)	78,5	Igual a distancia de la pala al codo / 2 - altura de palas / 2
Desplazamiento de la excéntrica (ex)	21,5	Igual a distancia de la pala al codo
Diámetro aro exterior (d)	157	Igual a la distancia del eje a las palas * 2
Diámetro excéntrica (dx)	40	Igual al diámetro total / 5

Nota: (Rodríguez Tovar & Castells sanabra, 2016)

Figura 75

Dimensionamiento de rueda de paletas (b)



Nota: (Rodríguez Tovar & Castells sanabra, 2016)

Tabla 14

Peso de las ruedas de paletas

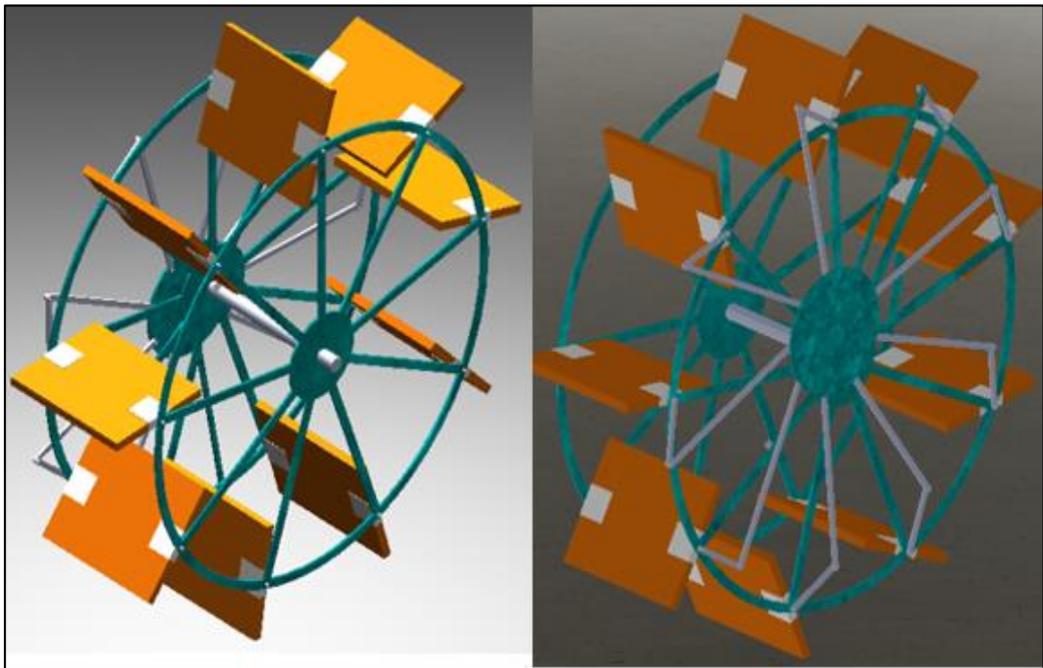
Elemento de la rueda	Superficie (m ²)	Espesor (m)	Volumen (m ³)	Densidad material (kg/m ³)	Peso (kg)
Estructura y excéntrica	1.58	0.005	0.0079	2700	21.33
Paletas	5.4	0.03	0.162	720	116.64
Soportes	X	X	0.0146	7960	116.216
Barras	0.77	0.005	0.00385	2700	10.395
Ejes y rodamientos	X	X	0.031	2700	83.7
TOTAL					348.281

Nota: (Rodríguez Tovar & Castells sanabra, 2016)

Nota: material aluminio 18 paletas de 0.7 x 0.43 x 0.03 y una densidad de 720 kg/m³

Figura 76

Dimensionamiento de rueda de paletas (c)



Nota: Elaborado por el equipo de trabajo

Las ruedas están fabricadas de acero y aluminio. Los centros y las estructuras de cada paleta son de acero mientras que la estructura principal, las barras articuladas y la rueda excéntrica son de aluminio para disminuir de este modo el peso ubicado en la cola.

Es de suma importancia el empleo de buenas juntas que separen estos materiales para evadir deterioros galvánicos que se verían presurosas por el agotamiento de los componentes en esta zona.

4.1.4. Resultados del diseño de rueda de paletas de propulsión

Tabla 15

Resultados del diseño de rueda de paletas de propulsión

Parámetro	Resultado
Numero de paletas por rueda	9
Dimensiones de las paletas	70x43 = 3010 cm ²



Dimensionamiento de la rueda de paletas	Altura de las palas (h)	43 cm
	Diámetro total (dt)	200 cm
	Distancia de la pala al codo (pc)	21.5 cm
	Longitud de barras de orientación (o)	58.5 cm
	Calado (t)	61.4 cm
	Distancia del eje a las palas (ep)	78.5 cm
	Desplazamiento de la excéntrica (ex)	21.5 cm
	Diámetro aro exterior (d)	157 cm
	Diámetro excéntrica (dx)	40 cm
Peso de la rueda de paletas	Estructura y excéntrica	21.33 kg
		116.64
	Paletas	kg
		116.216
	Soportes	kg
		10.395
	Barras	kg
	Ejes y rodamientos	83.7 kg

Elaborado por el equipo de trabajo

Las ruedas fueron diseñadas con un diámetro de dos metros cada una. Los componentes principales que las integran han sido optimizados para mejorar la funcionalidad de empuje minimizando las turbulencias. El peso total alcanza los 341 kilogramos.

4.1.5. Selección De La Banda Transportadora

Para la selección de rodillos y espesor de la banda transportadora se realiza mediante las tablas para la selección de rodillos en la aplicación de bandas transportadoras.

4.1.5.1. Selección del de rodillo

Según la figura N° 84 el diámetro Ideal para nuestro rodillo es de 63.5 mm, del tipo liso de la serie M/ S-20

Figura 77

Diámetro de rodillo Serie M/ S - 20

		RODAMIENTO 6204 EJE Ø20										
Serie M / S-20	DIÁMETRO RODILLO (mm)	D	63,5	70	76	89	102	108	127	133	152	159
	ESPESOR DE TUBO (mm)	e	3	3	3	3	3,6	3,8	4	4	4,5	5
	CONSTANTE PESO RODILLO	T	1	1,1	1,2	1,3	1,6	1,8	2	2,2	2,4	3
	CONSTANTE PESO P. MÓVILES	T1	1	1,2	1,2	1,4	2	2,3	2,8	2,9	3,3	4

Nota: (ROTRANS, 2020)

4.1.5.2. Selección del material de la banda transportadora

Para la selección de rodillos y espesor de la banda transportadora se realiza mediante las **tablas para la selección de rodillos en la aplicación de bandas transportadoras.**

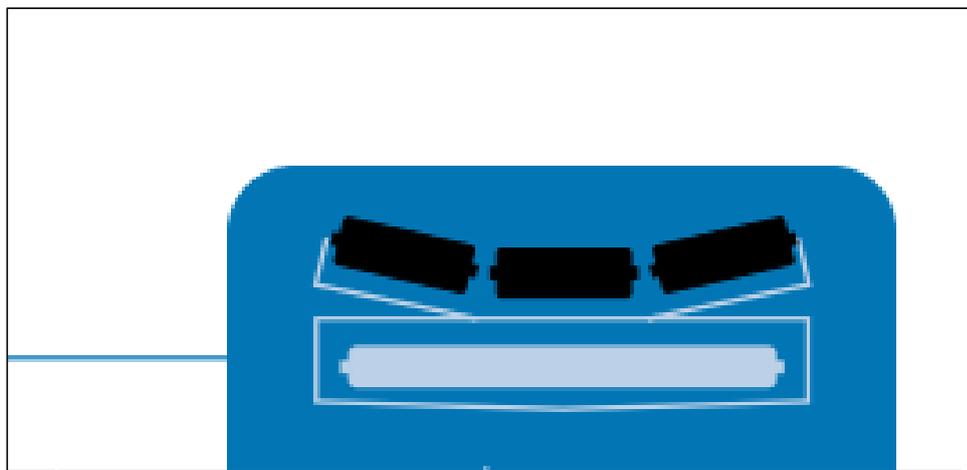
4.1.5.3. Selección del tipo de colocación de los rodillos

Se tiene:

Tipo de colocación Artesa:

Figura 78

Tipo de colocación Artesa

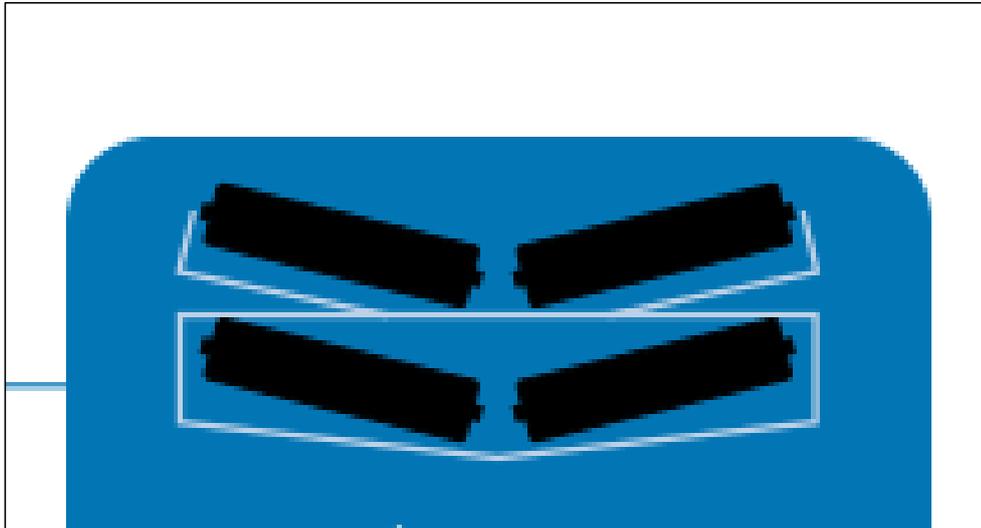


Nota: (ROTRANS, 2020)

Tipo de colocación en “V”

Figura 79

Tipo de colocación en V

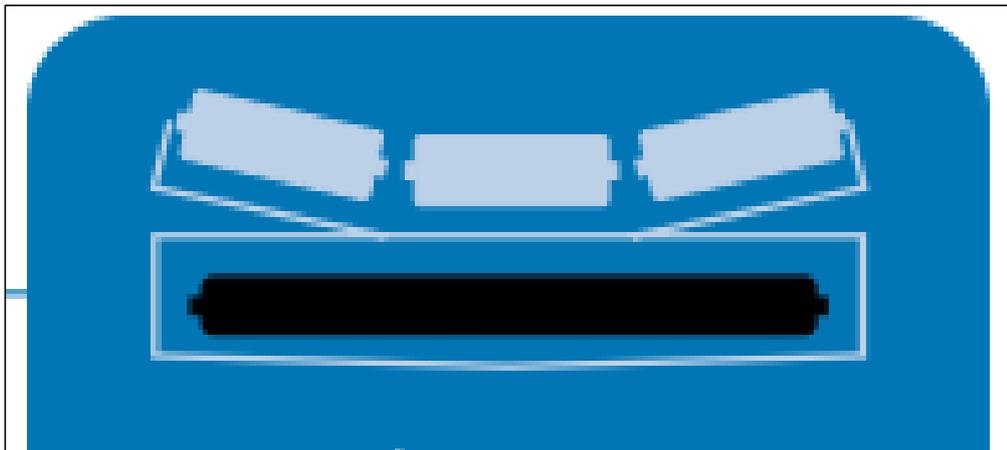


Nota: (ROTRANS, 2020)

Tipo de colocación en Horizontal

Figura 80

Tipo de colocación en Horizontal



Nota: (ROTRANS, 2020)

Según los fines de uso de la faja transportadora se escoge el **tipo de colocación de rodillo Horizontal.**

4.1.5.4. Selección del ancho de la banda transportadora

De acuerdo a los cálculos obtenidos, la anchura útil del sistema de corte es de 1.80 m, y el tipo de colocación horizontal se determina a partir del siguiente gráfico:

Figura 81

Gráfico de longitud de banda vs longitud de rodillo Serie M/S - 20

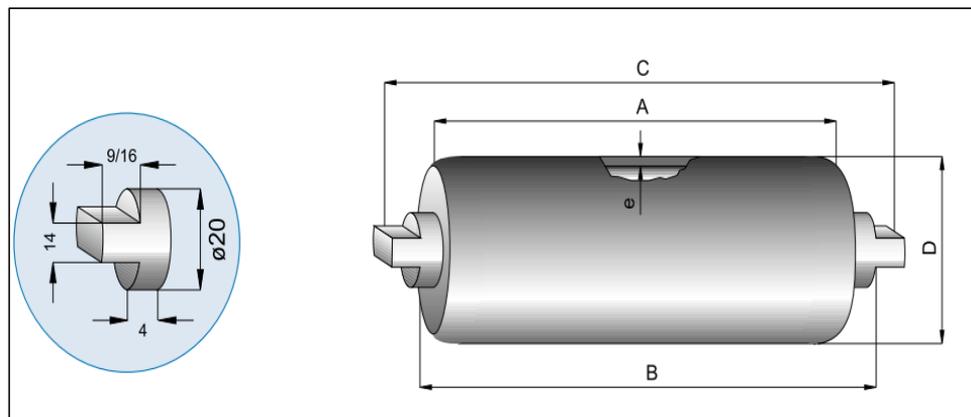
BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø63.5	Peso partes móviles Ø63.5
300	400	408	440	3,35	2,40
400	500	508	540	4,20	2,85
500	600	608	640	4,93	3,33
650	750	758	790	5,99	4,02
800	950	958	990	7,40	4,92
1000	1150	1158	1190	8,80	5,82
1200	1400	1408	1440	10,56	6,96
1400	1600	1608	1640	11,97	7,87
1600	1800	1808	1840	13,38	8,78
1800	2000	2008	2040	14,79	9,87
2000	2200	2208	2240	16,20	10,60

Nota: (ROTRANS, 2020)

Dónde A,B y C son:

Figura 82

Dimensionamiento de rodillo



Nota: (ROTRANS, 2020)

Del gráfico N° 81 se obtiene un **ancho de banda de 1.40 m**

Figura 83

Peso de banda textil según su ancho

Peso por metro orientativo (Gg) para bandas de alma textil		
Tabla B		
ANCHO DE BANDA (mm)	PESO/METRO (Kp/m)	ESPESOR TOTAL (mm)
400	4	8
500	5	8
650	6,5	8
800	8,5	8,5
1000	13	11
1200	15,5	11
1400	18	11
1600	25	13
1800	30	14
2000 Y ^	33	14

Nota: (ROTRANS, 2020)

Del gráfico N° 83 se obtiene el peso y espesor de nuestra banda transportadora:

Peso = 18 Kp/m

Espesor = 11 mm

4.1.5.5. Selección de la velocidad del transportador

Se tiene la velocidad de avance de la máquina que es de 2 km/h, que es equivalente a 0.56 m/s, con esta velocidad de referencia nos vamos a la Figura N° 84 y seleccionamos la velocidad de la banda transportadora:

Figura 84

R.p.m. de los rodillos en función de la velocidad del transportador

R.P.M. de los rodillos en función de la velocidad del transportador											
Tabla I											
VELOCIDAD BANDA M/S	DIAMETRO DEL RODILLO mm										
	63,5	70	76	89	102	108	127	133	152,4	159	193,7
0,25	75	68	63	53	47	44	38	36	31	30	25
0,50	150	136	126	107	90	88	75	72	63	60	49
0,75	225	205	189	161	141	132	113	107	94	90	74
1,00	300	273	251	214	188	176	150	143	125	120	98
1,25	376	341	314	268	235	221	188	179	157	150	123
1,50	451	409	377	322	282	265	226	215	188	180	148
1,75	526	478	440	375	329	309	263	251	219	210	172
2,00	601	546	503	429	376	353	301	287	251	240	197
2,25	676	614	566	483	423	398	338	323	282	270	222
2,50	752	682	628	536	470	442	376	359	313	300	246
2,75	827	750	691	590	517	486	414	395	345	330	271
3,00	902	819	754	643	564	530	451	430	376	360	295
3,25	977	887	817	697	611	574	489	466	407	390	320
3,50	1052	955	880	758	658	619	526	502	439	420	345
3,75	1128	1023	943	804	705	663	564	538	470	450	369
4,00	1203	1092	1005	858	752	707	602	574	501	480	394
4,25	1278	1160	1068	912	799	751	639	610	533	510	419
4,50	1354	1228	1131	965	846	795	677	646	564	540	443
4,75	1429	1296	1194	1019	893	840	714	682	595	570	468
5,00	1504	1364	1257	1073	940	884	752	718	627	600	493
5,25	1579	1433	1320	1126	987	928	790	754	658	630	517
5,50	1655	1501	1382	1180	1030	973	827	790	689	661	542
5,75	1730	1569	1445	1234	1077	1017	865	826	721	691	567

Nota: (ROTRANS, 2020)

De esta selección se obtiene que la velocidad de la banda transportadora es de 0.75 m/s el cual tendrá un R.P.M. de 225 con un diámetro de rodillo de 6.35 cm

4.1.6. Resultados de la banda transportadora

Tabla 16

Resultados de la banda transportadora

Parámetro	resultado
Diámetro de rodillo	6.35 cm
Ancho de banda transportadora	1.40 m
Peso de banda transportadora	18 kg/m
Peso del rodillo	11.97 kg
Peso de la parte móvil	7.87 kg



Espesor de banda transportadora	1.1 cm
Velocidad de banda transportadora	0.75 m/s
Rpm de Motor	225 rpm
Tramo total de banda transportadora	4.63 m
Ángulo inclinación de tramo 1	37°

Elaborado por el equipo de trabajo

La banda transportadora fue diseñada en dos secciones distintas, la primera sección presenta un ángulo de inclinación de 37 grados, y continúa con una segunda sección que se extiende horizontalmente hacia la bóveda de recolección. La longitud total del tramo es de 4.63 metros y opera a una velocidad constante de 0.75 metros por segundo. El peso total del sistema alcanza los 203.66 kilogramos.

4.1.7. Diseño de la estructura de la máquina cortadora de totora

Para el cálculo de la estructura requerimos de todas las fuerzas que soportará la estructura de la máquina, para un mejor análisis de trabajo en dos tramos

Para lo cual requerimos las masas de los componentes, para determinar las fuerzas que ejercen sobre de la máquina, considerando la aceleración de la gravedad 9.8 m/s² los cuales se muestran en la siguiente tabla:

$$F = m \cdot g$$

Tabla 17

Tabla de fuerzas sobre la estructura

Componente	Masa	Fuerza
Banda transportadora tramo 1	96.97 kg	0.95 KN
Banda transportadora tramo 2	106.69 kg	1.05 KN
Rodillos tramo 1	75.36 kg	0.78 KN

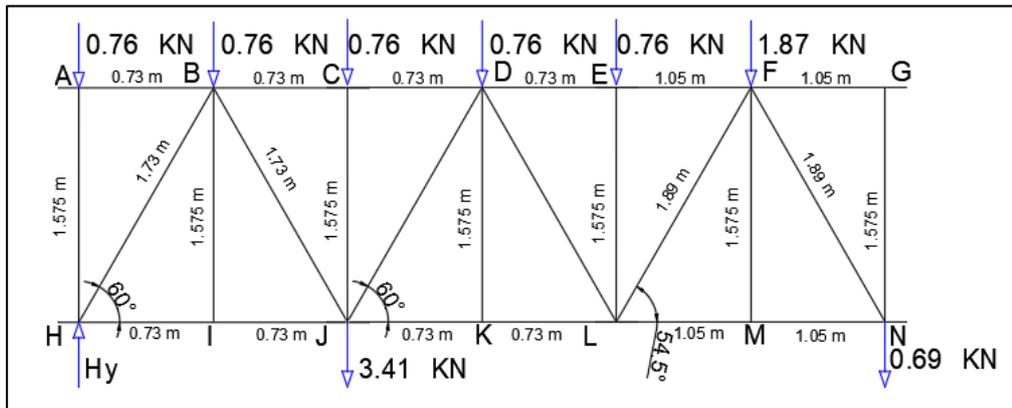
Rodillos tramo 2	119.16 kg	1.17 KN
Sistema de corte	70.04 kg	0.69 KN
Pichu de totora	14 kg	0.137 KN
Sala de control	150 kg	1.47 KN
Rueda de paletas	341 kg	3.41 KN
TOTAL	973.22 kg	9.657 KN

Elaborado por el equipo de trabajo

4.1.7.1. Distribución de las fuerzas sobre la estructura:

Figura 85

Distribución de las fuerzas sobre la estructura



Elaborado por el equipo de trabajo

4.1.7.2. Cálculo de momentos para la determinación de h_y

Donde:

h_y : Fuerza de Reacción Punto H

Fórmula para hallar el momento:

$$M = Fd$$

Momento 1:

$$D1 = 0.725 \text{ m}$$



$$M1 = 0.76 \times 0.73$$

$$M1 = 0.5548 \text{ KNm}$$

Momento 2:

$$D2 = 0.725 + 0.725 = 1.45\text{m}$$

$$M2 = 0.76 \times 1.45$$

$$M2 = 1.102 \text{ KNm}$$

Momento 3

$$D3 = 0.725 + 0.725 + 0.725 = 2.17\text{m}$$

$$M3 = 0.76 \times 2.17$$

$$M3 = 1.65 \text{ KNm}$$

Momento 4

$$D4 = 0.725 + 0.725 + 0.725 + 0.725 = 2.90\text{m}$$

$$M4 = 0.76 \times 2.90$$

$$M4 = 1.204 \text{ KNm}$$

Momento 5

$$D5 = 0.725 + 0.725 + 0.725 + 0.725 + 1.05 = 3.95\text{m}$$

$$M5 = 1.87 \times 3.95$$

$$M5 = 7.387 \text{ KNm}$$

Sumatoria de momentos:

$$\sum m = M1 + M2 + M3 + M4 + M5$$

$$\sum m = 12.898 \text{ KN.m}$$

Sumatoria de fuerzas:

$$\sum F = 9.657 \text{ KN}$$

Por lo tanto:

$$H_y = 12.898 - 9.657$$

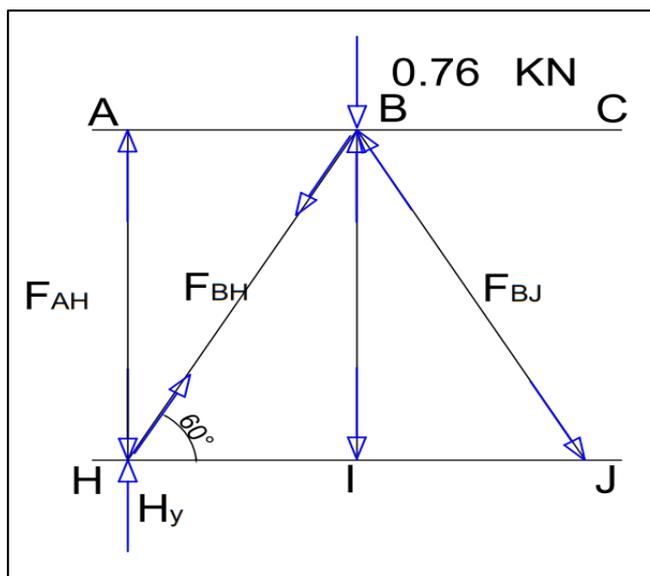
$$H_y = 3.241 \text{ KN}$$

Aplicación de Método de nodos, para determinar los esfuerzos de la estructura:

4.1.7.3. Cálculo de esfuerzos en los nodos a, b y h.

Figura 86

Análisis del método de nodos (A; B; H.)



Elaborado por el equipo de trabajo

Análisis de fuerzas Nodo H:



Donde:

H_y : Fuerza de reacción.

F_{AH} : Fuerza tramo AH.

F_{BH} : Fuerza tramo BH.

$$F_{BH} = \frac{H_y}{\text{Sen } 60^\circ}$$

$$F_{BH} = \frac{3.241}{\text{Sen } 60^\circ}$$

$$\mathbf{F_{BH} = 3.742 \text{ KN}}$$

$$\sum F_H = F_{BH} + H_y - F_{AH} = 0$$

$$F_{AH} = 3.742 - 3241$$

$$\mathbf{F_{AH} = 0.501 \text{ KN}}$$

Análisis de fuerzas Nodo B:

Donde:

F_{HB} : Fuerza tramo HB.

F_{BJ} : Fuerza tramo BJ.

$$\sum F_B = F_{BH} - 0.76 \text{ KN} - F_{JB} = 0$$

$$F_{JB} = 3.742 - 0.76$$

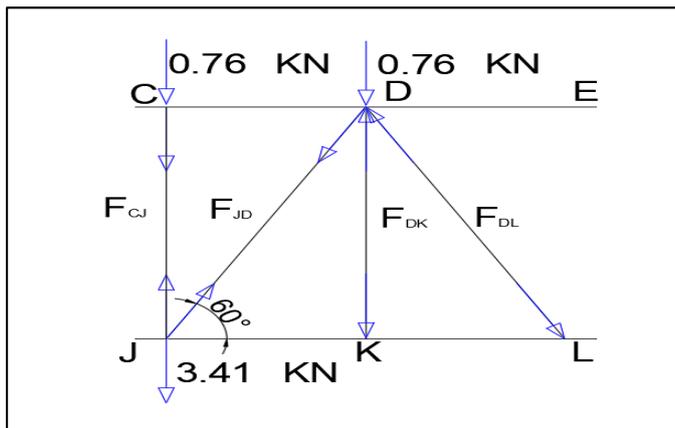
$$\mathbf{F_{JB} = 2.982 \text{ KN}}$$

4.1.7.4. Cálculo de esfuerzos en los nodos j y d.

Método de Nodos para análisis de esfuerzos

Figura 87

Análisis del método de nodos (J y D)



Elaborado por el equipo de trabajo

Análisis de fuerzas Nodo J:

Donde:

F_{JC} : Fuerza tramo JC.

F_{JD} : Fuerza tramo JD.

$$\sum F_J = F_{JC} - 0.76 \text{ KN} + 3.41 \text{ KN} - F_{JD} = 0$$

$$F_{JD} = 0.76 \text{ KN} + 3.41 \text{ KN}$$

$$F_{JD} = 4.17 \text{ KN}$$

Análisis de fuerzas Nodo D:

Donde:

F_{JD} : Fuerza tramo JD.

F_{DL} : Fuerza tramo DL.

$$\sum F_j = F_{BH} - 0.76 \text{ KN} + F_{JD} - F_{DL} = 0$$

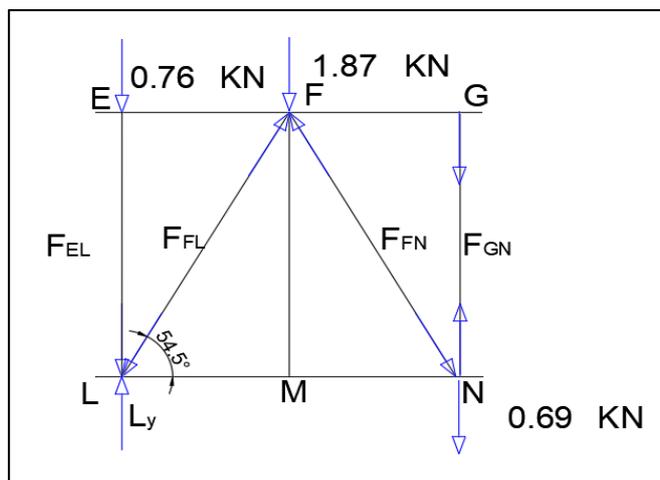
$$F_{DL} = 0.76 \text{ KN} + 4.17 \text{ KN}$$

$$F_{DL} = 4.93 \text{ KN}$$

4.1.7.5. Cálculo de esfuerzos en los nodos l, f y n.

Figura 88

Análisis del método de nodos (L, F y N)



Elaborado por el equipo de trabajo

Análisis de fuerzas Nodo “N”:

Donde:

N_y : Fuerza de reacción.

F_{FN} : Fuerza tramo FN.

F_{NG} : Fuerza tramo NG.



$$F_{FN} = \frac{N_y}{\text{Sen } 54.5^\circ}$$

$$F_{FN} = \frac{0.69 \text{ KN}}{\text{Sen } 54.5^\circ}$$

$$\mathbf{F_{FN} = 0.848 \text{ KN}}$$

Análisis de fuerzas Nodo F:

Donde:

F_{FN} : Fuerza tramo FN.

F_{FL} : Fuerza tramo FL.

$$\sum \mathbf{F}_F = F_{FL} + F_{FN} - 1.87 = 0$$

$$F_{FL} = 1.87 \text{ KN} - F_{FN}$$

$$F_{FL} = 1.87 \text{ KN} - 0.848 \text{ KN}$$

$$\mathbf{F_{FL} = 1.538 \text{ KN}}$$

Análisis de fuerzas Nodo L:

Donde:

L_y : Fuerza de reacción.

F_{EL} : Fuerza tramo EL.

F_{FL} : Fuerza tramo FL.

$$\sum \mathbf{F}_L = L_y - F_{FL} - F_{EL} = 0$$

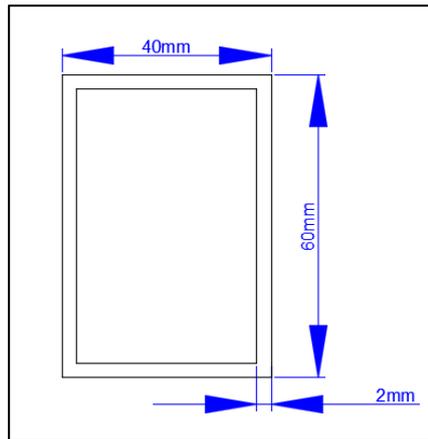
$$L_y = 0.76 \text{ KN} + 1.538 \text{ KN}$$

$$L_y = 2.298 \text{ KN}$$

4.1.7.6. Cálculo del factor de diseño

Figura 89

Análisis del método de nodos (L, F y N)



Elaborado por el equipo de trabajo

De la tabla 17 se sabe las cargas totales que soportará la estructura:

Sumando las fuerzas se tiene un total de 9.657 KN

Cálculo del Área del acero

$$A = (0.12+0.08) \times 0.02$$

$$A = 0.004 \text{ m}^2$$

$$\sigma_d = \frac{0.009657}{0.004}$$

$$\sigma_d = 2.41 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = 250 \text{ MPa}$$

Donde:

σ_d = esfuerzo de diseño.

σ_f = esfuerzo de fluencia (ASTM A36).

N = Factor de diseño (2;4;6;8)

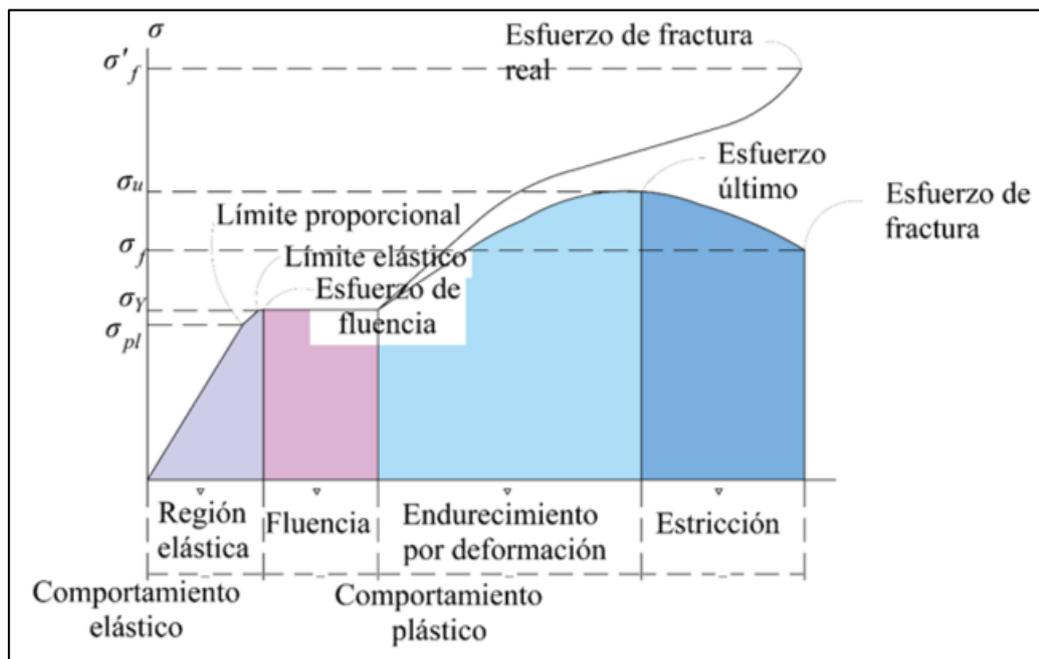
$$N = \frac{\sigma_f}{\sigma_d}$$

$$N = \frac{250 \text{ MPa}}{2.41 \text{ MPa}}$$

N = 103.7 (carga dinámica)

Figura 90

Diagrama esfuerzo - deformación



Nota: (Becerra Duitama, 2005)

4.1.8. Resultados de la estructura de la máquina

Tabla 18

Resultados de la estructura

parámetro	característica
Tipo de acero	ASTM-A36
dimensiones del acero	0.004 m2



Esfuerzo de fluencia	250 Mpa
Esfuerzo de diseño	62 Mpa
Factor de Diseño	4

Elaborado por el equipo de trabajo

La estructura fue diseñada para distribuir adecuadamente las cargas a lo largo del armazón, utilizando acero ASTM-A36 con una sección transversal de 0.004 m². Este material ha sido elegido específicamente por su capacidad para soportar tanto las cargas inherentes a los componentes como las cargas adicionales provenientes de la totora, elementos de control y el operador.

4.2. DISCUSIÓN

Este sistema de corte propuesto tiene un comportamiento óptimo en comparación de los sistemas tradicionales de corte y extracción, en donde toda la totora queda dispersa y en distintas posiciones, y deben ser ordenados para su extracción, perdiendo tiempo y energía para lograrlo.

Este sistema de corte propuesto obtuvo resultados similares en cuanto a capacidad de corte de 0.36ha/h con respecto al diseño y construcción de una máquina cortadora y recolectora de forraje elaborado por Ramírez Fredy, Yugcha Marianela, estos resultados son óptimos ya que la máquina cortadora de totora trabaja en el agua, a diferencia de la máquina cortadora y recolectora de forraje que trabaja en terrenos planos.

Este sistema Propuesto cuenta con un sistema de propulsión y recolección propios de la máquina a diferencia del diseño de una máquina cortadora de pasto elaborado por Yanchapaxicanchig, Ángel, el cual requiere de un vehículo 4x4 para su desplazamiento durante el corte, sin embargo, coinciden los sistemas de corte mediante cuchillas alternativas.



V. CONCLUSIONES

- Se logró la optimización del proceso de corte y extracción de totora, mediante el diseño de una maquina cortadora de totora, la cual realiza el proceso de corte y posteriormente la extracción de la totora en un minuto 60 m² de área de totora, lo que le toma una hora a la mano de obra con el proceso tradicional, mayor facilidad de corte y extracción que los métodos tradicionales y convencionales que se usan en la Región Puno, disminuyendo la mano de obra de 240 personas a 1, con lo cual se podrá incrementar la producción a 3600 m²/hora del corte y extracción de la totora.
- Se diseñó una máquina cortadora de totora, en base a los procesos de corte y extracción manuales tradicionales de la totora, con lo que se logra la disminución de tiempo en el proceso de corte y extracción, que consta de las siguientes partes principales, sistema de corte, sistema de acarreo, y sistema de propulsión.
- Mediante el diseño de los elementos que conforman la máquina cortadora de totora, y se logró la simulación de dicha máquina, y se logró obtener resultados óptimos.



VI. RECOMENDACIONES

- Dentro de las recomendaciones propuestas sugerimos la construcción de un prototipo.
- Con respecto al diseño de la maquina cortadora de totora, sugerimos hacer algunas mejoras con respecto al sistema de propulsión.
- Recomendar a los futuros profesionales también puedan incursionar en proyectos de construcción de embarcaciones que no solo se dediquen al corte y extracción de la totora, sino también a la limpieza de malezas, algas y lentejas del lago.
- En cuanto a un estudio económico, el uso de nuestra máquina, logra una reducción significativa de mano de obra de 240 a 1 por cada 3600m² de área de totora cortada, considerando la remuneración de una jornada laboral diaria de un trabajador a 60 soles, se necesitan 14,400.00 S/. (catorce mil cuatrocientos con 00/100 soles), a diferencia de la mano de obra para operar la máquina solo requiere de un personal para una jornada laboral completa.



VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BUDYNAS, RICHARD G. NISBETT, K. J. (2014). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. In *Igarss 2014* (Issue 1).
- CIDAP. (2016). Los secretos ancestrales de cortar la totora y tejer esteras. *Diario El Mercurio*, 4B.
- Farfán Cárdenas, V. M. (2015). *EXPERIMENTACION DE LA FIBRA DE TOTORA PARA USO EN INDUMENTARIA*. universidad del azuay - Ecuador.
- Gonzales Nalvarte, K. marvin. (2017). EFECTO DE LA QUEMA DEL TOTORAL *Schoenoplectus tatora* EN SU CRECIMIENTO Y BIOMASA EN EL SECTOR CHUCUITO. In *Repositorio Institucional UNA - Puno*.
http://tesis.unap.edu.pe/bitstream/handle/UNAP/2383/Oblitas_Huayllapuma_Elizabeth_Quinto_Apaza_Deyse.pdf?sequence=1.
- Hidalgo C., Juan F. (2018). *Aprovechamiento de la Totora como material de Construcción*. universidad de cuenca - Ecuador.
- Huanacuni Ajrota, V. C. (2012). *Restauración de ecosistema del Lago Titicaca con tecnología del transplante de Totora* (Vol. 1).
<http://tesis.unap.edu.pe/bitstream/handle/UNAP/251/EPG708-00708-01.pdf?sequence=1>.
- Koom, Technology. (2020). *Transmisiones Por Cremallera Piñón*.
<http://www.mecapedia.uji.es/catalogos/engranaje/spitkoom.1.pdf>.
- López Arenales, J. C. (2012). *Proyectos de Ingeniería Mecánica (BANDAS) Ing. José Carlos López Arenales* (p. 77).
- Maruri Lozano, M. D. (2019). *Diseño Mecatrónico de un Sistema Automático Para el Apilado*.
- ORLANDO YANCHAPAXI CANCHIG ayanchapaxi, A., Director, yahoos, & Jaime Vargas, I. (2008). *Escuela Politecnica Nacional Facultad De Ingenieria Mecanica Diseño De Una Maquina Cortadora De Pasto Proyecto Previo a La Obtencion Del Titulo De Ingeniero Mecanico*.
- PELT. (2000). *21.03 Técnicas de reimplante de totora en el ámbito Peruano*. 136. http://www.alt-perubolivia.org/Web_Bio/PROYECTO/Docum_peru/21.03%0AP1.pdf.
- PELT, P. (2002). Validación de las técnicas de plantación, corte y cosecha de

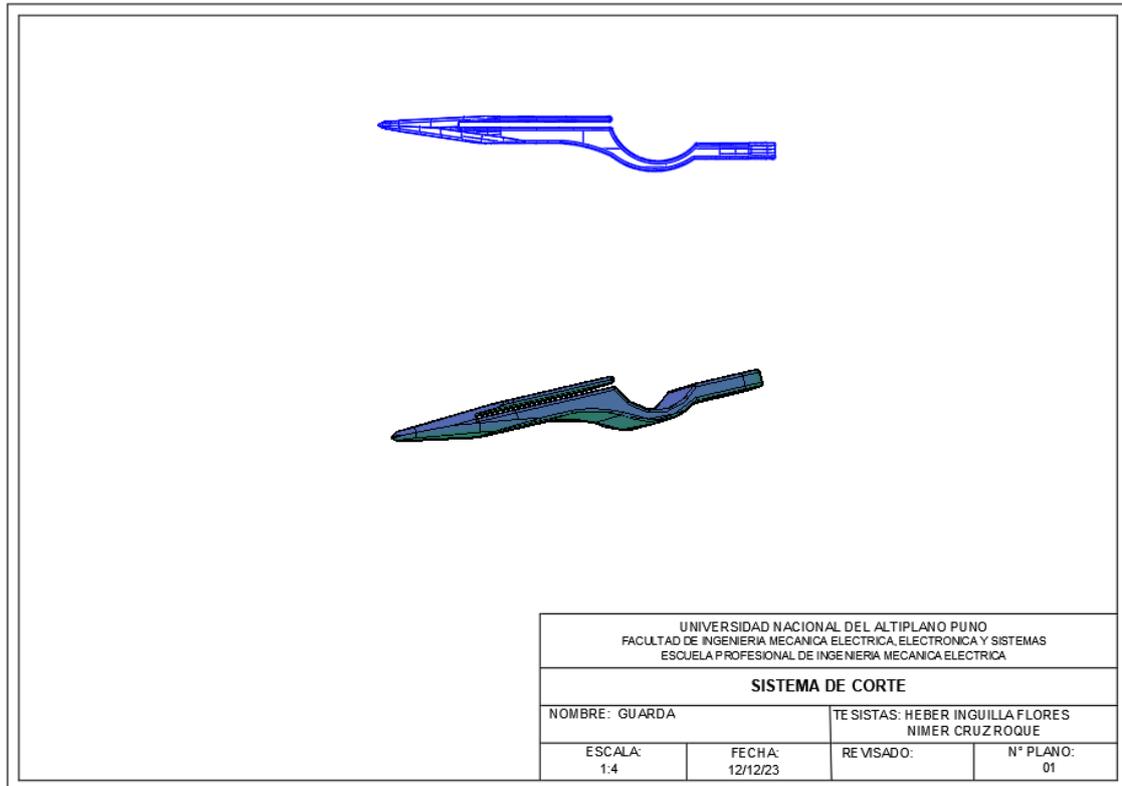


- tatora (*schoenoplectus tatora*). In *Proyecto Especial Binacional del Lago Titicaca*. http://www.alt-perubolivia.org/Web_Bio/PROYECTO/Docum_peru/21.03_P2.pdf.
- Ramirez Villacís, F. L., & Yugcha Pilamunga, M. P. (2011a). *Diseño y construcción de una máquina cortadora y recolectora de forraje* [ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO - ECUADOR]. <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1484/1/85T00206.pdf>.
 - Ramirez Villacís, F. L., & Yugcha Pilamunga, M. P. (2011b). *Diseño y Construcción de una Máquina Cortadora y Recolectora de Forraje*. 242. <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1484/1/85T00206.pdf>.
 - Rodríguez Tovar, A., & Castells sanabra, M. (2016). *Diseño de una embarcación de recreo propulsada por rueda de paletas*.
 - ROTRANS. (2020). *Catálogo de rodillos* (Issue 34, pp. 4–38).
 - Zambrana Balladares, A. (2016). LA TOTORA La planta sagrada de los Urus. In *Jurnal Penelitian Pendidikan Guru Sekolah Dasar* (Vol. 6, Issue August).
 - <https://mundototora.blogspot.com/2009/10/cosechandototra.html?fbclid=IwAR2uhvqx4-fpcPj1CT1tB-GrUzfn2t77IDHoWkzHZjkItX6y3zgAmdyx4Kk>.
 - https://es.relong-tech.com/product/awh1600_big_aquatic_weed_harvester
 - <https://alazan.com.ar/cosechadora-acuatica/>
 - <https://seb0e249b932f46de.jimcontent.com/download/version/1629337376/module/1106499977/name/Bombas%20en%20Hidr%C3%A1ulica%20de%20Potencia%20By%20OP.pdf>.
 - Hurtado, J. (2000). *METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN*. Bogotá: QUIRÓN.
 - Becerra Duitama, J. A. (2005). *Propiedades Mecánicas de los materiales* (p. 20).

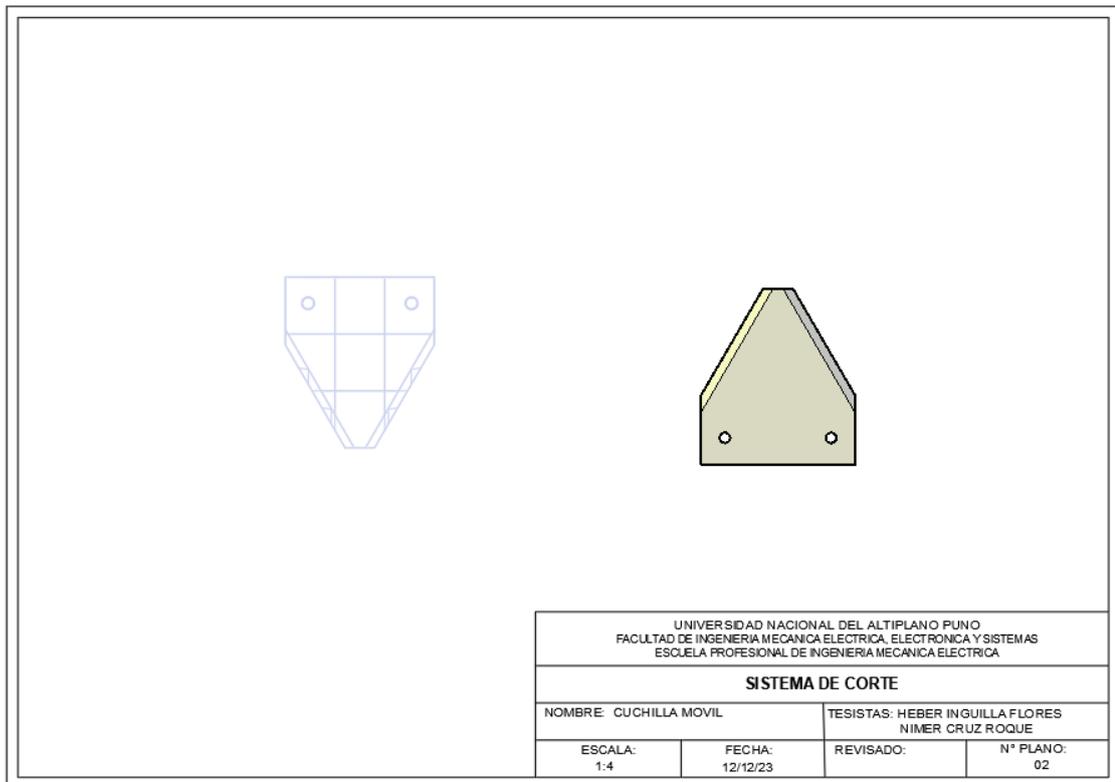


ANEXOS

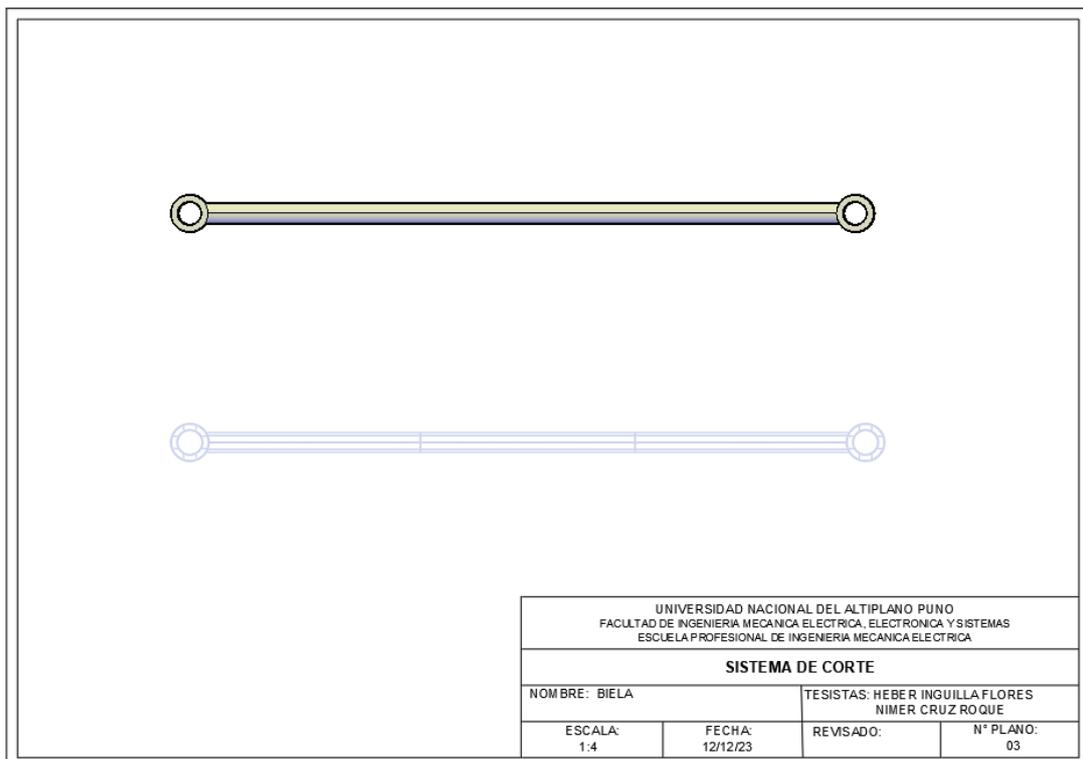
ANEXO 1: Plano sistema de corte – guarda



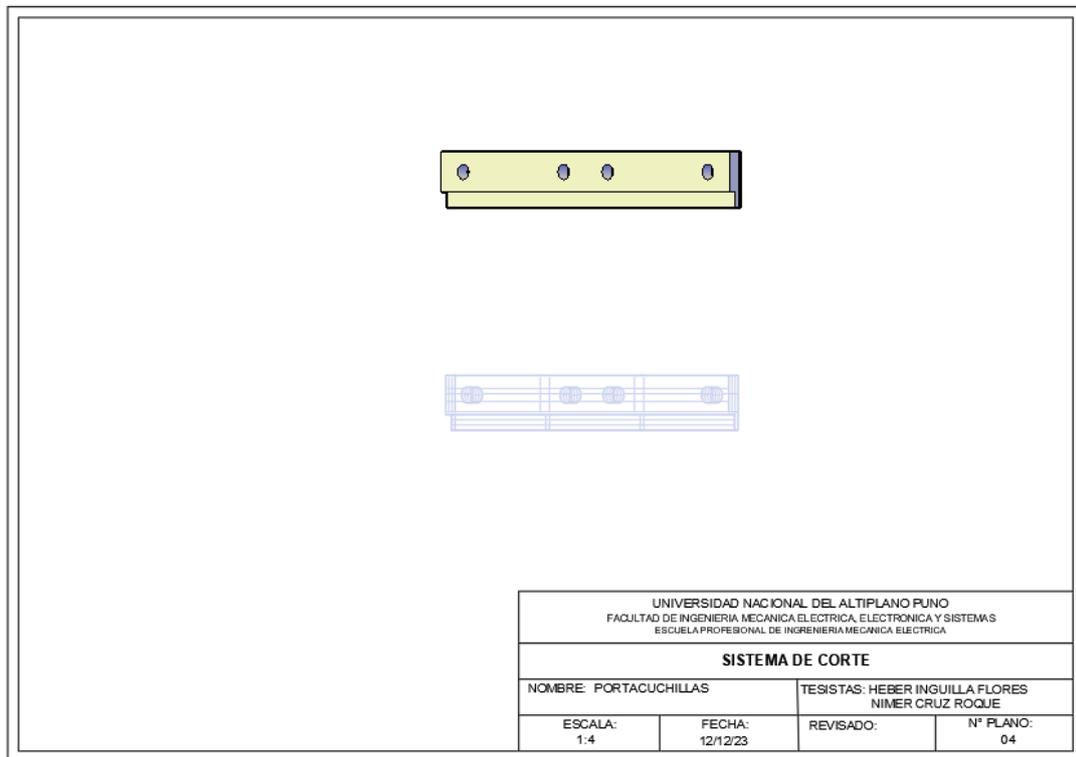
ANEXO 2: Plano sistema de corte – cuchilla móvil



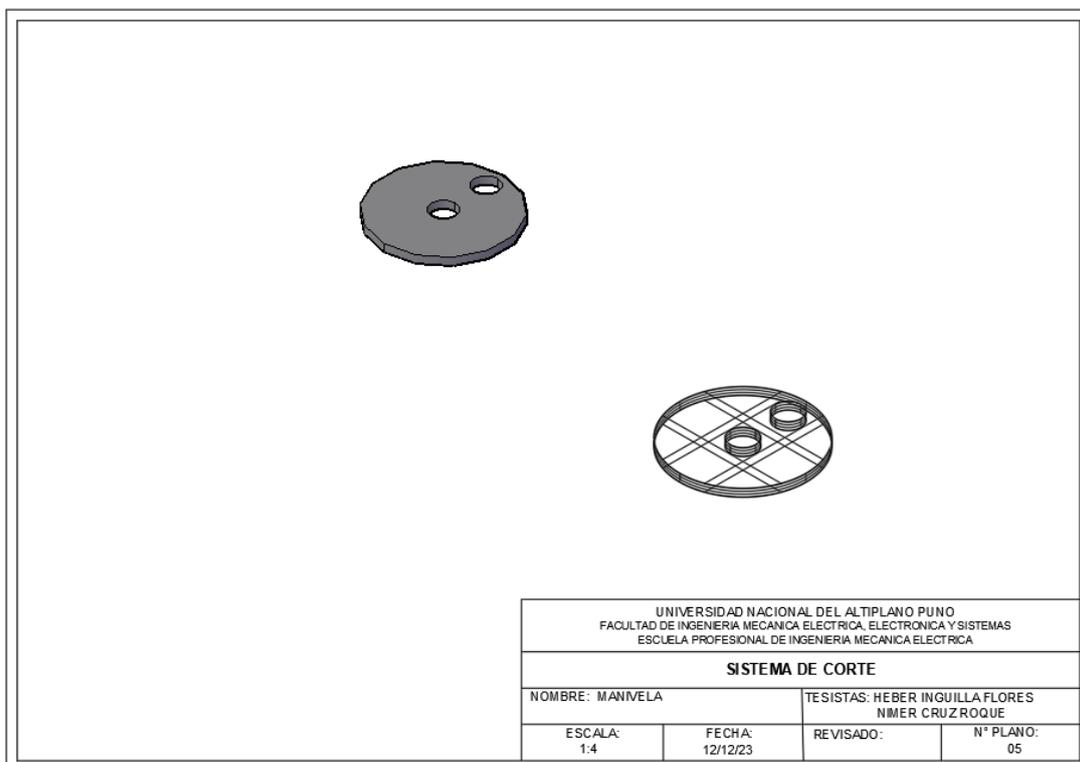
ANEXO 3: Plano sistema de corte – biela



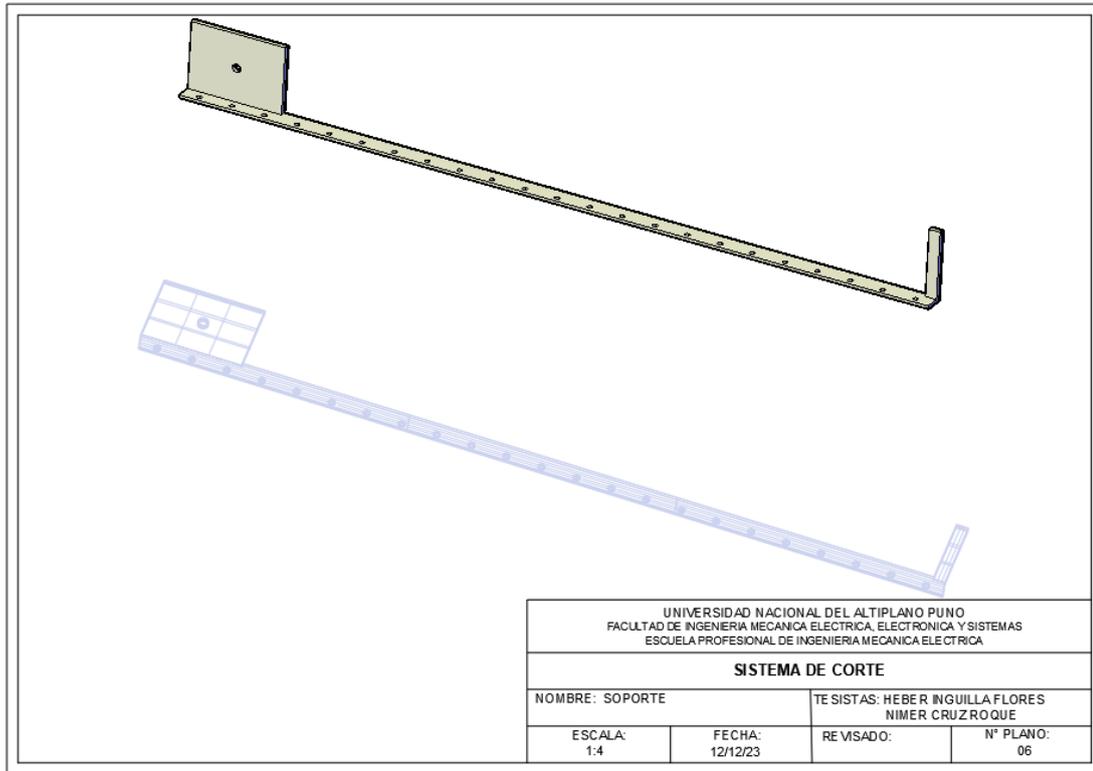
ANEXO 4: Plano sistema de corte – portacuchillas



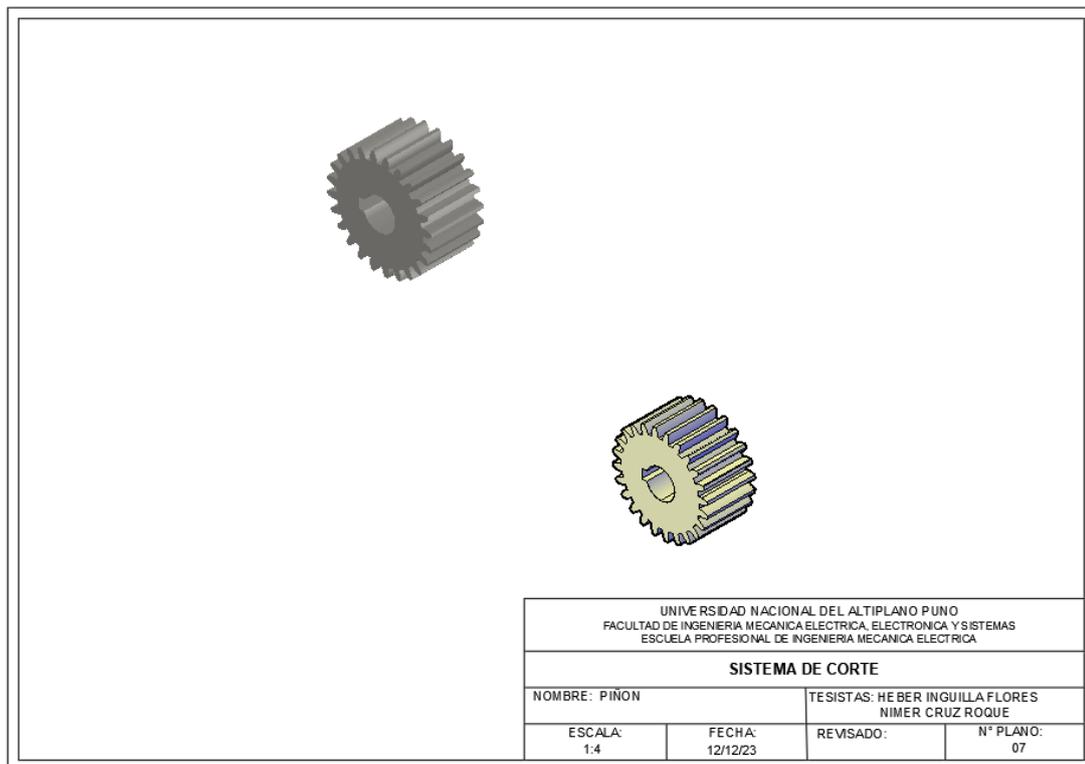
ANEXO 5: Plano sistema de corte – manivela



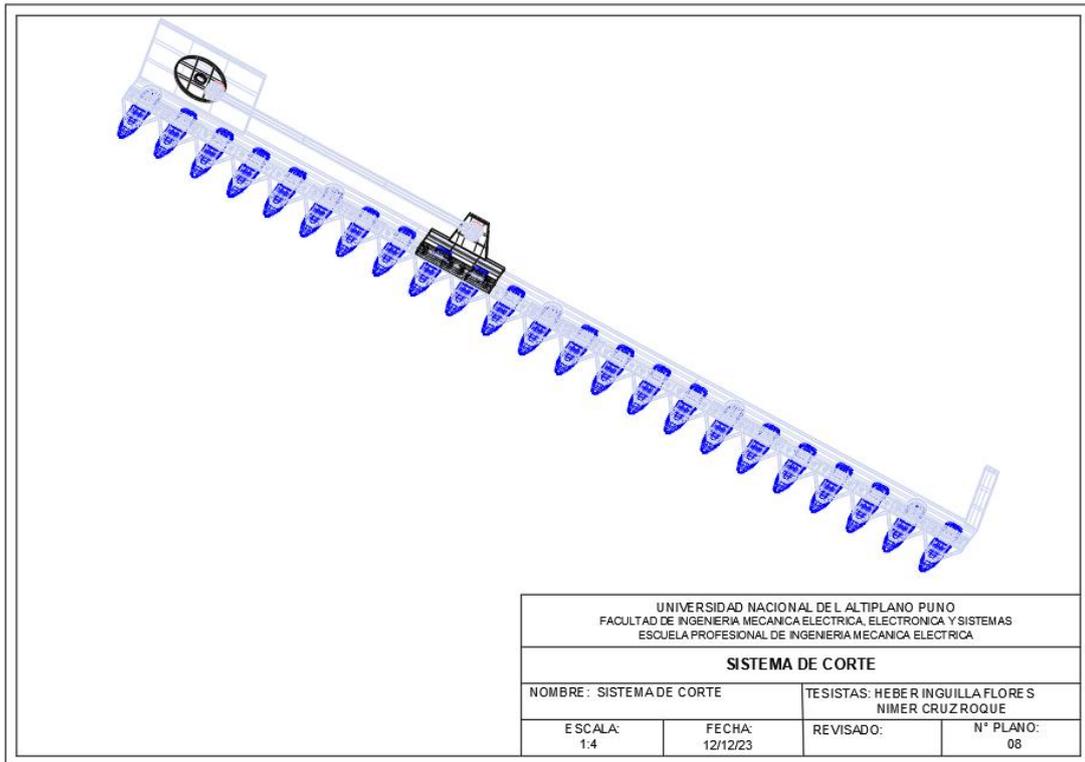
ANEXO 6: Plano sistema de corte – soporte



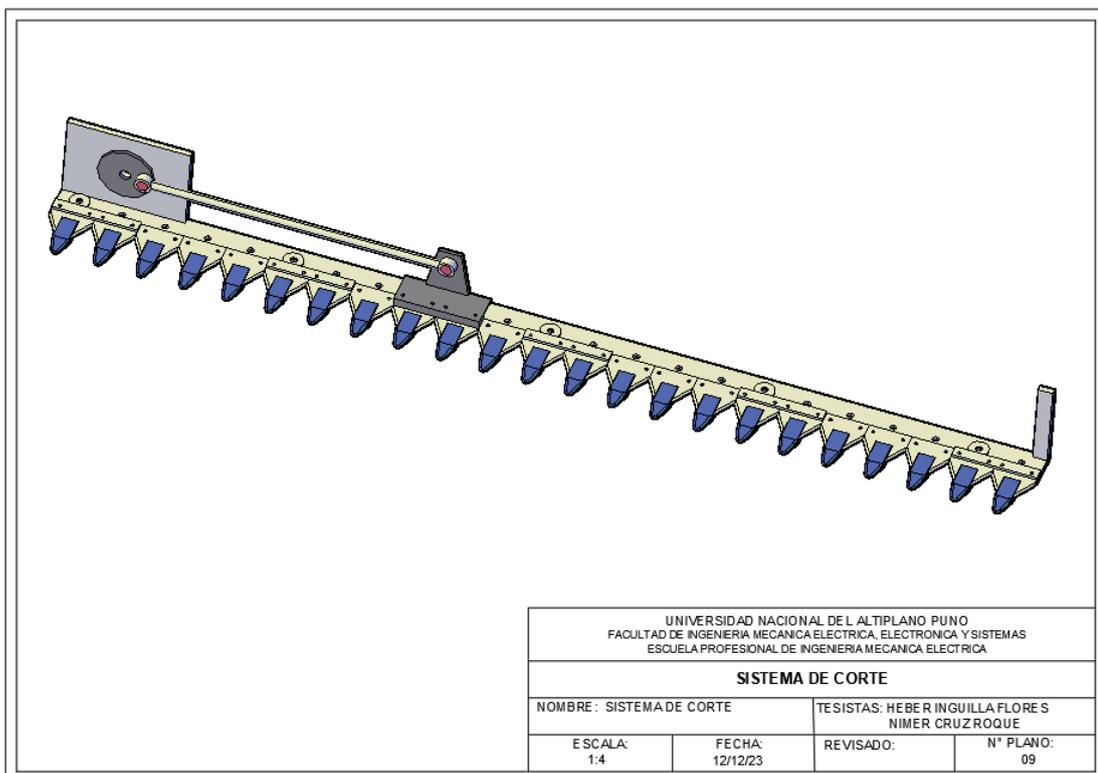
ANEXO 7: Plano sistema de corte – piñón



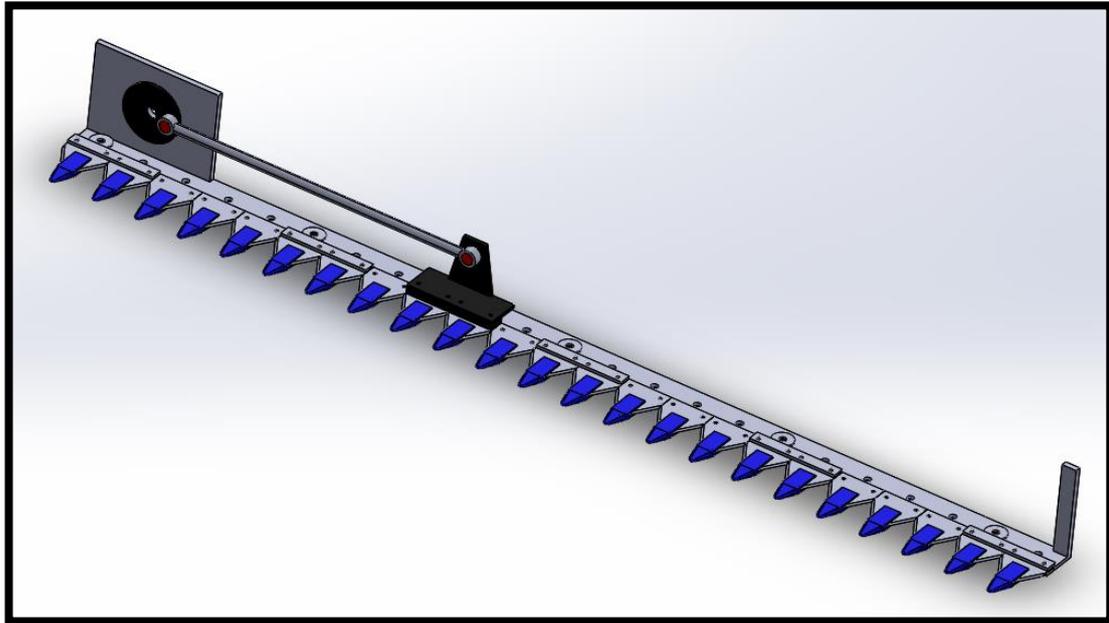
ANEXO 8: Plano sistema de corte



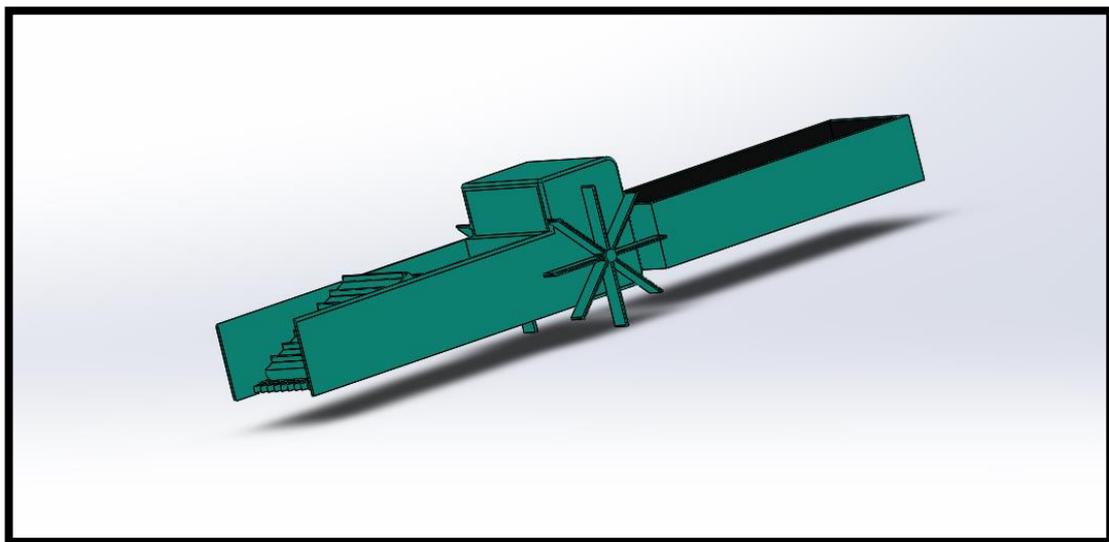
ANEXO 9: Plano sistema de corte



ANEXO 10: *Vista general del sistema de corte*

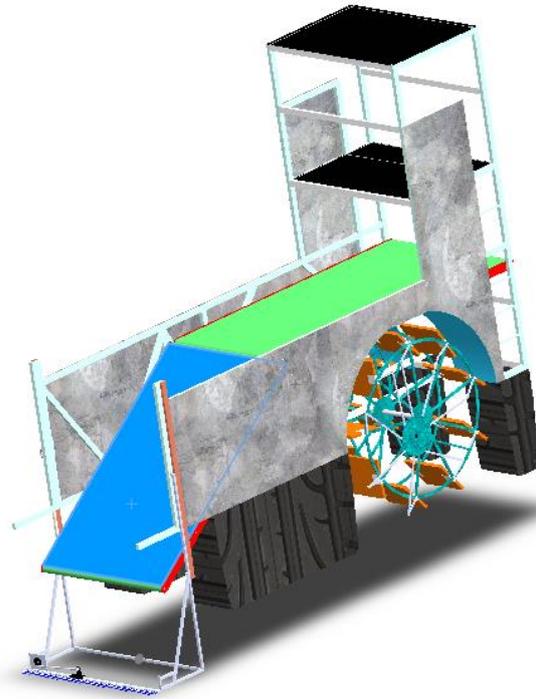


ANEXO 11: *Vista en 3d de la máquina de corte y extracción de totora*





ANEXO 12: Máquina cortadora, vista en 3D





ANEXO 13: Declaración jurada de autenticidad de tesis



Universidad Nacional
del Altiplano Puno



Vicerrectorado
de Investigación



Repositorio
Institucional

DECLARACIÓN JURADA DE AUTENTICIDAD DE TESIS

Por el presente documento, Yo NIMER CRUZ ROQUE / HEBER INGUILLA FLORES,
identificado con DNI 70175267 / 70017687 en mi condición de egresado de:

Escuela Profesional, Programa de Segunda Especialidad, Programa de Maestría o Doctorado
INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

informo que he elaborado el/la Tesis o Trabajo de Investigación denominada:
“OPTIMIZACIÓN DEL PROCESO DE CORTE Y EXTRACCIÓN DE TOTORA, MEDIANTE EL
DISEÑO DE UNA MÁQUINA CORTADORA DE TOTORA”.

Es un tema original.

Declaro que el presente trabajo de tesis es elaborado por mi persona y **no existe plagio/copia** de ninguna naturaleza, en especial de otro documento de investigación (tesis, revista, texto, congreso, o similar) presentado por persona natural o jurídica alguna ante instituciones académicas, profesionales, de investigación o similares, en el país o en el extranjero.

Dejo constancia que las citas de otros autores han sido debidamente identificadas en el trabajo de investigación, por lo que no asumiré como tuyas las opiniones vertidas por terceros, ya sea de fuentes encontradas en medios escritos, digitales o Internet.

Asimismo, ratifico que soy plenamente consciente de todo el contenido de la tesis y asumo la responsabilidad de cualquier error u omisión en el documento, así como de las connotaciones éticas y legales involucradas.

En caso de incumplimiento de esta declaración, me someto a las disposiciones legales vigentes y a las sanciones correspondientes de igual forma me someto a las sanciones establecidas en las Directivas y otras normas internas, así como las que me alcancen del Código Civil y Normas Legales conexas por el incumplimiento del presente compromiso

Puno 09 de abril del 2024.

BACHILLER: Nimer Cruz Roque
DNI: 70175267



Huella

BACHILLER: Heber Inguilla Flores
DNI: 70017687



Huella



ANEXO 14: Autorización para el depósito de tesis en el Repositorio Institucional



Universidad Nacional
del Altiplano Puno



Vicerrectorado
de Investigación



Repositorio
Institucional

AUTORIZACIÓN PARA EL DEPÓSITO DE TESIS O TRABAJO DE INVESTIGACIÓN EN EL REPOSITORIO INSTITUCIONAL

Por el presente documento, Yo Nimer Cruz Roque / Heber Inguilla Flores, identificado con DNI : 70175267 / 70017687 den mi condición de egresado de:

Escuela Profesional, Programa de Segunda Especialidad, Programa de Maestría o Doctorado

INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

informo que he elaborado el/la Tesis o Trabajo de Investigación denominada:

"OPTIMIZACIÓN DEL PROCESO DE CORTE Y EXTRACCIÓN DE TOTORA, MEDIANTE EL DISEÑO DE UNA MÁQUINA CORTADORA DE TOTORA"

Por medio del presente documento, afirmo y garantizo ser el legítimo, único y exclusivo titular de todos los derechos de propiedad intelectual sobre los documentos arriba mencionados, las obras, los contenidos, los productos y/o las creaciones en general (en adelante, los "Contenidos") que serán incluidos en el repositorio institucional de la Universidad Nacional del Altiplano de Puno.

También, doy seguridad de que los contenidos entregados se encuentran libres de toda contraseña, restricción o medida tecnológica de protección, con la finalidad de permitir que se puedan leer, descargar, reproducir, distribuir, imprimir, buscar y enlazar los textos completos, sin limitación alguna.

Autorizo a la Universidad Nacional del Altiplano de Puno a publicar los Contenidos en el Repositorio Institucional y, en consecuencia, en el Repositorio Nacional Digital de Ciencia, Tecnología e Innovación de Acceso Abierto, sobre la base de lo establecido en la Ley N° 30035, sus normas reglamentarias, modificatorias, sustitutorias y conexas, y de acuerdo con las políticas de acceso abierto que la Universidad aplique en relación con sus Repositorios Institucionales. Autorizo expresamente toda consulta y uso de los Contenidos, por parte de cualquier persona, por el tiempo de duración de los derechos patrimoniales de autor y derechos conexos, a título gratuito y a nivel mundial.

En consecuencia, la Universidad tendrá la posibilidad de divulgar y difundir los Contenidos, de manera total o parcial, sin limitación alguna y sin derecho a pago de contraprestación, remuneración ni regalía alguna a favor mío; en los medios, canales y plataformas que la Universidad y/o el Estado de la República del Perú determinen, a nivel mundial, sin restricción geográfica alguna y de manera indefinida, pudiendo crear y/o extraer los metadatos sobre los Contenidos, e incluir los Contenidos en los índices y buscadores que estimen necesarios para promover su difusión.

Autorizo que los Contenidos sean puestos a disposición del público a través de la siguiente licencia:

Creative Commons Reconocimiento-NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional. Para ver una copia de esta licencia, visita: <https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

En señal de conformidad, suscribo el presente documento.

Puno 09 de abril del 2024.

BACHILLER: Nimer Cruz Roque
DNI: 70175267



Huella

BACHILLER: Heber Inguilla Flores
DNI: 70017687



Huella