

	UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA			
	FORMATO HOJA DE RESUMEN PARA TRABAJO DE GRADO	Documento F-AC-DBL-007	Código 30-09-2024	Fecha C
	Dependencia DIVISIÓN DE BIBLIOTECA	Aprobado SUBDIRECTOR ACADEMICO	Pág. 1(2)	

RESUMEN – TRABAJO DE GRADO

AUTORES	David Leonardo Huertas Cárdenas		
FACULTAD	Ingeniería		
PLAN DE ESTUDIOS	Ingeniería mecánica		
DIRECTOR	Dr. Eder Norberto Florez Solano		
CODIRECTOR			
TÍTULO DE LA TESIS	Diseño de una máquina desfibradora de fique, para el aprovechamiento de la fibra y sus residuos; enfocada en la industria biofarmacéutica para el beneficio del pequeño productor de la zona de Abrego Norte de Santander.		
TITULO EN INGLES	Design of a fique defibering machine, for the use of fiber and its residues; focused on the biopharmaceutical industry for the benefit of small producers in the Abrego North of Santander area.		
RESUMEN (70 palabras)			
En la actualidad existe una alta producción Agrícola en la zona de Abrego Norte de Santander, la cual necesita empaques para el transporte de sus cosechas; llevándolos a la utilización de polipropileno debido a su bajo costo. Causando contaminación al ser desechados, la principal competencia de estos son los elaborados con fibras naturales teniendo estos un costo mayor. Por otra parte existen muchas plantas de fique que no son aprovechadas y se terminan desperdiciando. Por este motivo se hace necesario el diseño de una máquina desfibradora que supla esta necesidad, entregando un producto transformado de manera aséptica, con el fin de vender su jugo a las industrias farmacéuticas y alimentarias, generando un valor agregado e incentivando a la reactivación de este sector.			
RESUMEN EN INGLES			
Currently there is a high agricultural production in the area of Abrego North of Santander, which needs packaging for the transport of its crops; leading them to the use of polypropylene due to its low cost. Causing pollution when discarded, the main competition of these is those made with natural fibers, which have a higher cost. On the other hand, there are many fique plants that are not used and end up being wasted. For this reason, it is necessary to design a shredding machine that meets this need, delivering a product transformed in an aseptic way, in order to sell its juice to the pharmaceutical and food industries, generating added value and encouraging the reactivation of this sector.			
PALABRAS CLAVES	Desfibradora, Diseño, Fique, Biofarmacéutico, Producción continua, Residuos, Operador, Compresión.		
PALABRAS CLAVES EN INGLES	Shredder, Design, Fique, Biopharmaceutical, Continuous Production, Waste, Operator, Compression.		
CARACTERÍSTICAS			
PÁGINAS: 236	PLANOS:8	ILUSTRACIONES:87	CD-ROM:



Diseño de una máquina desfibadora de fique, para el aprovechamiento de la fibra y sus residuos; enfocada en la industria biofarmacéutica para el beneficio del pequeño productor de la zona de Abrego Norte de Santander.

David Leonardo Huertas Cárdenas

Facultad de Ingenierías, Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña

Ingeniería Mecánica

Dr. Eder Norberto Florez Solano

01 de Noviembre 2024

Índice

1.	Capítulo 1. Diseño de una máquina desfibradora de fique, para el aprovechamiento.....	14
1.1.	Planteamiento del problema.....	14
1.2.	Formulación del problema.	16
1.3.	Objetivos.	16
1.3.1	Objetivo General.	16
1.3.2	Objetivos específicos.	16
1.4.	Justificación.	17
1.5.	Delimitaciones.	20
1.5.1	Geográfica.	20
1.5.2	Conceptual.	21
1.5.3	Operativa.	21
1.5.4	Temporal.	21
2.	Capítulo 2. Marco referencial.	21
2.1.	Marco histórico.	21
2.1.1	Antecedentes históricos a nivel internacional.	26
2.1.2	Antecedentes históricos a nivel nacional.	27
2.1.3	Antecedentes históricos a nivel regional.....	28
2.2.	Marco contextual	28
2.2.1	Localización y características del lugar a aplicar.....	29
2.2.2	División política de la provincia.	30
2.2.3	División político rural del municipio.	31
2.2.4	Hidrología de la región.	32

2.2.5	Ecosistema páramo.	32
2.3.	Marco conceptual.	33
2.3.1	Diseño.	33
2.3.2	Esfuerzo.	34
2.3.3	Agave.	34
2.3.4	Máquina desfibradora.	35
2.3.5	Raspador Mexicano “Rueda de Solís”.	36
2.3.6	Máquina descortezadora.	37
2.3.7	Desfibrado.	37
2.3.8	Poleas.	39
2.3.9	Compactador de tornillo sin fin.	39
2.3.10	Rodillos transportadores de gravedad.	40
2.4.	Marco Teórico.	41
2.4.1	Procedimiento de diseño.	41
2.4.2	Número de cuchillas.	42
2.4.3	Rigidez torsional en cilindro desfibrador.	43
2.4.4	Holgura de la contracuchilla.	46
2.4.5	Presión máxima en compactadores de rodillos.	48
2.4.6	Esfuerzos de contacto cilíndrico.	48
2.4.7	Determinación de los valores representativos del sistema de alimentación “compresión” 50	
2.4.8	Pernos, rigidez del sujetador.	53
2.4.9	Tornillos, uniones no permanentes, rigidez del elemento.	54

2.4.10	Tornillos, uniones no permanentes, la carga externa.	56
2.5.	Marco legal.	58
2.5.1	A. nivel internacional.....	59
	A nivel nacional.	61
2.5.2	A nivel regional.....	64
3.	Capítulo 3. Diseño metodológico.	66
3.1.	Tipo de investigación.	66
3.2.	Población y muestra.....	66
3.2.1	Población.....	66
3.2.2	Muestra.	67
3.3.	Diseño de instrumentos de recolección de la información y técnicas de análisis de datos. 67	
3.4.	Análisis de información.	67
3.5.	Cronograma de actividades.....	68
3.5.1	Etapas del proyecto.	68
4.	Capítulo 4 Desarrollo de las fases del proyecto.....	69
4.1.	FASE I. Identificar la necesidad y obtener información sobre los tipos de máquinas utilizadas en el proceso de descortezado	69
4.1.1	Actividad 1. Reconocer la importancia de que la zona de Abrego cuente una desfibradora de fique; que incentive a la investigación e inversión económica en este sector productivo	69
4.1.2	Actividad 2. Realizar estado del arte sobre los principios técnicos y teóricos del funcionamiento de los diferentes diseños de máquinas desfibradoras existentes.....	70

4.1.3	Actividad 3. Seleccionar el mecanismo más eficiente para transformar la materia prima.	
		75
4.1.4	Actividad 4 Realizar esquema de funcionamiento del equipo a diseñar	77
4.1.5	Actividad 5 Identificar y seleccionar los elementos y sistemas mecánicos necesarios, para generar una solución de diseño apropiada para la desfibradora.	81
4.2.	FASE II. Calcular y simular el diseño de los componentes que conforman la máquina desfibradora, mediante las diferentes teorías de diseño recopiladas y el uso del software SolidWorks.....	95
4.2.1	Actividad 1. Integrar las teorías de cinemáticas, para el cálculo de los elementos mecánicos que conforman el sistema de desfibrado.	95
4.2.2	Actividad 2. Desarrollar cálculos de los sistemas mecánicos, transmisión de potencia y resistencia de materiales que conforman el diseño	100
4.2.3	Actividad 3. Presentar elementos críticos generados en el software SolidWorks	169
4.2.4	Actividad 4. Elaborar diagrama del circuito eléctrico del equipo	170
4.2.5	Actividad 5. Revisar que el diseño desarrollado cumpla con la normatividad vigente para este tipo de maquinaria.	174
4.3.	FASE III. Presentar la simulación del diseño de la desfibradora, mediante modelos generados en SolidWorks.....	175
4.3.1	Actividad 1. Detallar los componentes que constituyen el equipo y explicar su funcionamiento	175
4.3.2	Actividad 2. Realizar análisis de elementos finitos, sometiendo a carga estática los componentes más críticos del sistema, con el fin de validar su correcto funcionamiento.....	185
4.3.3	Actividad 3. Determinar el costo de construcción de la máquina.....	194

4.3.4	Actividad 4. Elaborar especificaciones de operación y mantenimiento del equipo.	196
5.	Conclusiones	201
6.	Recomendaciones	203
7.	Referencias.....	204
8.	Apéndice.	213

Listado de figuras

Figura 1. Cultivo de Agave.	18
Figura 2.Extracción de la fibra de fique. Desfibrado tradicional con varilla o platina.....	22
Figura 3. Máquina desfibradora Lombar #2 talleres. Escobar Londoño & CÍA	24
Figura 4. Producción de fique a nivel nacional 1960-2019	25
Figura 5. Producción mundial de fibras, A. naturales – B. naturales + químicas.	26
Figura 6. Mapa político Abrego Norte de Santander	30
Figura 7. División del área rural	31
Figura 8. Contexto geográfico del área propuesta reserva forestal Jurisdicciones	33
Figura 9. Esfuerzo de un cuerpo con área perpendicular A, bajo la acción de una fuerza axial P	34
Figura 10. Esquema de descortezadora de fique comercial.....	35
Figura 11. Máquina desfibradora de José Esteban Solís.....	36
Figura 12. Máquina extractora de Agave.....	37
Figura 13. Extracción de la fibra de fique. “Desfibrado motorizado”	38
Figura 14. Componentes compactadores de tornillo.....	39
Figura 15 . Partes de rodillo transportador.....	40
Figura 16. Diagrama de flujo del procedimiento de diseño.....	41
Figura 17. Esquema del proceso de desfibrado, variables geométricas.....	42
Figura 18. Barra sometida a torsión.....	43
Figura 19. Tubo de pared delgada cerrado.....	45
Figura 20. Diagrama del contacto cuchillas vs hoja de fique durante de descortezado.....	47

Figura 21. Diagrama esfuerzo de dos cilindros circulares rectos	49
Figura 22 .Medidas significativas en el proceso de compresión de las hojas de fique	51
Figura 23. Dimensiones características de un tornillo o sujetador	53
Figura 24. Representación geométrica de un cono, con la mitad del ángulo del ápice α	55
Figura 25. Unión con perno sometida a tensión	57
Figura 26. Plantas de fique - Vereda la Teja Abrego Norte de Santander.	69
Figura 27. Esquema de funcionamiento desfibradora.....	78
Figura 28. Esquema sistema de alimentación	78
Figura 29. Esquema sistema desfibrado.....	79
Figura 30. Esquema sistema de transporte fibra	80
Figura 31. Esquema sistema transporte y separación de residuos	80
Figura 32. Principales importadores de saponinas en Colombia entre 2013 y 2017	82
Figura 33. Desfibradoras tradicionales	83
Figura 34. Tubo redondo de acero estructural	86
Figura 35. Cuchilla plana D2-HCHC.....	87
Figura 36. Cuchillas – yunques.....	88
Figura 37. Angulo de acero inoxidable 316 L.....	89
Figura 38 . Tornillo hexagonal inoxidable de rosca completa 316L - Tuerca hexagonal ciega....	89
Figura 39. Esparrago roscado inoxidable.....	90
Figura 40. Máquina de laminador de combinación manual.....	91
Figura 41. Rodamientos de bolas con tensor	92
Figura 42. Guías de cola de milano con husillo micrométrico y volante	93
Figura 43. Principales características del transportador	97

Figura 44 Esquema rodillo conductor.....	121
Figura 45 . Diagrama de fuerzas eje rodillo.....	122
Figura 46. Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XY, obtenido con MDSolids	123
Figura 47. Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XZ, obtenido con MDSolids ..	124
Figura 48. UKPA 207 K/H. – Rodamiento de bolas de base corta-.....	134
Figura 49. UKT 207 K/H - Rodamiento de bolas tipo T	136
Figura 50. Dimensiones cuñas Woodruff.....	136
Figura 51. Esquema cilindro desfibrador.....	146
Figura 52. Diagrama de fuerzas eje cilindro desfibrador.....	147
Figura 53. Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XY, del eje del cilindro obtenido con MDSolids	149
Figura 54- Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XZ, del eje del cilindro obtenido con MDSolids	150
Figura 55 -P2B014 TF – Rodamiento de bolas con soporte de pie	158
Figura 56.- Interior del canal de un tornillo.....	166
Figura 57 . Diagrama eléctrico circuito de potencia desfibradora, obtenido con Cade Simu.....	172
Figura 58 . Diagrama eléctrico circuito de mando desfibradora, obtenido con Cade Simu	173
Figura 59. Desfibradora de fique ensamblada	176
Figura 60. Base rodillos compactadores.....	176
Figura 61. Prensa de rodillos	177
Figura 62. Tornillo de bola actuador de etapa lineal con volante	178
Figura 63. Cilindro desfibrador.....	179
Figura 64. Cuchilla.....	179

Figura 65. Escudo cilindro	180
Figura 66. Aro de sujeción internos rodillo desfibrador	181
Figura 67. Compactador de tornillo	181
Figura 68. Estructura.....	182
Figura 69. Sistema de transporte de fibra	183
Figura 70. Transmisión de potencia cilindro desfibrador	183
Figura 71. Motorreductor corona sin fin	184
Figura 72. Transmisión de potencia rodillos compactadores.....	185
Figura 73. Trazado de fuerzas eje cilindro desfibrador.....	186
Figura 74. Esfuerzo máximo eje cilindro desfibrador	186
Figura 75. Análisis de deformación eje cilindro	187
Figura 76. Factor de seguridad eje cilindro	188
Figura 77. Esfuerzo máximo eje rodillo compresor.....	189
Figura 78. Deformación eje rodillo inferior.....	190
Figura 79. Factor de seguridad rodillo inferior	190
Figura 80. Esfuerzo máximo estructura	191
Figura 81. Deformación eje rodillo inferior.....	192
Figura 82. Factor de seguridad estructura.....	193
Figura 83. Frecuencia de engrasado.....	196
Figura 84. Máquina balanceadora.....	197
Figura 85. Fuera y dentro de tolerancia de alineación	198
Figura 86. Alineación laser.	198
Figura 87. Prueba surge, efectuada con analizador de bobinas marca electrón.....	199

Listado de tablas

Tabla 1. Cronograma de actividades	68
Tabla 2. Revisión del estado del arte.	71
Tabla 3 Análisis de alternativas de sistemas desfibradores	75
Tabla 4 Leyenda esquemas de subsistemas	78
Tabla 5. Elementos críticos	169
Tabla 6. Normas	174
Tabla 7 Costos componentes y materiales	195

Lista de Apéndice

Apéndice A. Procedimiento sugerido para determinar la rigidez del sujetador.....	214
Apéndice B Procedimiento selección de materiales ASME BPE.....	215
Apéndice C Factores de Capacidad	216
Apéndice D Capacidades del transportador.....	217
Apéndice E Tablas para determinación de los factores F_d , F_b , F_f y F_p	218
Apéndice F Características del material	219
Apéndice G Tablas H - R -S.....	220
Apéndice H Grupos de componentes.....	221
Apéndice K Factores de corrección de dientes K1	223
Apéndice N Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM.....	225
Apéndice P Resultados de principales materiales sometidos bajo tensión.	226
Apéndice Q Parámetros en la condición superficial de Marín	226
Apéndice R Efecto de la temperatura de operación.....	226
Apéndice S Factores de confiabilidad K_e	227
Apéndice T Dimensiones en pulgadas de cuñas cuadradas y rectangulares.....	227
Apéndice U Constantes físicas de materiales	228
Apéndice V Plano estructura.....	229
Apéndice W Plano base rodillos	230
Apéndice X Plano aro de sujeción cilindro.....	231
Apéndice Y Plano cilindro	232

Apéndice Z Plano contracuchilla	233
Apéndice AA Plano cuchilla	234
Apéndice BB Plano tapa cilindro.....	235
Apéndice CC Plano rodillo	236

Capítulo 1. Diseño de una máquina desfibradora de fique, para el aprovechamiento de la fibra y sus residuos; enfocada en la industria biofarmacéutica para el beneficio del pequeño productor de la zona de Abrego Norte de Santander.

Descripción del proyecto

1.1. Planteamiento del problema.

En la actualidad la industria colombiana consume alrededor de 25,000 toneladas de fibra de fique al año, se estima que la demanda de este producto aumente progresivamente a medida que avancen las exportaciones en el sector de café y cacao, así como en la elaboración de productos textiles y artesanías. Se prevé que las empresas nacionales necesitaran un excedente que oscila entre 9,000 a 13,000 toneladas por año; para satisfacer dicha demanda. El 70% de la fibra se utiliza actualmente en la fabricación de empaques, mientras que el 15% se emplea en la producción de agromantos y geotextiles, el 10% en la fabricación de cuerdas y el 5% en la fabricación de colchones, según el consumo industrial.(Ramirez-carmona & Ocampo-lopez, 2023)

Se plantea la posibilidad de rescatar la producción del cultivo del “Agave”, “Sisal”, “Maguey” en la región, haciendo énfasis en su principal uso; el cual consiste en el raspado de su corteza dejando así, solo la fibra. Teniendo en cuenta el proceso que se lleva a cabo para obtener la materia prima “fibra” que luego de diversos tratamientos, es utilizada en la producción de

empaques, cabuya, lazos, refuerzos de resinas o vigas de concreto etc.

Las máquinas más comunes utilizadas para la extracción de esta materia prima, constan de un cilindro con múltiples cuchillas que gira a determinadas revoluciones y una contra cuchilla la cual espera a la entrada a las hojas para su posterior limpieza, (Solís, 2014). Este procedimiento muestra un alto riesgo al operador que debe introducir el material a dicho dispositivo de forma manual para luego extraerlo (Duque, 2011). De igual manera se cuenta con una menor eficiencia en el proceso, dado que el material articulado no cuenta con un flujo continuo en su proceso extracción.

Debido a esto se propone diseñar una máquina desfibradora de fique (Agave), con un flujo continuo de producción, contando con un mayor aprovechamiento del giro del órgano desfibrador. Así mismo se suple la necesidad de brindar mayor seguridad al operador y generar un mayor valor agregado a los residuos postcosecha debido la separación aséptica de estos. En la actualidad se encuentran cadenas de producción donde se implementan estos mecanismos, pero estos no cumplen con las normativas establecidas, para su utilización en la industria biofarmacéutica.

En el presente trabajo se busca realizar un diseño que cumpla con los estándares predispuestos para este tipo de maquinaria, Asimismo; que sea asequible para las diferentes asociaciones campesinas de la provincia. Motivando de esta manera al pequeño productor a cultivar a gran escala, con el fin de suplir la demanda de esta materia prima en el futuro. Además de la implementación de nuevas tecnologías en estos procesos. Lo cual conllevara una mayor

velocidad en la extracción de la fibra de fique.

1.2. Formulación del problema.

¿Es posible mejorar el proceso de desfibrado, diseñando un prototipo capaz de procesar un flujo continuo de materia prima que además separare residuos generados de manera aséptica; disminuyendo el esfuerzo físico, evitando lesiones y aprovechando mejor la energía utilizada. Con el fin de beneficiar al pequeño productor de la zona de Abrego?

1.3. Objetivos.

1.3.1 Objetivo General.

- Diseñar una desfibradora de producción continua para el pequeño productor de la zona de Abrego Norte de Santander. Con el fin de extraer fibra de fique y separar sus residuos de forma aséptica; haciendo uso de las diferentes teorías de diseño mecánico y la normatividad.

1.3.2 Objetivos específicos.

- Identificar los diferentes equipos empleados en la eliminación de corteza en la hoja de fique, por medio de una revisión del estado del arte; en busca de la selección del mecanismo de descortezado idóneo.

- Establecer los parámetros de funcionamiento de la desfibradora a partir las teorías de diseño de elementos mecánicos y la normatividad vigente; para el mejoramiento del proceso de desfibrado
- Presentar el diseño de la máquina desfibradora propuesta, apoyado en el software CAE SolidWorks, comparando los resultados teóricos obtenidos en el desarrollo del proyecto.

1.4. Justificación.

Tal y como menciona (MADR, 2021), En un lapso de 7 años la producción de fique experimentó un incremento del 25%. Debido a la tecnificación de los cultivos en algunas regiones del país, impactando positivamente en la producción y el rendimiento. En el 2020, la producción aumento 5% en relación al año anterior. Estos logros se deben principalmente a la introducción de nuevas siembras y al manejo agronómico aplicado a los cultivos.

(Ramirez-carmona & Ocampo-López, 2023), exponen que esta especie vegetal, no compete con usos alimentarios y cuenta con una capacidad excelente para tolerar suelos secos; gracias a su habilidad de reciclar el dióxido de carbono mediante el metabolismo CAM (metabolismo del ácido de las crasuláceas).; Pero estos terrenos deben contar ciertos parámetros, como un buen drenaje y tener un tono oscuro de textura areno- arcillosa. Además, el PH recomendado para un óptimo crecimiento oscila entre 5.6 y 7. Mientras por su parte (Agrosavia, 2022); argumenta que el cultivo perenne mencionado “Figura 1”, contribuye a la seguridad alimentaria al permitir la siembra de cultivos temporales durante la rehabilitación de la plantación. Esto garantiza una producción constante y disminuye la erosión causada la mano humana, se aconseja su siembra en los

departamentos de Nariño, Cauca, Cundinamarca Antioquia, Santander, Caldas, Norte de Santander, Risaralda y Boyacá

Figura 1.

Cultivo de Agave.



Fuente:(Agrosavia, 2022)

En Colombia el 70% de la fibra se usa principalmente en la fabricación de costales (empaques); los cuales se destinan al envasado de productos agrícolas como papa, maíz, arveja, fríjol, cebolla, así mismo es un requisito para productos de exportación, especialmente café y cacao. El 15% se utiliza para la fabricación de agro mantos y geotextiles, mientras tanto un 10% es empleado en la producción de cordeles y sogas, finalmente el restante 5% se emplea para crear productos artesanales. (MADR, 2021)

(Porras, 2019) Señala que, Fenalfique trabaja en el desarrollo de convenios con universidades públicas y privadas así mismo con entidades mixtas; las cuales investigan y desarrollan herramientas, equipos, maquinaria y productos con el fin de contar con elementos

tecnológicos que les permitan ser competitivos dentro de los nuevos retos para este sector

El procedimiento de desfibrado de fique, es una actividad con un alto grado de exigencia física y mental; por ende, para realizar esta labor se requiere gran experticia del operario; asimismo una óptima instalación de la máquina en el terreno. Este proceso consiste en la separación de la corteza de las hojas y la fibra que se encuentra en su interior; principalmente se hace uso de métodos manuales o con desfibradora portátil de motor a gasolina o Diesel, Siendo este la opción más económica. (Rodríguez Azar et al., 2015). Esta tarea se debe realizar con mucha atención, dado que presenta un alto riesgo de amputaciones o lesiones en las extremidades superiores a causa de la secuencia de operación y de la cercanía de las manos a las aspas rotatorias en el momento de introducir y extraer la materia prima de la máquina. (Espín & Cárdenas, 2015).

En el departamento el cultivo del fique, es una actividad importante para la economía de algunos municipios. Dado que esta planta es resistente a suelos pobres y condiciones climáticas adversas, (Ministerio del Ambiente, Vivienda y Desarrollo Rural, 2006). Las mayores plantaciones se concentran en los municipios de Chinácota, Pamplona, Toledo, Bochalema, Cácuta y Durania. (Cano et al., 2022); en municipios como Abrego existen pequeños cultivos que no son aprovechados debido a la dificultad en la extracción manual de dicha fibra. Por ello se hace necesario fomentar el aprovechamiento y nuevos sembradíos de Agave que suplan las demandas de este producto en el futuro.

Los municipios que conforman la región cuentan con una alta producción de cebolla, frijol, maíz, cacao entre otros; pero no existe una industria que elabore empaques de fique, llevando al agricultor a utilizar sacos de polipropileno por su bajo costo, causando contaminación por un incorrecto manejo de estos. Dadas estas problemáticas se hace necesario realizar nuevos cultivos de fique, dado que la región cuenta con grandes extensiones de zonas montañosas que no son utilizadas y que presentan condiciones del suelo idóneas para el crecimiento de la planta en cuestión, así mismo existen plantaciones que no son aprovechadas y simplemente se desperdician por falta de un mercado fuerte en la región, que motive a los agricultores a cosechar y cultivar dicho producto.

En aras de apoyar al pequeño productor, surge la necesidad de contar con una máquina que facilite la obtención de la fibra de fique; realizando este proceso de manera continua, con el fin de contar con un mejor aprovechamiento de la energía utilizada y que no ponga en peligro al operador, así mismo que separe los residuos de forma higiénica para generar un mayor valor agregado a estos.

1.5. Delimitaciones.

1.5.1 Geográfica.

El trabajo se llevará a cabo donde exista buena producción de fique, con la consultoría del precursor del proyecto.

1.5.2 Conceptual.

La temática del proyecto se contextualizará en los próximos conceptos, agave, descortezadora, tratamiento de residuos, maquina, operador, diseño, tensión, compresión

1.5.3 Operativa.

La investigación se desarrollará haciendo uso de los parámetros descritos en el presente documento y contando con la orientación del director Esta, con el fin de obtener los resultados esperados a la hora de producir fibra de fique de buena calidad, cumpliendo el objetivo del Proyecto.

1.5.4 Temporal.

La duración de este proyecto será aproximadamente de 2 a 3 meses; contando desde la fecha de aprobación del anteproyecto.

Capítulo 2. Marco referencial.

2.1. Marco histórico.

El agave es originario de Sur América, específicamente de las regiones andinas de Colombia, Venezuela y Ecuador, donde se presentan las condiciones climáticas adecuadas para su cultivo; debido a las precipitaciones climáticas que ocurren la mayor parte del año. En

Colombia, se cultiva principalmente en la parte alta de la sierra, en zonas con clima templado y frío. También crece de manera espontánea en la hoya del Dagua, en el Valle del Cauca, donde se pueden encontrar montes cubiertos de fique en medio de una vegetación de gramíneas y cactus, indicativo de un suelo seco.(Torres., 2008)

Antes de la llegada de los españoles a Colombia, los pueblos que habitaban la región tenían como una de sus bases económicas y culturales el tejido de fibras naturales. Uno de estos pueblos era el llamado "pueblo Guane", que vivía en el sureste del departamento de Santander; además de varias zonas de Cundinamarca y Boyacá. Los Guanes se dedicaban a la caza y la agricultura, y eran hábiles en la fabricación de cerámica y textiles finos hechos de algodón y fique. Utilizaban la fibra de fique, para hacer accesorios como tocados, bolsas y mochilas, que son similares a los que se producen hoy en la zona.(Justo & Vidal, 2011)

Durante la segunda mitad del siglo XIX hasta mediados del siglo XX, Varios países latinoamericanos buscaron desarrollar una industria textil mediante la explotación de este filamento. En México esta actividad económica creció exponencialmente, debido al desarrollo de nuevas invenciones; dichas tecnologías migraron a Colombia brindando una gran oportunidad al pequeño productor debido a su bajo costo de construcción. (Ministerio del Ambiente, Vivienda y Desarrollo Rural, 2006).

Figura 2.

Extracción de la fibra de fique. Desfibrado tradicional con varilla o platina



Fuente: (Justo & Vidal, 2011)

En 1905, Alejandro López visitó México para investigar los cultivos de henequén y estudiar en detalle los métodos y máquinas utilizados para extraer sus fibras, centrando su atención en la rueda de Solís. Como resultado de su investigación, López creó un prototipo innovador basándose en la rueda desfibradora, que luego fue conocida como la Desfibradora Antioqueña. Esta invención fue la primera de su tipo patentada en Antioquia, y la primera unidad se fabricó en Medellín bajo la dirección de Pedro Velilla; Por su parte López continuó examinando cultivos de fique y métodos factibles para perfeccionar su desfibradora durante las siguientes décadas (Campuzano-Hoyos, 2018)

Utilizando el principio básico de la máquina desfibradora mexicana que López había mejorado y adaptado para su uso en Colombia, varios inventores colombianos diseñaron sus propias versiones de desfibradoras, enfocándose principalmente en aspectos como seguridad, durabilidad, potencia, peso y productividad. Entre estos inventores destacaron Gabriel Escobar

Álvarez y Antonio J. Álvarez R. , quienes desarrollaron la Desfibradora Escobar y la Desfibradora Delta “Figura 3” , respectivamente.(Campuzano-Hoyos, 2018)

La Federación Nacional de Cafeteros de Colombia, fundada en 1927, tuvo un papel determinante en el crecimiento de la industria colombiana del fique. Tras la realización del IV Congreso Nacional de Cafeteros en 1930, la Federación anunció su compromiso de promover el desarrollo de la industria del fique en el país y sus miembros acordaron no importar yute u otras fibras extranjeras que compitieran con los envases fabricados en el país (Duque, 2011).

Figura 3.

Máquina desfibradora Lombar #2 talleres. Escobar Londoño & CÍA



Fuente: (Campuzano-Hoyos, 2018)

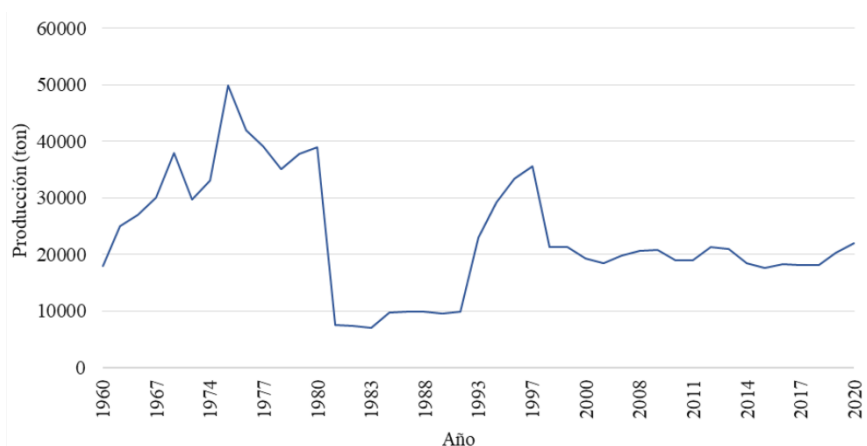
En 1938, se fundó la Compañía de Empaques de Medellín, marcando el inicio de la gran industria del fique en Colombia. Esta empresa, liderada por empresarios como Luis H. Toro,

Leopoldo Arango y Ricardo Londoño, tuvo un rápido crecimiento y llegó a producir más de un millón de sacos en la década de 1940. Este avance industrial significó la gradual pérdida de mercado para los artesanos locales. Con el tiempo, la fábrica diversificó su producción, abarcando diferentes líneas de fibra natural como costales, sogas, cordeles, felpas y tapices. (Torres., 2008)

Durante los años de 1960 - 1970, la producción de fique estaba en su mejor momento “**Figura 4**”. Sin embargo, la introducción del plástico en la industria a partir de los años 1970 generó una crisis en la producción, debido a que los consumidores optaban por las fibras sintéticas debido a su menor costo, como el polietileno y el polipropileno. En la actualidad a pesar de esta competencia, se observó un aumento gradual en el producido de fique. Se hace énfasis en que el uso del plástico es no deseado; debido a los problemas de contaminación que este conlleva. (Vélez Clavijo et al., 2021)

Figura 4.

Producción de fique a nivel nacional 1960-2019



Fuente: (Vélez Clavijo et al., 2021)

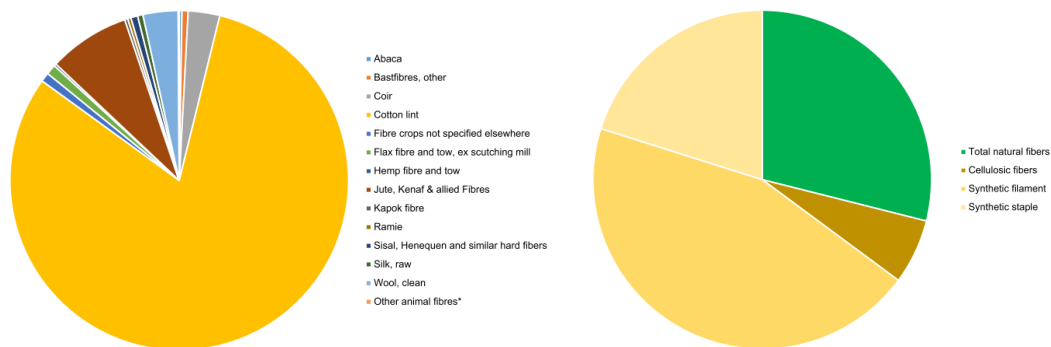
2.1.1 Antecedentes históricos a nivel internacional.

En 2018, la producción mundial de fibras alcanzó aproximadamente los 110 millones de toneladas métricas. Esta cifra se divide en 32 millones de fibras naturales, como se muestra en la “**Figura 5 A**”, y 79 millones de fibras químicas, tanto celulósicas (celulosa en pulpa de madera, bambú y otras fuentes) como no celulósicas (obtenidas a partir de moléculas de petróleo), como se ilustra la “ **Figura 5 B**”. Por su parte las fibras artificiales representaron el 70% de la producción total de estos filamentos en el año en mención. (Townsend, 2020)

El agave o (sisal) como se conoce en muchas partes del mundo, es originaria de México, pero ampliamente, sembrada en muchos otros lugares que también cuentan con grandes cultivos como Brasil, china, ken-ya, Tanzania Madagascar y Mozambique, y en muchas de estas partes es declarada una planta silvestre (Ahmad et al., 2017)

Figura 5.

Producción mundial de fibras, A. naturales – B. naturales + químicas.



Fuente: (Townsend, 2020)

Según (Imam et al., 2016), aunque esta planta nace en clima tropical, alrededor del mundo han logrado avances en muchas aplicaciones, consiguiendo que la industria a nivel global se interese cada día más en su procesamiento.

2.1.2 Antecedentes históricos a nivel nacional.

Durante la primera década del siglo XXI, CORPOICA y FENALFIQUE han contribuido en la financiación y desarrollo de investigaciones; con el fin de aprovechar diversas aplicaciones de la totalidad de la hoja del fique. En año 2003 se publicó por primera vez la cartilla llamada “Guía Ambiental para el Subsector Fiquero”, Con motivo de suministrar una herramienta que oriente e incluya aspectos jurídicos, técnicos y procedimentales; al sector agrícola, los entes judiciales y la gente del común. Esta guía tiene como finalidad facilitar y mejorar el proceso de gestión ambiental en el sector (Duque, 2011)

Este subsector ha mostrado un excedente comercial, el cual se evidencio por las exportaciones de sacos, bolsas y talegas para empaques bajo la partida arancelaria 6 305 901 000. Durante el año 2019, las exportaciones experimentaron una disminución del 53% en comparación con el año anterior, debido principalmente a la demanda interna de fibra y la competencia de otras fibras como el yute de India y Bangladesh. Sin embargo, en el año 2020 se registró un incremento del 47% en comparación con el año anterior. La última exportación llego hasta mayo de 2021, exportando 490 toneladas.(MADR, 2021)

En términos económicos el cultivo de beneficia, alrededor de 70.000 familias en Colombia que se dedican a esta actividad agrícola. Esta planta se encuentra presente en 10 departamentos del país, se destaca Nariño como el departamento líder en producción con el 37,92% del total nacional, seguido por Cauca con el 36,82%, Santander con el 11,55%, Antioquia con el 11,04% y la Guajira con el 2,67%. (Ramirez-carmona & Ocampo-López, 2023)

2.1.3 Antecedentes históricos a nivel regional.

Según (Campuzano-Hoyos, 2018) y (MADR, 2021), en el año 1934 la producción de fique en Norte de Santander ascendió a 346 Ton. En la actualidad la producción en el departamento a disminuyo 12 Ton.

En cuanto a la contribución de Santander a nivel nacional, representa aproximadamente el 9%, con un total de 1.247 productores. En los años 2017 y 2018, el área de cultivo abarcó 1.870 hectáreas y la producción alcanzó las 1.758 y 1.760 toneladas respectivamente, con un rendimiento promedio de 1 a 2 toneladas por hectárea. (Gobernación de Santander et al., 2020)

2.2. Marco contextual

Teniendo en cuenta las plantaciones de fique que existen en la provincia y no son aprovechadas, nace la necesidad de realizar una investigación que incentive al pequeño

productor a cosechar y cultivar esta planta; dado que las condiciones geográficas y ambientales de la región son idóneas.

La finalidad de este proyecto fue diseñar una máquina desfibradora de fique, que cumpla con los requisitos establecidos en las diferentes normas, que aplican para este tipo de maquinaria; haciendo uso de herramientas CAE como el software SolidWorks y la teoría de diseño mecánico.

2.2.1 Localización y características del lugar a aplicar.

En Abrego Norte de Santander, el clima predominante es de tipo medio seco, catalogado según Koeppen como tropical lluvioso de sabana (Aw). Está ubicado a una altitud de 1380 metros arriba del nivel del mar, $8^{\circ}04'50''$ N de latitud y $73^{\circ}13'13''$ O de Longitud. Según Holdridge en términos de formación ecológica, se identifica como bosque bajo seco y montañoso (bs-MB). El promedio anual de temperatura es de 22°C , y una precipitación media que alcanza los 1100 mm anuales, lo que garantiza lluvias constantes. (*Plan de desarrollo municipal*, 2016)

Según el PBOT, en este poblado existen 126 veredas; distribuidas en 8 corregimientos. Los cuales son: La María, Unión Campesina, El Tabaco, El Chorro, La Paz, Casitas, Capitanlargo y. El Soltadero Cabe destacar que La María aún no está incorporada oficialmente en el POT, pero actualmente cuenta con Personería Jurídica N° 318/22 – VII del año 2014. Además, la cabecera municipal de Abrego está conformada por 28 barrios (Martínez & Pérez, 2017)

2.2.2 División política de la provincia.

Ábrego forma parte del departamento Norte de Santander. Se considera como la segunda localidad con mayor extensión de tierras, perteneciente a la provincia de Ocaña; con un total de 1.413 kilómetros cuadrados, representando aproximadamente el 6.52% del área total del departamento. Lo limita geográficamente al Norte; Hacarí, La Playa y Ocaña; al Sur, La Esperanza y Cáchira. Este, Villacaro, Bucarasica y Sardinata, finalmente al Oeste con, San Alberto.(PDM, 2020)

Figura 6.

Mapa político Abrego Norte de Santander



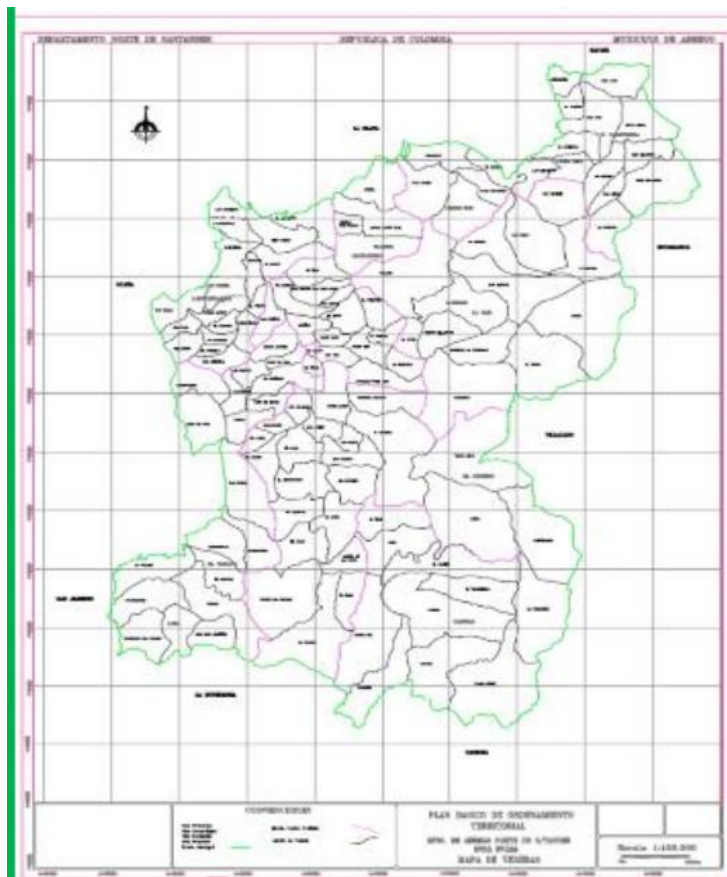
Fuente: (Plan de desarrollo municipal, 2016)

2.2.3 División político rural del municipio.

Se conforma por un área urbana y un sector rural. Aunque años atrás se dividía en 8 corregimientos, la administración municipal decidió no registrar algunos corregimientos en el Plan Básico de Ordenamiento Territorial (PBOT) debido que estos no cuentan con centros poblados. En su lugar, el municipio cuenta con 126 veredas agrupadas en áreas que corresponden cuyos nombres abarcan los antiguos corregimientos.(Plan de desarrollo municipal, 2016)

Figura 7.

División del área rural



Fuente: (Plan de desarrollo municipal, 2016)

2.2.4 Hidrología de la región.

El municipio cuenta con áreas de reserva forestal encargadas de proteger los recursos hídricos. El sistema hidrológico se conforma por los ríos, Algodonal, Tarra, Río Frío, Borra Oroque y San Alberto (Cesar). proveyendo agua para el consumo humano así como para comunidades rurales que se encuentran cerca de estos afluentes (Verjel, 2019)

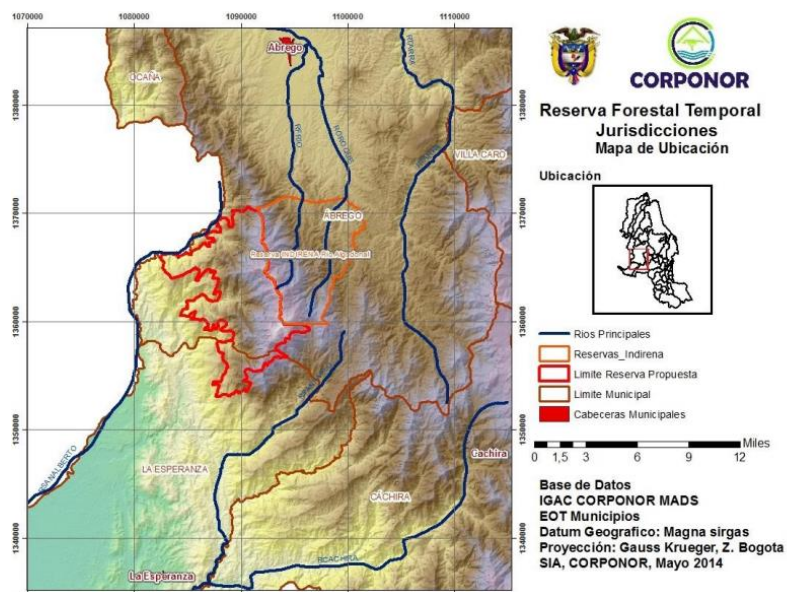
2.2.5 Ecosistema páramo.

Según (Plan de desarrollo municipal, 2016), “los páramos son ecosistemas estratégicos altamente vulnerables a la intervención antrópica. Su importancia es biótica y ecológica y está caracterizada por una limitada cantidad de individuos por especie y un alto grado de endemismo de especies vegetales y animales”.

El páramo abarca las áreas montañosas de las cuencas de los ríos; San Alberto del Espíritu Santo. Río Frío, Oroque y Aunque su extensión es relativamente reducida con un total de 845 hectáreas, es de vital importancia; debido a la densidad de su vegetación y su suelo; siendo estos dos factores indispensables para los ciclos hidrológicos. Esta zona con frecuencia se cubre por niebla y presenta lluvias constantes, generalmente tiene una temperatura baja y por la noche puede alcanzar 0° C. Las plantas que se encuentran comúnmente son prados de gramíneas intercalados con arbustos, además del emblemático frailejón. (Verjel, 2019)

Figura 8.

Contexto geográfico del área propuesta reserva forestal Jurisdicciones



Fuente: (Corponor, 2014)

2.3. Marco conceptual.

2.3.1 Diseño.

Para diseñar es necesario generar un plan, tomando como objetivo satisfacer una necesidad o resolviendo un problema. Si el objetivo es crear algo físico, entonces el producto debe ser útil, competitivo, confiable, seguro y funcional; así mismo que sea posible comercializarlo y fabricarlo. Este es un proceso de toma de decisiones innovadoras y altamente iterativas. En ocasiones se cuenta con muy poca información o con mucha que comúnmente

puede ser contradictoria, el ingeniero de diseño debe sentirse cómodo y seguro en la toma de decisiones y resolución de problemas.(Budynas & Nisbett, 2008)

2.3.2 Esfuerzo.

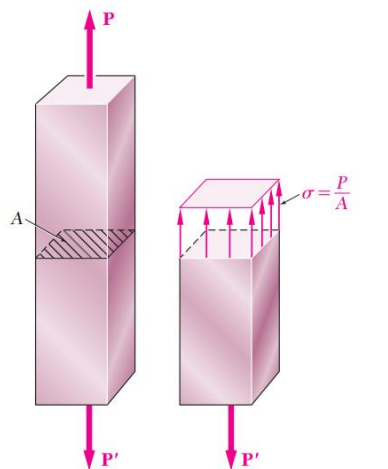
Se denomina como la fuerza aplicada por unidad de área, o bien a la distribución de fuerzas a lo largo de una sección específica. Se representa mediante el símbolo griego sigma " σ ". El esfuerzo en un cuerpo con sección perpendicular A, que se somete a una fuerza axial P “Figura 9”, se determina con el resultado, del cociente del valor de la carga P; sobre el área A. Un valor negativo en este resultado indica que se está a compresión y uno positivo que está a tensión.(Beer & Johnston, 2009)

2.3.3 Agave.

El agave es un tipo de planta fibrosa. tiene una profundidad de 0,6 m y una vida útil de 7 a 10 años. Se beneficia por primera vez después de 2-3 años. y posteriormente se corta cada 6-12 meses. Su cultivo es algo fantástico ya se puede cosechar en tierras baldías, secas y en suelos donde soporten verdaderas sequías.(Mohamed M. Yassen Sheelan M. Hama Akram Mahmood, 2018)

Figura 9.

Esfuerzo de un cuerpo con área perpendicular A, bajo la acción de una fuerza axial P



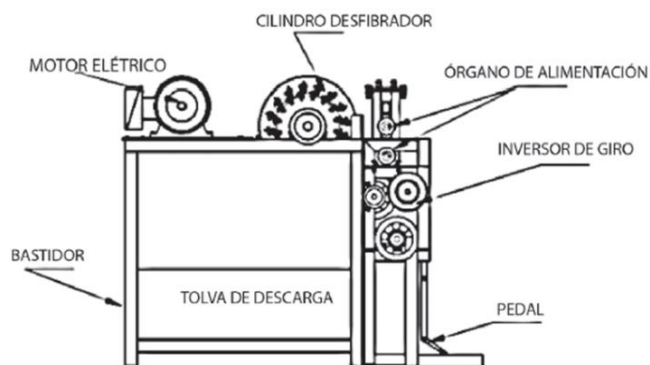
Fuente: (Beer & Johnston, 2009)

2.3.4 Máquina desfibradora.

Durante la extracción, las hojas son raspadas por las cuchillas del órgano desfibrador, eliminando el recubrimiento superficial, la cera y la pectina. finalmente sólo quedan fibras. El principio de su funcionamiento se basa en la rueda de Solís “Figura 11”. (Radoor et al., 2020)

Figura 10.

Esquema de descortezadora de fique comercial



Fuente: (Río, 2013)

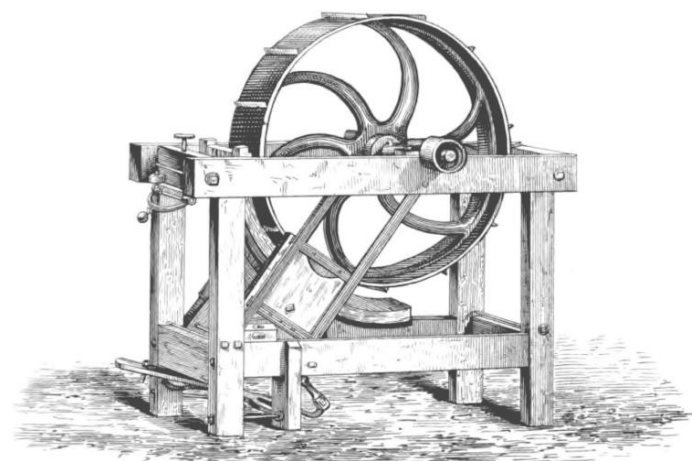
2.3.5 Raspador Mexicano “Rueda de Solís”.

Según Alejandro López, famoso inventor colombiano, quien estudio estos mecanismos a principios del siglo XX, centro su atención en el raspador mexicano o también conocido como "rueda de Solís". El cual consistía en un volante con aspas de bronce biseladas, que presentaba una forma curva que se ajustaba perfectamente a la circunferencia descrita por las hojas, podía estar hecho de madera o bronce. Además algunos diseños incluían una prensa cuya su función era sujetar firmemente la mitad de la hoja mientras se realizaba el proceso de desfibrado en la otra mitad.(Campuzano-Hoyos, 2018)

Esta invención contrastaba con su eficacia y baratura, pues las máquinas más sofisticadas que se inventaron durante este periodo, no consiguieron los resultados de la renombrada "Rueda Solís".(Solís, 2014)

Figura 11.

Máquina desfibradora de José Esteban Solís



RUEDA RASPADORA DE SOLIS.

Fuente: (Mendoza, 2017)

2.3.6 *Máquina descortezadora.*

Una descortezadora, es una máquina utilizada en la eliminación de la capa exterior de cualquier planta con contenido fibroso; generalmente son utilizadas para la extracción de fibra de agave, yute, cáñamo, piña; entre otras .(Radoor et al., 2020)

Figura 12.

Maquina extractora de Agave



Fuente: (Imam et al., 2016)

2.3.7 *Desfibrado.*

Es el resultado de disminuir el volumen, tener un menor grosor, una apariencia menos ancha, más ligera, suave, sencilla y delineada, hacer hilos de una u otra forma para aprovechar dichos materiales o materias prima. (Xu, 2010).

En el desfibrado de hojas vegetales, se dividen las fibras internas de la superficie mediante procesos manuales o con desfibradoras simples. Es importante asegurar que todas las partes estén en buen estado y funcionamiento, como las cuchillas y el pechero, para no romper las fibras. Se inicia por introducir la hoja al equipo, eliminando las espigas que presentan lateralmente, comenzando por el área con mayor espesor y se continúa hasta desfibrarla por completo. Es fundamental realizar el proceso de manera eficiente para aprovechar toda la hoja y evitar desperdicios. Algunos operarios cometen el error de verter solo 3/4 de la hoja, lo que resulta en pérdida de material y una menor extracción de fibras al darle la vuelta. (Amparo & Azar, 2020)

Figura 13.

Extracción de la fibra de fique. “Desfibrado motorizado”



Fuente: (Justo & Vidal, 2011)

2.3.8 Poleas.

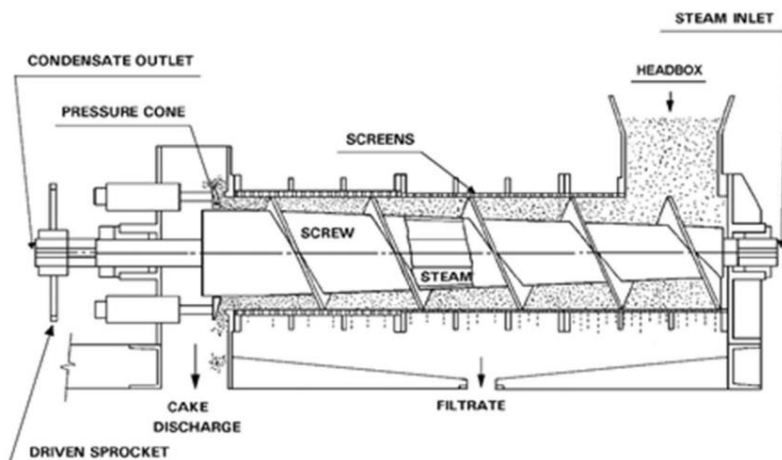
Se adaptan a diferentes extracciones de alimentos o materias prima, son de diferente diámetro y la idea es trabajarlas con aluminio para tener un mejor desarrollo, su función principal es impulsar y adaptarse en este mecanismo.(Bonilla Giraldo, 2016).

2.3.9 Compactador de tornillo sin fin.

El mecanismo; se basa en un contendedor que almacena los lodos que se requieren clarificar, Posteriormente pasan de un tanque de almacenamiento a uno de floculación que circula por un espesador de criba rotaria. El lodo a tratar es acondicionado y deshidratado antes del ingreso a un cajón que se ubica en un extremo en la entrada de la prensa. En el interior de la estructura hay un tornillo giratorio. Este último transporta el lodo tratado desde la entrada hasta la salida del de la prensa, la cual presenta una forma cónica. A medida que la conicidad aumenta la fuerza de compresión aumenta; haciendo que el líquido se expulse a través de las perfecciones que se encuentran debajo de la criba, mientras que los sólidos salen por el frente.

Figura 14.

Componentes compactadores de tornillo



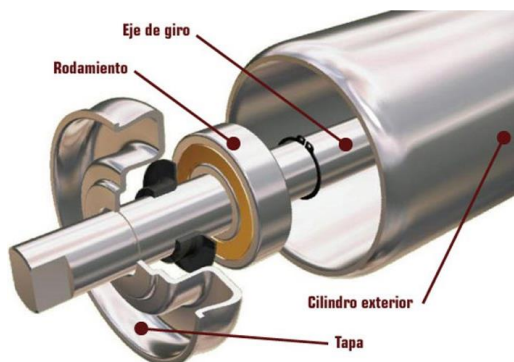
Fuente: (Mirzaei & Shen, 2021)

2.3.10 Rodillos transportadores de gravedad.

“Se utilizan cuando se tiene que transportar, acumular, alimentar o retirar algo de forma accionada o por gravedad; con o sin presión de acumulación” (INTERROLL, 2016)

Figura 15 .

Partes de rodillo transportador



Fuente:(Terra, 2020)

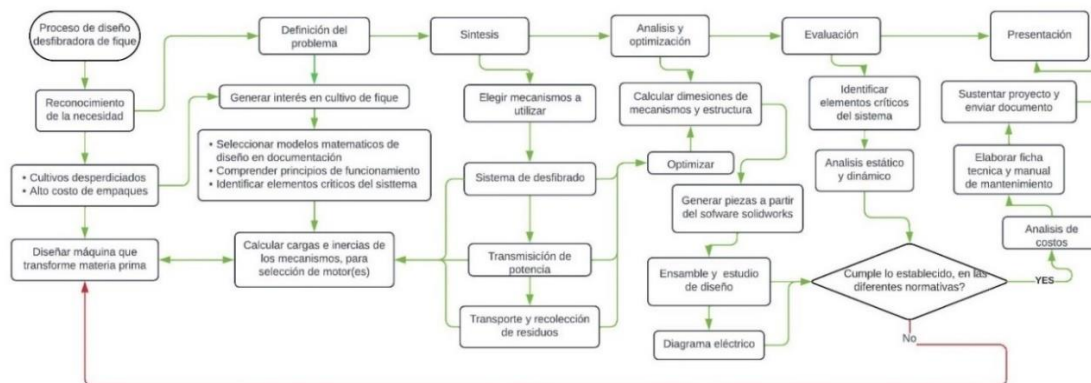
2.4. Marco Teórico.

2.4.1 Procedimiento de diseño.

Se realizó una mejora a las desfibradoras comerciales, haciendo uso de rodillos transportadores por gravedad a la salida del órgano de trabajo; para contar con una producción continua, así mismo se utilizó un tornillo transportador sinfin para la salida y separación de residuos, basándose en algunos postulados (Pérez del Río, 2013), para el cálculo de los elementos y dimensiones del sistema desfibrador. Además el primer diseño registrado, “Figura 11”.

Figura 16.

Diagrama de flujo del procedimiento de diseño



Fuente: (Elaboración propia)

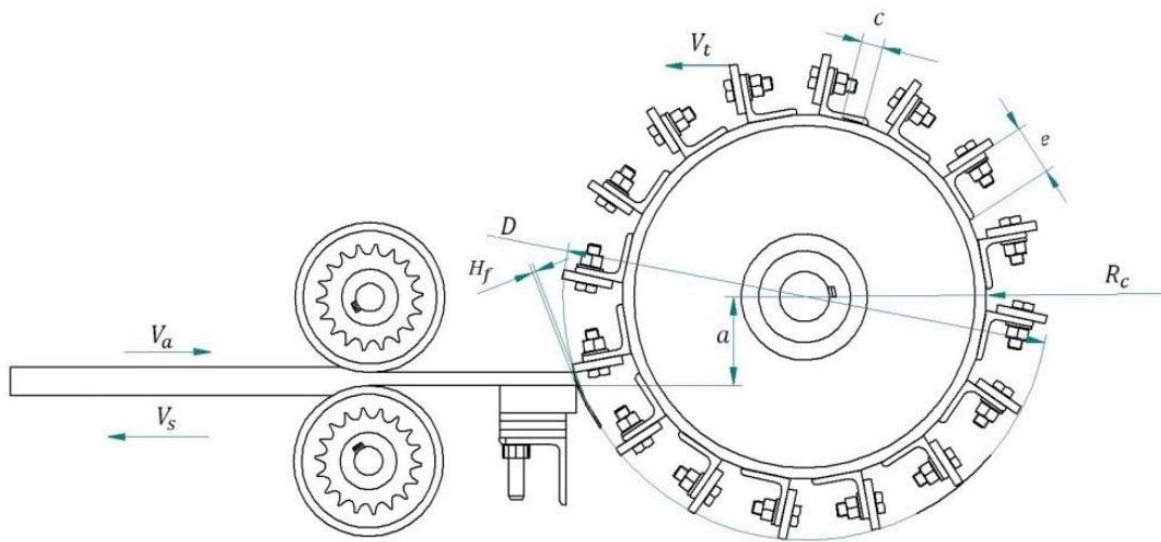
2.4.2 Número de cuchillas.

En la transformación de las hojas de fique en fibra, se busca extraer filamentos de la manera más continua posible. Por ende, se colocará el valor máximo permisible de cuchillas en el órgano desfibrador, tomando en consideración su geometría y la mitad de su diámetro externo exterior, como se presenta en la “**Figura 17**”(Pérez del Río, 2013)

$$N_k = \frac{360^\circ}{2 \tan\left(\frac{e}{R_c}\right) + \tan\left(\frac{c}{R_c}\right)} \quad (1)$$

Figura 17.

Esquema del proceso de desfibrado, variables geométricas.



Fuente:(Pérez del Río, 2013)

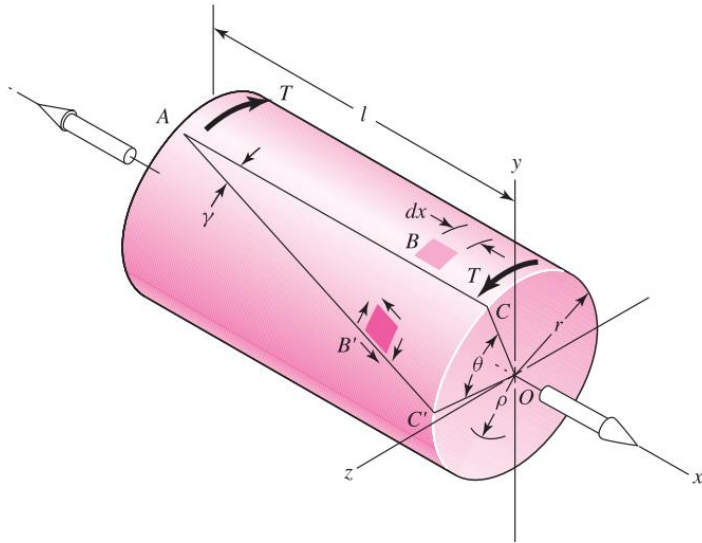
2.4.3 Rigidez torsional en cilindro desfibrador.

En el diseño de flechas, la rigidez torsional es un factor crucial para tener en consideración. Un diseño adecuado implica que la flecha pueda transmitir la potencia de manera uniforme y con un movimiento estable. Las flechas que permiten un excesivo desplazamiento angular pueden provocar vibraciones que afectan el funcionamiento de las poleas y pueden resultar en un desgaste o una falla prematura de los cojinetes. (Espín & Cárdenas, 2015)

Para el análisis de torsión de una barra, se emplea el par de torsión T ; el cual está representado con flechas, que indican su dirección “**Figura 18**”. Estas flechas pueden ser vectores de fuerza por distancia a lo largo del eje de la barra. El ángulo de giro de un cilindro redondo se encuentra, haciendo uso de la mano derecha y se expresa en radianes. (Budynas & Nisbett, 2008)

Figura 18.

Barra sometida a torsión



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Un vector de momento, que se encuentra en la misma dirección del área superficial del eje mecánico; ocasiona un par torsión, ya que este desplazamiento de fuerzas, provoca que estas se tuerzan al alrededor del eje. Cuando una barra se somete a la acción de estas fuerzas, se dice que está sometida a torsión “Figura 18”.(Beer & Johnston, 2009) .

Para el análisis de deflexión o deformación angular del órgano de corte, se utilizaran las ecuaciones para un cilindro de pared delgada de longitud L; Según la teoría presente en (Budynas & Nisbett, 2008), la cual establece que al multiplicar el esfuerzo cortante, por el espesor de pared " τt ". Se obtiene un valor constante, esto indica cortante τ aumenta si el espesor de pared t disminuye. El torque total T de un cilindro “Figura 19”, se obtiene por la siguiente ecuación.:

$$T=2 A_m \tau t \quad (2)$$

Siendo A_m , el área que abarca la recta de la sección mediana señalada, Despejando τ se obtiene:

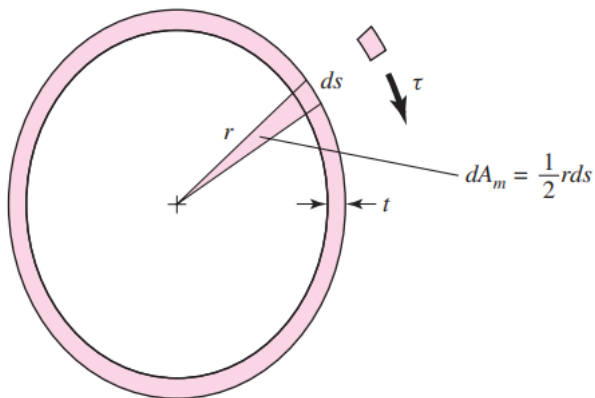
$$\tau = \frac{T}{2 A_m t} \quad (3)$$

“Dado que el espesor de la pared del tubo es constante (t), la torsión angular por unidad de longitud del tubo (θ_1) se calcula haciendo uso de la siguiente expresión” (Budynas & Nisbett, 2008):

$$\theta_1 = \frac{T L_M}{4 G A_m^2 t} \quad (4)$$

Figura 19.

Tubo de pared delgada cerrado



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

2.4.4 *Holgura de la contracuchilla.*

Según (Pérez del Río, 2013), el valor ideal de la holgura de la contra cuchilla debe cumplir la siguiente condición, “la alimentación debe realizarse en aquel lugar del tambor donde la acción repelente de la cuchilla no exista” en otros términos, en V_r . En este punto cambia la orientación con respecto al movimiento de la hoja, ejerciendo una fuerza de repulsión; que dificulta la introducción de materia prima al órgano de trabajo. Esta condición se cumple en la siguiente igualdad:

$$V_r = V_c \cos \varphi \quad (5)$$

Debido a que el $\cos \varphi$ se hace cero cuando $\varphi = \frac{\pi}{2}$, ósea en el punto B "Vr"; para obtener $V_t = 0$, el valor del ángulo ψ se determina con el inverso del coseno.

$$\cos(\psi) = - \frac{V_a}{V_t} \quad (6)$$

Donde:

V_t = Velocidad a 90° desde la superficie del cilindro de la cuchilla

“Considerando "h", como el espesor de la hoja, es posible determinar la distancia del eje del tambor sobre la contra cuchilla utilizando el triángulo boB”. (Pérez del Río, 2013)

$$\Delta h = a - h + \frac{D}{2} \cos(\psi) \quad (7)$$

De este modo, en concordancia con la ecuación (6), se obtiene:

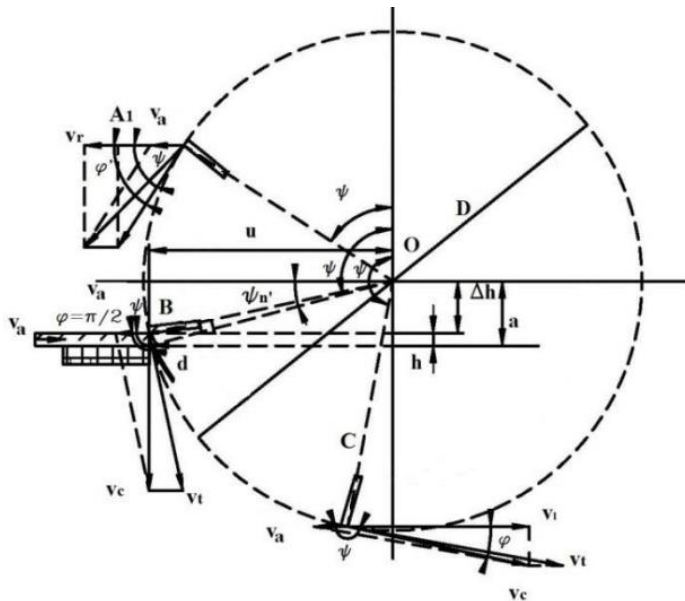
$$a = h + \frac{D}{2} \frac{V_a}{V_t} \quad (8)$$

Para obtener un corte óptimo, es necesario ubicar al eje del cilindro desfibrador; por encima del grosor máximo presentado por el material.

$$\Delta h = \frac{D}{2} \frac{V_a}{V_t} \quad (9)$$

Figura 20.

Diagrama del contacto cuchillas vs hoja de fique durante de descortezado



Fuente: (Pérez del Río, 2013)

2.4.5 Presión máxima en compactadores de rodillos.

(Pérez Gago et al., 2018), Utilizó el Modelo de Reynolds para calcular la presión máxima ($P_{\text{máx}}$) ejercida por compactadores de rodillos, Llegando a un análisis mecanicista de los diferentes factores que influyen en la densidad final de la cinta, por su parte Reynolds baso su modelo en el expuesto por Johanson; con el fin de resolver gradientes presión en las zonas de deslizamiento y corte entre los rodillos. De esta manera estableció una relación entre la densidad relativa de la cinta (γ_R) que sale de los rodillos y la presión máxima “ecuación (12)” que se ejerce en estos, calculado el espacio mínimo permisible mediante la ecuación:

$$\gamma_R = \gamma_0 P_{\text{máx}}^{\frac{1}{K}} \quad (10)$$

Esta igualdad describe la relación entre la densidad relativa de preconsolidación γ_0 , el factor de compresibilidad del material “K” y el valor máximo de presión “ $P_{\text{máx}}$ ”

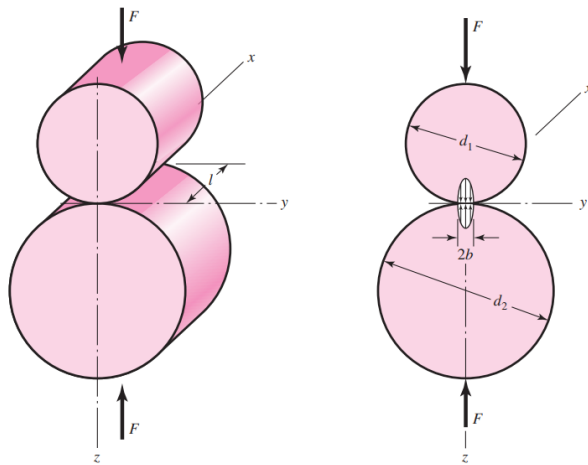
2.4.6 Esfuerzos de contacto cilíndrico.

Los esfuerzos presentes en dos elementos cilíndricos, de largo “l” y diámetros d_1 y d_2 ; “Figura 21”. El área de la superficie en contacto, es una región rectangular estrecha con un ancho de 2 veces b y un largo “l”, donde la presión se distribuye formando una elipse. El valor del semiancho “b”; se determina haciendo uso de la ecuación (11) .(Budynas & Nisbett, 2008)

$$b = \sqrt{\frac{2 F}{\pi l} \frac{\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \quad (11)$$

Figura 21.

Diagrama esfuerzo de dos cilindros circulares rectos



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

La presión máxima se calcula haciendo uso de la siguiente expresión:

$$P_{\text{máx}} = \frac{2 F}{\pi b l} \quad (12)$$

Las ecuaciones (11) y (12), son utilizadas para elementos en contacto como un cilindro que tenga plana su superficie externa. Para esto se debe hacer $d = \infty$. Estas también aplican para el caso de un rodillo hueco. En este último se toma d negativa para su interior.

$$\sigma_x = -2 \nu P_{\text{máx}} \left(\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - \left| \frac{z}{b} \right| \right) \quad (13)$$

$$\sigma_y = -P_{\text{máx}} \left(\frac{1 + 2 \frac{z^2}{b^2}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} - 2 \left| \frac{z}{b} \right| \right) \quad (14)$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-P_{\text{máx}}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} \quad (15)$$

2.4.7 Determinación de los valores representativos del sistema de alimentación

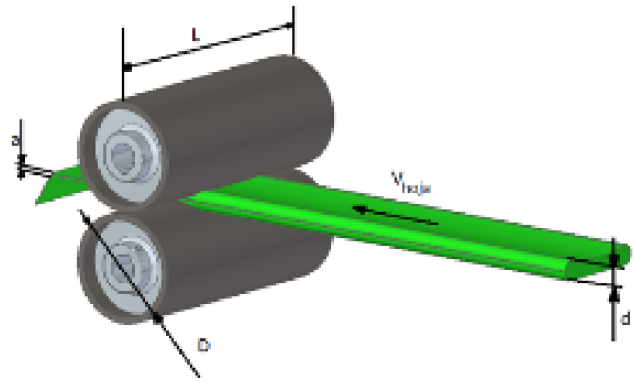
“compresión”

Para encontrar la presión recomendada de los resortes amortiguadores de los rodillos y el factor de agarre de las hojas; estas se establecen teniendo en consideración la distancia entre las superficies de los rodillos alimentadores. De acuerdo con (Miller, 1997); esta separación se encuentra determinando el factor de agarre de los rodillos; que se expresa de la siguiente manera.

$$s \geq h - D_r (1 - \cos \theta) \quad (16)$$

Figura 22 .

Medidas significativas en el proceso de compresión de las hojas de fique



Fuente: (Pérez del Río, 2013)

s = Separación entre los rodillos

D_r = Diámetro externo de los rodillos

θ = Angulo de inclinación entre la superficie de los rodillos y las pencas de fique

El diámetro exterior mínimo recomendado se hallará con la siguiente igualdad:

$$D_r > \frac{h - s}{1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2(\phi)}}} \quad (17)$$

Como afirma (Pérez del Río, 2013), “Dado que la cantidad de material suministrado por los rodillos al tambor desfibrador debe ser 0,5 a 0,7 veces la capacidad de paso del tambor, entonces se puede definir, que”

$$G_{alim} = (0.5 \text{ s } 0.7) G_a \quad (18)$$

G_{alim} = Factor de alimentación de los cilindros compresores.

$$L_r = \frac{G_{alim}}{\gamma \in s V_a} \quad (19)$$

ϵ = coeficiente de utilización del ancho de trabajo de los rodillos

V_a = Velocidad de ingreso de materia prima sin procesar entre los rodillos

Siendo, $u_r < V_a$

$$V_a = \eta u_r \quad (20)$$

Donde:

η = Constante de deslizamiento (0,8 a 0,9);

u_r = velocidad perpendicular a la superficie de los cilindros compactadores.

La ecuación (21), determina la fuerza máxima que soportan los resortes en las superficies exteriores de los cilindros compresores; esto con la finalidad de comprimir uniformemente el material.

$$\sigma_{\text{máz}} = \frac{P_{\text{máz}}}{A_{\text{RC}}} \quad (21)$$

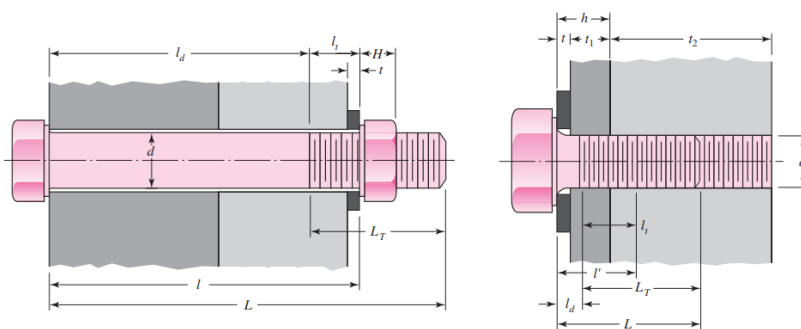
A_{RC} , denota la superficie de contacto del rodillo con las hojas de fique, formando un arco debido al contacto con el cilindro; así como la hoja con mayor ancho registrado. (Pérez del Río, 2013)

2.4.8 Pernos, rigidez del sujetador.

Cuando se analiza un perno como el de la “Figura 27 “, se considera como un cuerpo flexible; debido a las propiedades del material. Para este caso, se correlacionan la fuerza aplicada y la deformación. Esta última depende de la constante elástica k descrita en (Budynas & Nisbett, 2008)

Figura 23.

Dimensiones características de un tornillo o sujetador



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Como señala (Budynas & Nisbett, 2008), “la rigidez de la parte de un perno o de un tornillo dentro de la zona de sujeción en general consistirá en dos partes, la de la parte del cuerpo sin rosca y la de la parte roscada.” De esta manera la constante de rigidez “k”, equivaldrá a la de dos resortes en serie “ecuación (22)”

$$k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \quad (22)$$

Para la parte sin rosca y con rosca en la región de unión, para el caso de dos resortes en series son las siguientes:

$$k_t = \frac{A_t E}{l_t} \quad (23)$$

$$k_d = \frac{A_d E}{l_d} \quad (24)$$

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (25)$$

2.4.9 Tornillos, uniones no permanentes, rigidez del elemento.

Se hace necesario conocer la rigidez de la parte sin rosca y con rosca; para la región de unión de un perno o tornillo; con el fin de analizar su comportamiento bajo una carga externa de tensión. En casos donde existen más de dos componentes en el ajuste del perno, estos se comportan como dos resortes en serie bajo tensión. (Budynas & Nisbett, 2008)

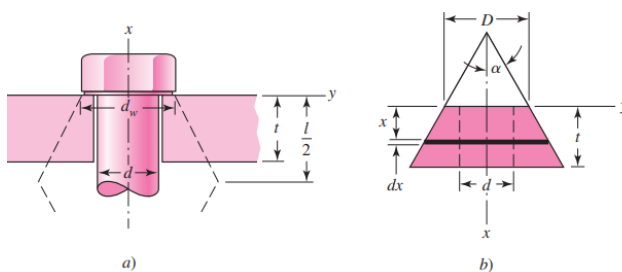
$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i} \quad (26)$$

En concordancia con la “**Figura 24**”, la deformación de una parte con un ancho dx , bajo la influencia de una fuerza de tensión P , se puede determinar utilizando la siguiente ecuación:

$$d\delta = \frac{P \, dx}{E \, A} \quad (27)$$

Figura 24.

Representación geométrica de un cono, con la mitad del ángulo del ápice α



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

La relación de rigidez del tronco es:

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{\ln \frac{(2 t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2 t \tan \alpha + D + d)(D - d)}} \quad (28)$$

Nota: La solución de esta ecuación se realiza de forma independiente, para cada esparrago de la unión, para luego reemplazar estos valores en la ecuación (26), con el fin de encontrar el valor de km

2.4.10 Tornillos, uniones no permanentes, la carga externa.

Considerando el efecto de someter un perno a una fuerza de tensión externa “P” sobre la unión, esto se ilustra en la “

Figura 25”. Debe tenerse en consideración que se asume que la fuerza de sujeción “Fi”, ha sido aplicada uniformemente sobre la tuerca antes de someterla a una carga externa. (Budynas & Nisbett, 2008); Recomendamos para mejorar el análisis revisar la siguiente terminología.

F_i = Carga a presión

P = Carga de tracción

P_b = Fragmento P, tomado por el tornillo

P_m = Fragmento P, tomado por los componentes

$F_b = P_b + F_i$ = Carga neta en el tornillo

$F_m = P_m - F_i$ = Carga neta en el tornillo

C = Porción de fuerza externa "P" que soporta el tornillo

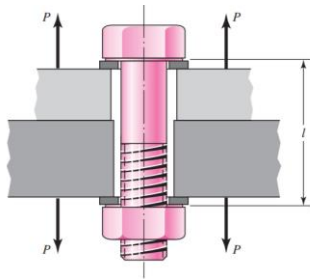
$1 - C$ = Porción de fuerza externa "P" que soportan los elementos

Según (Budynas & Nisbett, 2008), La carga P genera una tensión que provoca la elongación δ . Esta deformación es posible relacionarla con la rigidez, teniendo en consideración que k es la relación entre la carga y la deflexión. De esta relación surge la siguiente ecuación:

$$F_b = P_b + F_i \quad (29)$$

Figura 25.

Unión con perno sometida a tensión



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

La ecuación (30), se desarrolla habiendo calculado los valores de k_b expuestos en el procedimiento sugerido en la tabla 8-7 del libro o “

Apéndice A”, luego la constante de rigidez de la unión es:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (30)$$

La fuerza neta en el tornillo con $F_m < 0$ es:

$$F_b = P_b + F_i = C P + F_i \quad (31)$$

La determinación del momento torsor requerido para alcanzar una determinada precarga, se determina haciendo uso de la siguiente expresión:

$$T = K F_i d \quad (32)$$

Siendo K el coeficiente del par de torsión, donde d_m es diámetro de la superficie frontal de la arandela

$$K = \left(\frac{d_m}{2d} \right) \left(\frac{\tan \lambda + f \sec \alpha}{1 - f \tan \lambda \sec \alpha} \right) + 0.625 f_c \quad (33)$$

“El coeficiente de fricción se ve afectado por la uniformidad de la superficie, la calidad de la superficie y el grado de lubricación. En promedio, tanto “f” como “f_c” tienen un valor cercano a 0.15”.(Budynas & Nisbett, 2008). Finalmente el coeficiente de seguridad para determinar la separación de la unión se determina con la siguiente expresión:

$$n_0 = \frac{F_i}{P (1 - C)} \quad (34)$$

2.5. Marco legal.

Las bases legales que sustentan este proyecto están contempladas en decretos y leyes impartidas por el Gobierno Colombiano, en la Universidad francisco de Paula Santander Ocaña y

en las diferentes Normativas Internacionales y Nacionales las cuales se mencionan posteriormente.

2.5.1 A. nivel internacional.

NORMA ANSI B1.1. Norma American National (Unified) para roscas se ha aceptado en Gran Bretaña y Estados Unidos como estándar para todos los elementos con roscas, el ángulo de esta comúnmente es de 60° y la forma de sus crestas pueden ser aplanadas o redondas. (Budynas & Nisbett, 2008)

NORMA INTE/ISO 13857. Esta norma establece medidas de seguridad en entornos industriales y públicos para prevenir el acceso a áreas riesgosas de los equipos. Estas medidas aplican a estructuras con alto riesgo, así mismo incluye documentación sobre señalizaciones y líneas de seguridad para evitar el acceso no autorizado de las partes inferiores del cuerpo (Inteco.org, 2020)

NORMA CEMA No. 300. Estándares dimensionales para transportadores de tornillo sinfín. Esta norma establece las dimensiones y especificaciones estándar para los transportadores de tornillo sinfín utilizados en una amplia variedad de aplicaciones industriales (CEMA, 2019)

NORMA IEC 60034.-1. Aborda aspectos clave de los motores eléctricos, como las dimensiones, características de rendimiento, métodos de prueba y clasificación de eficiencia

energética. También cubre aspectos relacionados con la seguridad eléctrica, como el aislamiento, protección contra riesgos eléctricos y sistemas de control.(IEC, 2010)

NORMA ASTM A6/A6M. Establece requisitos estándar para productos de acero estructural laminados en caliente. Cubre dimensiones, tolerancias, composición química, propiedades mecánicas y métodos de ensayo. Garantiza la calidad y compatibilidad de perfiles, placas y barras de acero. (ASTM, 2014)

ASME BPE-2016. Esta norma se estableció para la industria biofarmacéutica, abordando el diseño, los materiales, la construcción, la inspección y las pruebas de recipientes, tuberías, bombas, válvulas y accesorios asociados. Haciendo énfasis en la necesidad que los equipos sean auto limpiantes y sean esterilizados cada determinado tiempo, en la resistencia mecánica y la calidad de los cordones en las superficies soldadas, Así mismo el manejo de nomenclaturas propias a fin de facilitar requisicionar materiales a los diferentes proveedores, materiales, acabados superficiales, dimensiones y tolerancias entre otras. (BPE, 2016)

AWS D1.1/D1.1M:2020 Este código incluye las directrices para la fabricación y ensamblaje de estructuras de acero mediante soldadura, entre las que se encuentra los métodos de soldadura a utilizar dependiendo del material y su espesor. Contiene un listado de referencias que facilitan a los lectores la implementación de este código; al igual que términos y definiciones, diseño de conexiones soldadas, inspección, montaje, interpretación de planos entre otras. (American National Standard Structural Welding, 2020)

ASTM 240/A240M-11. “Esta especificación cubre placas, láminas y tiras de acero inoxidable de cromo, cromo-níquel y cromo-manganeso-níquel para recipientes a presión y para aplicaciones generales” (ASTM, 2021)

ASTM A681 – 08 Esta especificación abarca los requisitos químicos, mecánicos y físicos del acero para herramientas de aleación forjada que está disponible. Los productos comprenden barras con acabados en frío o en caliente, láminas, placas, varillas, tiras, alambres o piezas forjadas, generalmente utilizados en herramientas, matrices o accesorios. La elección del material para una aplicación específica dependerá del diseño, las condiciones de servicio y las propiedades deseadas (ASTM, 2022)

A nivel nacional.

OHSAS 18001. Occupational Health and Safety Assessment Series (OHSAS), (OHSAS 18002) y (OHSAS 18001); fueron desarrolladas, en respuesta a la alta demanda de clientes para implementar una norma que reconozca y certifique sistemas de gestión de seguridad y salud ocupacional que pueda ser evaluado. Siendo su principal objetivo reducir riesgos relacionados con el bienestar y seguridad en el lugar del trabajo, tanto como el personal, clientes y personas del común (NTC-18001, 2007)

NTC 5832. “Establece las condiciones técnicas mínimas y las buenas prácticas documentadas para la fabricación y montaje de los proyectos de estructuras de acero” (ICONTEC, 1988)

NTC 4040. “Esta norma se debe usar en conjunto con las normas establecidas de construcción en general y es aplicable e en toda la soldadura de acero de refuerzo”.(ICONTEC, 1997)

NTC 2506. “Identifica y describe métodos de protección aplicables a secciones que presentan riesgo en maquinaria, indicando los criterios que se deben tener en cuenta para el diseño, construcción y aplicación de tales medios”. (ICONTEC, 1988)

NTC 2050. Esta normativa es la concerniente a la manipulación de todos los elementos eléctricos de los sistemas, y fundamentalmente tiene los siguientes objetivos(ICONTEC, 1998).

Salvaguardia. El objetivo de este código es la salvaguardia de las personas y de los bienes contra los riesgos que pueden surgir por el uso de la electricidad.

Provisión y suficiencia. Este código contiene disposiciones que se consideran necesarias para la seguridad. El cumplimiento de las mismas y el mantenimiento adecuado darán lugar a una instalación prácticamente libre de riesgos, pero no necesariamente eficiente, conveniente o adecuada para el buen servicio o para ampliaciones futuras en el uso de la electricidad. Nota. Dentro de los riesgos, se pueden resaltar los causados por sobrecarga en instalaciones eléctricas, debido a que no se utilizan de acuerdo con las disposiciones de este código. Esto sucede porque la instalación inicial no prevé los posibles aumentos del consumo de electricidad. Una instalación inicial adecuada y una previsión razonable de cambios en el sistema, permitirá futuros aumentos del consumo eléctrico.

Intención. Este código no tiene la intención de marcar especificaciones de diseño ni de ser un manual de instrucciones para personal no calificado (ICONTEC, 1998)

Ley 223 de 1995. Artículo 4. Que adiciona el Artículo 424-5 del Estatuto Tributario, “declaró como bienes excluidos del impuesto sobre las ventas, entre otros, a los equipos y elementos nacionales o importados que se destinen a la construcción, instalación, montaje y operación de sistemas de control y monitoreo, para lo cual deberá acreditarse tal condición ante el Ministerio del Medio Ambiente”. (Torres., 2008)

Ley 223 de 1995. Artículo 6. Que modifica el Artículo 428-f del Estatuto Tributario declara también como bienes excluidos del impuesto sobre las ventas, la maquinaria o equipo importado, siempre y cuando dicha maquinaria o equipo no se produzca en el país, destinados a reciclar y procesar basuras o desperdicios, la depuración o tratamiento de aguas residuales, emisiones atmosféricas o residuos sólidos, entre otros, siempre y cuando hagan parte de un programa que se apruebe por el Ministerio del Medio Ambiente.(Ministerio del Ambiente, Vivienda y Desarrollo Rural, 2006)

Resolución número 4983, Ministerio de Agricultura, Bogotá, Colombia, 30 de agosto del 2004. “Por la cual se adopta el Reglamento Técnico número 001 RTC-MADR de requisitos para el empaque de los productos agropecuarios que se importen, se produzcan y se comercialicen en el territorio nacional” (Duque, 2011)

Resolución número 1083, Ministerio de Agricultura, Bogotá Colombia, 4 de octubre de 1996. “Por la cual se ordena el uso de fibras naturales en obras, proyectos o actividades objeto de Licencia Ambiental” (Torres., 2008)

2.5.2 A nivel regional.

Universidad francisco de paula Santander. Acuerdo 065 de 1996. El cual establece el estatuto estudiantil que es el regente actual en la institución.(Universidad Francisco de Paula Santander, 1996)

Artículo 140. El estudiante podrá optar por una de las siguientes modalidades del trabajo de grado:

a. Proyecto de Investigación

- ✓ Monografía
- ✓ Trabajo de Investigación: Generación o aplicación de conocimientos
- ✓ Sistematización del conocimiento .

b. Proyecto de Extensión.

- ✓ Trabajo social
- ✓ Labor de consultoría en aquellos proyectos en los cuales participe la Universidad
- ✓ Pasantía
- ✓ Trabajo dirigido

Parágrafo 1. El estudiante podrá optar como componente alterna al proyecto de grado, créditos especiales como cursos de profundización académica o exámenes preparatorios.

Parágrafo 2º. Para algunos Planes de Estudio y de acuerdo a sus características el Consejo Académico podrá obviar la presentación del trabajo de grado.

Artículo 141. El proyecto de grado incluye las siguientes etapas:

a. Presentación del anteproyecto o plan de trabajo según corresponda a la modalidad del proyecto seleccionado.

b. Desarrollo de la investigación o ejecución física del proyecto.

c. Sustentación de la investigación y/o verificación o aval de la realización del proyecto.

PARÁGRAFO. Para todas las modalidades de proyecto de grado, el estudiante deberá presentar un informe final avalado por su director.

Artículo 142. Las condiciones y procedimientos para la presentación, desarrollo y evaluación de cada una de las modalidades de trabajo de grado, o sus componentes alternas, harán parte de la reglamentación específica de cada facultad, para cada plan de estudios.

Parágrafo. La Universidad incorporará los trabajos de grado, como componente básico de su hacer y creará bancos de proyectos en los Departamentos Académicos y en la Vicerrectoría

Capítulo 3. Diseño metodológico.

3.1. Tipo de investigación.

La elaboración de este proyecto, se realizó considerando un tipo de investigación descriptiva, dado que se diseñaron y calcularon los principales elementos que conforman el equipo; a partir del uso de postulados numéricos que permitieron conocer teóricamente el comportamiento mecánico y las principales características de una desfibradora. Al igual como con un propósito básico debido a que se presentan cálculos, análisis estáticos y otras consideraciones que se deben tener en cuenta en un diseño, todo esto se realizó con el fin de proporcionar una solución inmediata a un problema mediante la confrontación entre los fundamentos teóricos y la realidad, a través de la búsqueda de información. En última instancia, el diseño de la investigación se basó en un enfoque documental, considerando el uso de teorías y cálculos para ofrecer una solución y contribuir al nuevo conocimiento.

3.2. Población y muestra.

3.2.1 Población.

En la presente investigación, la población que se tomó como objeto de estudio; fueron los diversos conceptos teóricos asociados al diseño de una desfibradora de fique, así mismo al transporte de residuos, separación y tratamientos de residuos. Basándose en las diferentes normativas y literatura asociadas al tema en cuestión.

3.2.2 Muestra.

Se determinaron los requisitos necesarios para los cálculos y el diseño, siguiendo las bases teóricas que se obtuvieron de los diferentes autores, al igual se utilizaron diferentes conceptos vistos en el trascurso de la formación académica, así mismo las recomendaciones del director de la tesis como de los jurados. El conjunto de esta información se utilizó para el desarrollo del diseño que se realizó

3.3. Diseño de instrumentos de recolección de la información y técnicas de análisis de datos.

El proceso general de búsqueda de información en bibliotecas y centros de información es similar debido a que ofrecen recursos similares para la investigación. Por lo general, el primer paso es consultar el catálogo, que es un índice que lista todas las publicaciones disponibles en la biblioteca o centro de información, organizadas por autor, tema o materia, y título, dependiendo del tipo de catálogo utilizado. Las fichas en el catálogo están ordenadas estrictamente en orden alfabético. (Hernández Escobar et al., 2018)

3.4. Análisis de información.

Una vez que se han ubicado los documentos pertinentes al tema de investigación, el investigador debe iniciar el procesamiento de la información en las etapas preparatorias e investigativas. Para llevar a cabo este proceso, se utiliza la ayuda de fichas bibliográficas y de contenido. (Hernández Escobar et al., 2018)

3.5. Cronograma de actividades.

3.5.1 Etapas del proyecto.

Tabla 1.

Cronograma de actividades

	ACTIVIDADES DEL PROYECTO	MESES															
		Junio				Julio				Agosto				Septiembre			
		SEMANAS															
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
FASE I	Identificar la necesidad y obtener información sobre los tipos de máquinas utilizadas en el proceso de descortezado																
Actividad 1	Reconocer la importancia de que la zona de Abrego cuente una desfibradora de fique; que incentive a la investigación e inversión económica en este sector productivo																
Actividad 2	Realizar estado del arte sobre los principios técnicos y teóricos del funcionamiento de los diferentes diseños de máquinas desfibradoras existentes																
Actividad 3	Seleccionar el mecanismo más eficiente para transformar la materia prima																
Actividad 4	Realizar esquema de funcionamiento del equipo a diseñar																
Actividad 5	Identificar y seleccionar los elementos y sistemas mecánicos necesarios, para generar una solución de diseño apropiada para la desfibradora.																
FASE II	Calcular y simular el diseño de los componentes que conforman la máquina desfibradora, mediante las diferentes teorías de diseño recopiladas y el uso del software SolidWorks																
Actividad 1	Integrar las teorías de cinemáticas, para el cálculo de los elementos mecánicos que conforman el sistema de desfibrado.																
Actividad 2	Desarrollar cálculos de los sistemas mecánicos, transmisión de potencia y resistencia de materiales que conforman el diseño																
Actividad 3	Presentar elementos críticos generados en el software SolidWorks																
Actividad 4	Elaborar diagrama del circuito eléctrico del equipo																
Actividad 5	Revisar que el diseño desarrollado cumpla con la normatividad vigente para este tipo de maquinaria.													x			
FASE III:	Presentar la simulación del diseño de la desfibradora, mediante modelos generados en SolidWorks.																
Actividad 1	Detallar los componentes que constituyen el equipo y explicar su funcionamiento																
Actividad 2	Realizar análisis de elementos finitos, sometiendo a carga estática los componentes más críticos del sistema, con el fin de validar su correcto funcionamiento																
Actividad 3	Determinar el costo de construcción de la máquina																
Actividad 4	Elaborar especificaciones de operación y mantenimiento del equipo.																

Fuente: (Elaboración propia)

Capítulo 4 Desarrollo de las fases del proyecto

4.1. FASE I. Identificar la necesidad y obtener información sobre los tipos de máquinas utilizadas en el proceso de descortezado

4.1.1 Actividad 1. Reconocer la importancia de que la zona de Abrego cuente una desfibradora de fique; que incentive a la investigación e inversión económica en este sector productivo

Como se expuso anteriormente, el fique es una planta ampliamente utilizada y con mucha historia en el país. En la zona de Abrego, no se transforma ni se produce a gran escala; debido a que no existe un mercado cercano que demande este producto. Entre tanto, el agro utiliza gran cantidad de estos empaques a un elevado costo con el fin de transportar sus cosechas.

Este cultivo se encuentra espontáneamente al transitar caminos o carreteras, montañas o al interior de algunas fincas o parcelas; llevando a considerar que se desperdician muchas plantas. Debido a esto nace la necesidad de contar con una máquina que transforme hojas de fique en fibra, con el fin de aprovechar eficientemente los productos del campo y favorecer al pequeño productor, incentivando a la inversión en este sector productivo.

Figura 26.

Plantas de fique - Vereda la Teja Abrego Norte de Santander.



Fuente: (Autor del proyecto)

4.1.2 Actividad 2. Realizar estado del arte sobre los principios técnicos y teóricos del funcionamiento de los diferentes diseños de máquinas desfibradoras existentes.

En la siguiente tabla, se presenta una revisión bibliográfica sobre el diseño y construcción de máquinas descortezadoras o desfibradoras de hojas, tallos pseudotallos. Esta detalla el funcionamiento, componentes, análisis realizados y resultados; algunos avances en los parámetros de diseño de los componentes mecánicos y nuevos logros en fundamentos teóricos para este tipo de maquinaria.

Se señala que algunas de estas investigaciones, no se encuentran en límite vigente para este tipo de análisis Pero debido a la complejidad para encontrar estudios que validen eficientemente el diseño de este tipo de maquinaria, se hace necesario incorporarlas. Estas se componen de tesis, trabajos de investigación y artículos; algunas de estas se encuentran en proceso de patentado.

Tabla 2.

Revisión del estado del arte.

Publicación	Descripción	Análisis realizados	Resultados
Artículo Development of machine for extracting sisal fiber Fuente: (Imam et al., 2016) 	Se diseño y construyó una maquina descortezadora de agave, que consta de dos sistemas, uno con tres rodillos o tambores encargados de alimentar y expulsar; el otro es un tambor más grande que es empleado para eliminar la corteza de la hoja. Estos son accionados por medio de dos poleas en V, una doble para el órgano de trabajo conectada a un motor de 3 hp (1450 rpm) y otra sencilla para el sistema de alimentación con un motor de 0.75 hp; el cual cuenta con una caja reductora para alcanzar 35 rpm. La productividad del prototipo fue de 12 kg /h , con una eficiencia de diseño de (42,9%) y rendimiento de (3,2%)	Se analizó el rendimiento de la máquina sometiénndola a 4 variaciones de velocidad en el tambor de extracción "7.85, 12.57, 17.28 y 22 m/s". Además tres holguras entre las cuchillas y el tambor de alimentación. "4, 7 y 10 mm"; respectivamente tres velocidades diferentes en el tambor de alimentación 0.05, 0.1 y 0.15 m/s. Utilizando de 1 a 3 cuchillas en cada variación	Los análisis realizados, recomiendan para valores óptimos en el desfibrado bajo las siguientes condiciones; velocidad del tambor extractor de 22 m/s., holgura de 7 mm, velocidad de alimentación de 0,15 m/s y 3 cuchillas.
Tesis Diseño y construcción de una desfibradora de hojas y pseudotallos para obtener material lignocelulósico a utilizar como refuerzo de polímeros Fuente: (Espín & Cárdenas, 2015) 	El equipo que se diseñó y construyó, cuenta con un sistema desfibrador accionado por una transmisión de potencia de 3 bandas en V, conectadas a un motor de 10 hp y 1760 rpm, consiguiendo un torque de 23.5 Nm a una velocidad de 1358 rpm en el rotor. Así mismo el órgano de trabajo consta con cuchillas que tienen una partura de 6" y un ajuste de compresión con un resorte. La materia prima transformada con esta máquina es de 360 hojas/h, mientras tanto con el mecanismo manual se consiguieron 45 hojas/h. En estos dos casos se obtuvo fibra limpia de fique y abacá.	Llevó a cabo un estudio para obtener una velocidad de alimentación adecuada, midiendo la longitud de desfibrado en un tiempo determinado, así mismo realizo un protocolo de pruebas centrándose en dos clasificaciones; la primera tiene en cuenta especificaciones requeridas en el equipo y la segunda determina la calidad de la fibra utilizando dos mecanismos de descortezado, uno con paletas y otro con cuchillas.	Se obtuvieron valores favorables para dos velocidades de alimentación una de 125.84 mm/s y la segunda de 126.90 mm/s; obteniendo mayor cantidad de fibras por hoja y menos residuos. Para las especificaciones requeridas en el equipo se señala que el ajuste con la regleta es de vital importancia para contar con un correcto desfibrado de la materia prima, con la finalidad de que presente menor la cantidad de desperdicios. Se resalta que la calibración del rotor y la pechera no se debe realizar cuando la maquina este encendida, debido a que se afectara la integridad de sus componentes; para prevenir este inconveniente es debido ajustar la holgura a valores por encima de 1 mm

Artículo

Development of a Small-Scale Machine for Extraction and Brushing of Sisal Fibre
Fuente:(Barasa, 2020)



La unidad se diseñó con el fin de cepillar y raspar la corteza del sisal, los principales componentes incluyen un tambor de hierro fundido con cuchillas para la extracción, un yunque, tapa de tambor, marco y soporte cóncavo, además adiciono un tambor con el fin de adicionar inercia para suavizar la rotación. La máquina logro una producción de 10.85 -24.64 Kg/h, con las dos últimas velocidades: así mismo el consumo por hoja desfibrada fue de 1.368 y 1.018 KW.

Se realizo un análisis cinemático para determinar el área de contacto de la hoja, variando el número de aspas del tambor, su velocidad, holgura y velocidad de alimentación. Se utilizaron 3,6 y 12 aspas, cambiando a las siguientes velocidades: (960, 1130, 1210 ,1308 ,1429 y 1615.) rpm

Se obtuvieron buenos resultados, para una distancia de 1.5 -2 mm, velocidades 1000 y 1200 rpm en el tambor desfibrador y 6 cuchillas; Concluyendo que las propiedades de la fibra tienen una fuerte correlación con la holgura, número de cuchillas y velocidad del tambor.

Artículo

Multi-objective optimization through artificial intelligence for designing of an Agave angustifolia leaf shredder
Fuente:(del Rio et al., 2022)



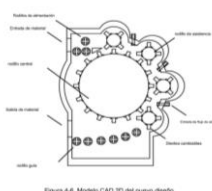
Se utilizo un algoritmo genérico y una red neuronal para la obtención de parámetros de diseño idóneos, basándose en método híbrido. En primer lugar se construyó un prototipo experimental, previamente diseñado haciendo uso de las teorías expuestas en la literatura y ecuaciones lineales. Luego de la construcción la desfibradora fue sometida a varias pruebas. En cuanto a las características del equipo, se hizo uso de un perfil angular con dimensiones de 0,0381 x 0,0381 x 0,0635 m; que soportan las cuchillas del órgano de trabajo. Un motor eléctrico de 5.6 kW (7.5 HP) a 1765 rpm; el radio para el rodillo de alimentación fue de 0.0575, finalmente se utilizaron el máximo de cuchillas cilindro desfibrador siendo un total de Z = 16

Se realizo un estudio para la optimización de las especificaciones de diseño de la descortezadora, haciendo uso del software MATLAB y la herramienta Neural Network Toolbox. Para la obtención del número de neuronas en la capa de entrada de la red, se asociaron a tres parámetros resultado de las pruebas de holgura entre cuchillas, velocidad de entrada y salida de las hojas; siendo estas las variables de entrada. Además el porcentaje de estopa y fibras rotas fueron las variables dos de la capa de salida.

Los parámetros de diseño de los componentes mecánicos se lograron determinar, haciendo uso del método de optimización multiobjetivo basado en algoritmos genéticos. Gracias a estas nuevas especificaciones se consiguió una menor cantidad de fibras rotas (2.83%) y un valor máximo de residuos de (73.15%). Este método logro optimizar los parámetros de diseño, las variables se basaron en valores reales recolectados a partir de las pruebas realizadas al equipo que se construyó, que luego fueron modeladas haciendo uso de algoritmos genéticos evolutivos

Tesis

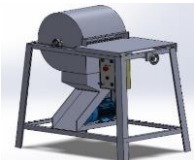
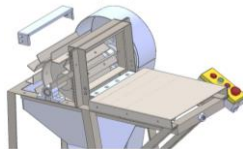
Analysis and Design of Hemp Fibre Decorticators
Fuente:(Xu, 2010)



Se diseñaron cuatro escenarios donde la forma de la carcasa y los rodillos variaban en forma de S, U, C y C mejorada. Cambiando el orden de los cilindros al interior de esta estructura. Finalmente se escogió el escenario 4, el cual consta de un rodillo grande en el centro que reacciona con 4 rodillos auxiliares alrededor, basándose en un sistema planetario; debido a que esta configuración genera un flujo estable de materia prima. se incluyeron 3 entradas de flujo de aire.

Se utilizó un molino de martillos Baker para averiguar la distribución de la fibra extraída, considerando tres tamaños de apertura de pantalla (19.28 mm ,25.74 mm) y sin pantalla, Además el uso de 3 masas de alimentación (200 g 125 g y 75 g). Adicionalmente se realizó una medición de energía específica conectando un kit de sensores que recolectaban valores como el par motor, velocidad, potencia, corriente y voltaje enviados a una computadora cada 2 seg..

Las pruebas mostraron que 200 g de masa transformada utilizando un tamaño pequeño de pantalla, requiere una energía específica mayor (73.84 J/g), para estos tres escenarios se produjeron filamentos más cortos. Adicionalmente la potencia sin carga fue de 594 W , y la extracción se realizó durante 5 segundos.

Artículo Alternativa de diseño para automatizar el proceso de desfibrado manual en la obtención de fibras naturales usando SolidWorks 2020 Fuente. (Dominguez Cobix et al., 2022) 	El prototipo se constituye de los siguientes elementos; un chasis o mesa de apoyo con un ángulo de 15° sobre la vertical, chumaceras, guías lineales para sostener la pechera, una mesa de trabajo conectada con un tornillo y un volante para graduar la distancia de la contra cuchilla y el tambor, y una tolva para evacuar residuos. Finalmente se escogió como sistema desfibrador un tambor con paletas.	Realizaron una revisión bibliografía para determinar características de diseño para implementarlas. Seguidamente escogieron 3 prototipos diferentes de sistemas de descortezado con el fin de analizar ventajas y desventajas de cada uno. Este mismo análisis lo hicieron para la transmisión de potencia y para la evacuación de residuos.	Luego de filtrar la información, seleccionaron los diferentes sistemas presentes en la maquina y la base teórica para el desarrollo de los cálculos de los componentes. Finalmente se realizó un diseño un diseño factible cuanto a la construcción y ergonomía para el operario.
Artículo Evaluación de un equipo para la obtención mecánica de fibra de rastrojos de la cosecha de piña Golden Fuente:(Velásquez Ccosi et al., 2020) 	La finalidad de esta investigación fue diseñar, construir y evaluar un equipo que posea la capacidad de separar la celulosa del restante de biomasa de la hoja de piña. El diseño consta de un tambor con múltiples cuchillas que es accionado por un motor de baja potencia y torque; contiene un mecanismo que es movido por un volante sujeto a la plataforma, que acerca la plataforma de alimentación al sistema desfibrador, para variar la holgura entre cuchilla y contra cuchilla, esta distancia se puede ajustar entre valores de 0,5; 1 y 1,3 mm. los materiales más significativos que se utilizados fueron acero inoxidable (paletas-tambor), y perfil de acero galvanizado en para la estructura.	Primeramente se validaron los resultados del modelo creado haciendo uso del software SolidWorks, a partir de un análisis estático, modelado y ensamblado de piezas. Seguidamente luego de la construcción del equipo se realizaron pruebas de operación con carga y sin carga; sin energizar se hizo una inspección visual examinando el estado de las piezas, acabados superficiales y cableado eléctrico. En la auditiva se examinó que no existiera ningún sonido anormal de las paletas con el centro axial de giro, finalmente energizado se evaluaron las holguras de descortezado.	Los parámetros de diseño que se encontraron indican que los materiales para la construcción deben ser mixtos, con acero galvanizado para la estructura mayor de 2 mm y no más de 6 mm de espesor. Se recomienda soldadura eléctrica y TIG (Tungsten Inert Gas). No se encontraron anomalías visuales ni auditivas para las pruebas sin carga. Además se resaltó que la calibración del equipo para la holgura ideal de desfibrado oscila entre 0,5 a 1,3 mm.
Artículo Review paper on design and modeling of multipurpose fiber extracting machine Fuente:(Praful P. Lanjewar & Awate, 2017) 	Las características principales de este diseño son: holgura de 1 mm, velocidad de 775 rpm en el órgano de trabajo, ángulo de alimentación de 180 grados con relación a la horizontal. Además en vez de un solo rodillo descortezador, se integra un rodillo descortezador doble y otro que se encarga de la desprender material pulposo y los nudos. Para desprender la pulpa de plátano se requiere una fuerza de 177 N, para el caso de la piña se necesita una fuerza de 180 N. Dado que se proporcionó una tolva que tiene el propósito de transportar es posible automatizar este proceso, conllevando un aumento en la productividad.	Crearon el diseño de la maquina prototipo gracias a la utilización de tecnologías CAD, seguidamente se aplicaron análisis estáticos a los elementos seleccionados para después realizar modificaciones a este. Posteriormente se discutieron los resultados.	La extractora de fibra multipropósito se diseñó con mayor eficiencia; reduciendo la inversión, debido a la versatilidad de la máquina para procesar varios tipos de materia prima, resolviendo la problemática de las impurezas y mejorando la calidad de la fibra. Cuenta con una fácil operación y puede ser utilizado para producción en masa.

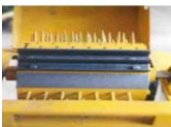
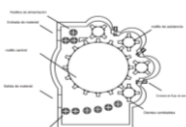
Artículo Design and development of plantain fibre extraction machine Fuente.(Oreko et al., 2018)	Se realizo un modelado del equipo a construir, haciendo uso de un software CAD. Posteriormente se sometieron a pruebas estáticas a los competentes principales del equipo; este consto de un motor eléctrico, el cual acciona el tambor descortezador eliminando la pulpa del tronco de plátano cortado; dejando solo las fibras. Cuenta con transmisión de bandas, cojinetes, cubierta para las correas y motor, barra para lavar los tejidos entre otras.	Para la etapa de diseño, se realizó un análisis de tensión de Van Moisés considerando condiciones de tensión y deformación en el tambor, eje y estructura del marco. Para las pruebas de holguras de desfibrados; los espesores entre cuchillas oscilaron entre 4 -10 mm. Se utilizo un motor monofásico de inducción que opera a 220 V. En la prueba de producción, se cronometro el tiempo de extracción con el fin de determinar la productividad del equipo.	Se determino que un motor de 2 hp puede impulsar el órgano de trabajo, se selecciono una correa plana con un ángulo de 2.87 rad. El diámetro del eje fue de 11.6 mm, con una resistencia a la deformación máxima de 10.328 Nm; el peso del cilindro descortezador, el cojinete y eje fue de 67.51 N. Para espesores entre cuchillas de 6 -6.5 y 7 mm fue necesario respectivamente, una fuerza de descortezado de 150 – 200 y 250 N; para la productividad se encontró que para un espesor de 4 mm se gastaron 27 s, mientras tanto para uno de 10 mm se invirtió 42 s.
Artículo Design and Parameter Optimization of Transverse-Feed Ramie Decorticator Fuente. (Xiang et al., 2023)	Esta clase de maquina utiliza tambores múltiples donde se introduce el tallo de ramio, el cual es alimentado longitudinalmente en dirección de la rotación de las paletas, mientras se realiza el descortezado, se enrolla y raspa repetidamente por un dispositivo flexible. Entre sus principales ventajas se encuentra su flujo continuo de alimentación, poca mano de obra y fácil operación. Este tipo de diseño es de alimentación transversal, consta de una entrada de alimentación, barra de presión con una inclinación, placa guía, órgano de trabajo, motor principal, tolva para salida de fibras, estructura y sistema de control, entre otras. La producción del equipo es de 78.5 Kg/h. la cual representa entre 6 a 8 veces más que las desfibradoras de ramio comunes.	Se desarrollo un modelo matemático para determinar los parámetros de operación y el porcentaje de residuos en la fibra, utilizando como variables la holgura de descortezado, la velocidad del órgano de trabajo y la velocidad de transferencia de masa, con el fin de determinar una combinación idónea de las características de diseño. Por ultimo se hizo un estudio multiobjetivo de optimización haciendo uso de la prueba Box-Behnken, con el fin de proporcionar datos sobre la precisión del modelo de predicción.	Fundamentándose en los resultados del estudio multiobjetivo de optimización, se encontraron las especificaciones necesarias para el desfibrado de ramio, estas indicaron una holgura de 3.7 mm, velocidad de transporte de 340 rpm. Para la producción se logró un porcentaje de 5.05% en una rama fresca con una tasa de impurezas en la 1.24 %. La precisión del modelo de predicción fue menor al 5%, certificando la precisión del modelo. Se logró una producción de 78.5 Kg/h de acorde a los parámetros de diseño, la fibra cruda presento un porcentaje de goma del 23.45 % y la pelada logro certificarse para un estándar nacional para la fibra de segunda clase, Esta investigación estableció un fundamento teórico para las descortezadoras de ramio.

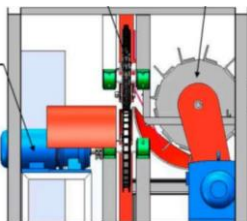
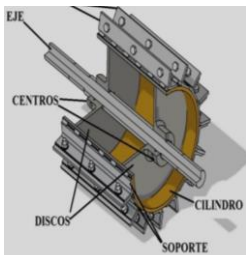
Fuente: (Autor del proyecto)

4.1.3 Actividad 3. Seleccionar el mecanismo más eficiente para transformar la materia prima.

Tabla 3

Análisis de alternativas de sistemas desfibradores

2 Figura de referencia	Descripción	Ventajas	Limitaciones
Tipo. Tambor desfibrador con cuchillas y picos  Fuente. (Mayorga Hernández, 2004)	El mecanismo consiste en la combinación de cuchillas fabricadas con un ángulo metálico de 2,54 cm de altura y púas con una inclinación de 45° y con un desfase entre cuchillas de 1,4 cm. Consta con 5 hileras de 12. Además de 4 paletas.	• Además de descortezar, también cepilla la fibra • Menor costo de construcción • Disminuye el peso del tambor • No presenta residuos en las puntas • Mayor limpieza de la	• Afectación de las propiedades mecánicas de las fibras • Alto porcentaje de fibras rotas • Complejidad de construcción • Alta probabilidad de lesiones al realizar mto
Tipo. Múltiples rodillos dentados  Fuente. (Hobson et al., 2001)	El sistema de descortezado se conforma de cuatro elementos principales. Dos rodillos de cara lisa, con un diámetro mayor y el otro menor, siendo el segundo el motriz. Tres pares de rodillos dentados encargados de eliminar la corteza. Rotor principal con pasadores que tienen como función separar la "capa brous" y el sistema de alimentación.	• Generalmente estos mecanismos se utilizan para separar corteza de tallos duros como el cáñamo. • Mayor limpieza de la fibra • Flujo constante de producción • Alto rendimiento de fibra	• Tiempo de mantenimiento extenso • Costo de construcción elevado • Disminución de propiedades mecánicas de las fibras • Lubricación constante • Consumo alto de potencia mecánica debido a un mayor peso
Tipo. Tambor desfibrador con cuchillas y picos  Fuente. (Xu, 2010)	Consta de un rodillo grande en el centro, compuesto por paletas; este reacciona con 4 rodillos auxiliares alrededor, basándose en un sistema planetario; debido a que esta configuración genera un flujo estable de materia prima. se incluyeron 3 entradas de flujo de aire.	• Producción continua • Mayor control sobre la trayectoria de salida del material • Fibra más limpia • Menor tiempo de extracción • Mayor resistencia mecánica a esfuerzos cíclicos • Ideal para procesar tallos duros	• Atascamiento constante de residuos • Limpieza constante • Alto porcentaje de fibras rotas • Mayor esfuerzo sobre las paletas del rotor

Tipo. Tambor desfibrador con cuchillas en L  Fuente. (Espín & Cárdenas, 2015)	Consta de 16 cuchillas con un largo de 28 cm, fabricadas con ángulo en L, sujetadas con pernos a la superficie del tambor que tiene un diámetro de 34.5 cm, estas tienen una apertura de 6° y un ajuste de compresión con un resorte. El desfibrado por la acción una	• Descortezado uniforme • Facilidad para realizar mantenimiento • Menor costo de construcción • Materiales comerciales • Bajo peso • Puede procesar diferentes tipos de hojas o tallos	• Corrosión por atascamiento de residuos • Desbalanceo por residuos • Altura de paletas desigual luego de afilado • Limpieza constante
Tipo. Alimentación longitudinal  Fuente. (Xiang et al., 2023)	Este mecanismo utiliza tambores múltiples donde se introduce el tallo de ramio, el cual se alimenta longitudinalmente en dirección de la rotación de las paletas, mientras se realiza el descortezado, se enrolla y raspa repetidamente por un dispositivo flexible.	• Reducir costos por mano de obra directa. • Producción continua • Operación simple • Mayor producción con relación a las del mercado	• Disminuye las propiedades mecánicas de la fibra • Residuos en la base y en los finales del mecanismo flexible • La fibra contiene alto porcentaje de impurezas • Varía la calidad • Costo de construcción elevado
Tipo. Cilindro desfibrador con cuchillas sujetas a perfil angular soldado  Fuente. (del Río et al., 2022)	Este es el elemento crítico del equipo, encargado de separar el material fibroso de la corteza; consta de 16 cuchillas sujetas con pernos a un perfil angular de 38.1 x 38.1 x 63.5 mm soldado a la superficie del cilindro, el cual tiene un diámetro de 370 mm, dos discos interiores, eje y un soporte dentro del tambor	• Desfibrado uniforme • Menor porcentaje de fibras rotas • Igual altura de las cuchillas luego de realizar afilado • Bajo costo de construcción • Facilidad para realizar mantenimiento • Fibra más limpia	• Los parámetros de funcionamiento depende de las propiedades de las hojas. • Corrosión por atascamiento de residuos • Afilado constante • Puede presentar desbalanceo por atascamientos de material

Fuente: (Autor del proyecto)

En la Tabla 3 se realizó un análisis de los diferentes tipos de sistemas de descortezado encontrados en la literatura, considerando las especificaciones necesarias para diseñar este tipo

de máquina. (Espín & Cárdenas, 2015), expone que entre los principales parámetros se encuentran: Fiabilidad, que hace referencia a la limpieza de la fibra. Costos, fácil construcción y mantenibilidad.

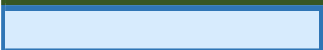
Para propósito de este trabajo se seleccionará, el cilindro con cuchillas; las cuales están sujetas de aletas soldadas a la superficie del tambor. Se realizarán algunas modificaciones al sistema de alimentación pero estas no afectarán la base teórica de este sistema, debido a que el principio teórico sigue siendo el mismo.

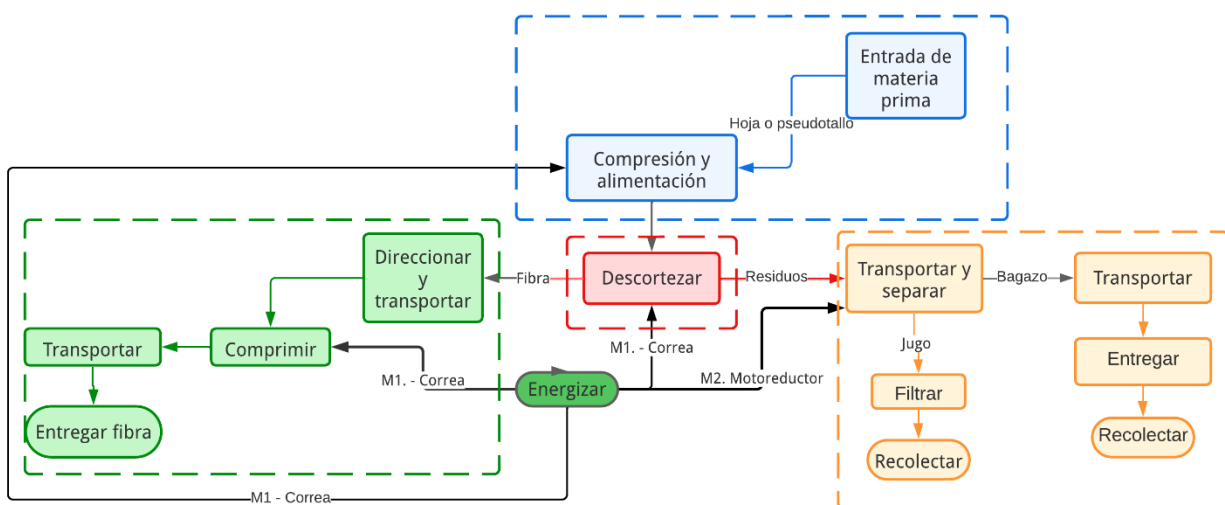
4.1.4 Actividad 4 Realizar esquema de funcionamiento del equipo a diseñar

En la “Figura 27”, se muestra un diagrama de flujo que contiene el esquema general de funcionamiento del equipo a diseñar. Seguidamente se detalla cada subproceso en un diagrama diferente. A fin de contar con una noción más clara de las funciones a realizar por el equipo: además de identificar y seleccionar, las piezas o mecanismos necesarios para brindar una solución de diseño apropiada.

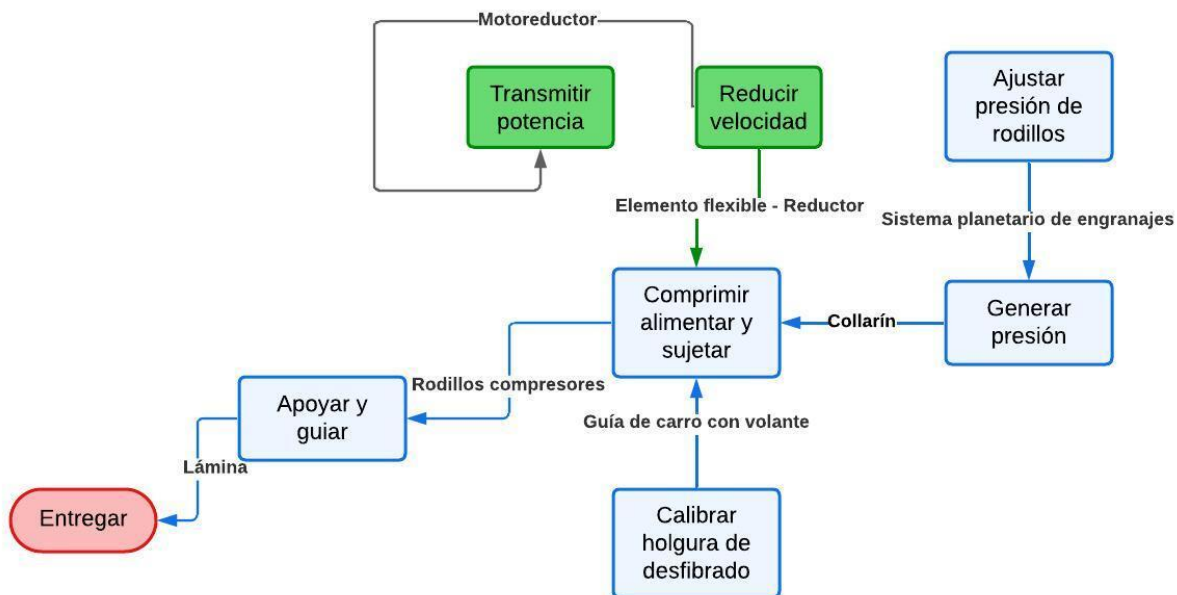
En la Tabla 4, se detallan el color y el nombre de los subsistemas. Se resalta que el sistema de transmisión de potencia, se determinara en el desarrollo de los cálculos; debido a que es necesario establecer las diferentes velocidades de alimentación para su selección. Así mismo, la determinación de las diferentes funciones de miembros estructurales; encargados de sujetar al sistema en general y sus subsistemas se realizará al momento del modelado y ensamblado de las diferentes piezas.

Tabla 4*Leyenda esquemas de subsistemas*

Leyenda	Nombre subsistema del equipo a diseñar
	Desfibrado
	Transporte y separación de residuos
	Transmisión de potencia
	Alimentación
	Transporte y limpieza de fibra

Fuente: (Autor del proyecto)**Figura 27.***Esquema de funcionamiento desfibradora***Fuente:** (Autor del proyecto)**Figura 28.**

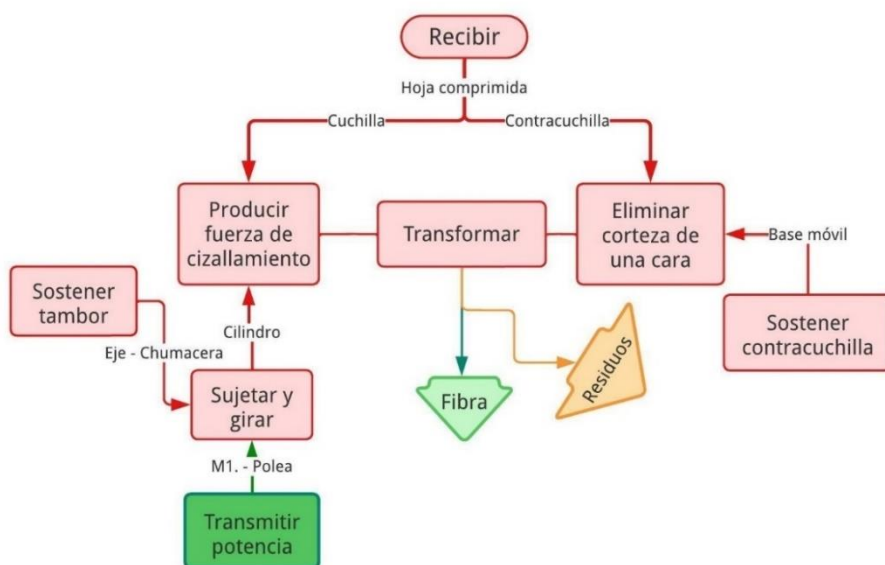
Esquema sistema de alimentación



Fuente: (Autor del proyecto)

Figura 29.

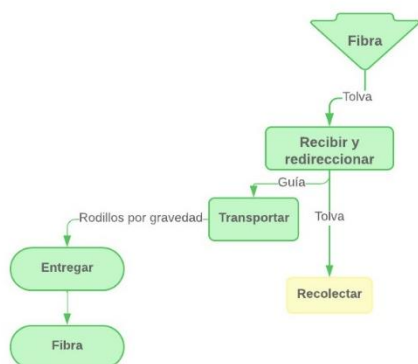
Esquema sistema desfibrado



Fuente: (Autor del proyecto)

Figura 30.

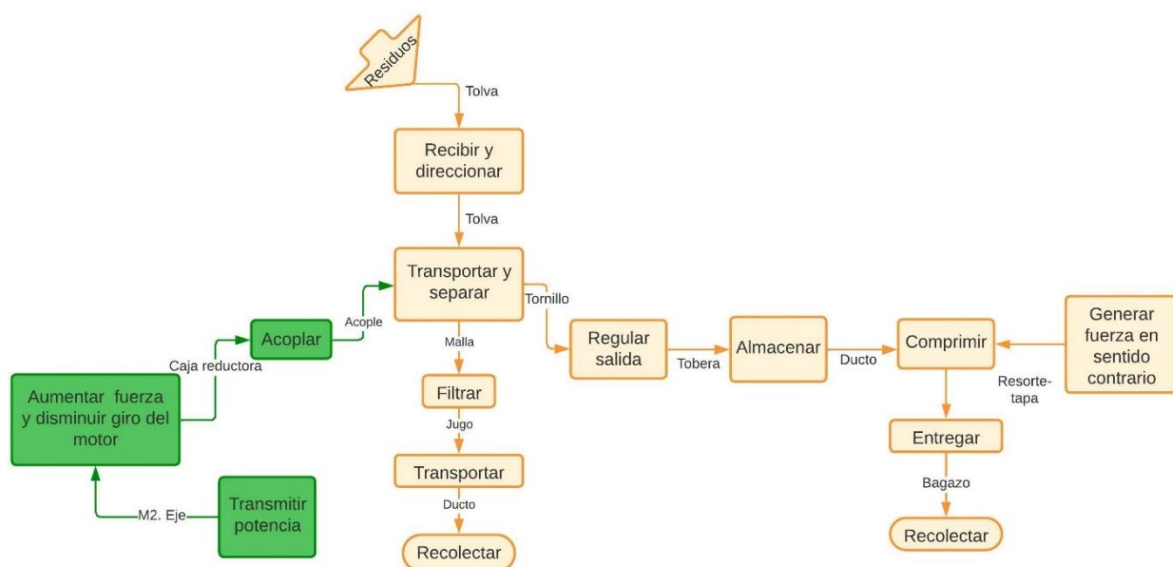
Esquema sistema de transporte fibra



Fuente: (Autor del proyecto)

Figura 31.

Esquema sistema transporte y separación de residuos



Fuente: (Autor del proyecto)

4.1.5 Actividad 5 Identificar y seleccionar los elementos y sistemas mecánicos necesarios, para generar una solución de diseño apropiada para la desfibradora.

Mas adelante se desglosarán y se explicarán las diferentes funciones a realizar, por cada subsistema mecánico del equipo que se plantea diseñar. Luego se justificarán, se normalizarán y estandarizarán sus elementos principales; tomando como base los esquemas de funcionamiento que se mostraron anteriormente para la selección de estos “Figura 27) - (27)”. Debido al efecto corrosivo que el jugo de fique, sobre los elementos estructurales, que mencionan (Espín & Cárdenas, 2015), y otros autores. Se seleccionarán algunos elementos estructurales que estén en contacto con el proceso; de acero inoxidable tipo 304, bajo los estándares de la norma **ASTM A-240**.

Según señala (Ingemecanica.com, n.d.), el acero inoxidable tipo 304 presenta una baja conductividad térmica en comparación con los aceros al carbono, lo que representa aumentos en los gradientes de temperatura. Lo anterior puede ocasionar deformaciones en las cuchillas u otros elementos constitutivos, al momento de estar realizando su trabajo. Por este motivo se optó por seleccionar aceros altos en Carbono y Cromo, mejor conocidos como aceros rápidos; para elementos de corte, transporte y limpieza, debido a su alta conductividad térmica en comparación con el 304, además de su resistencia a la corrosión.

Citando a (Vélez Salazar & Velásquez Flórez, 2020), En Colombia, las principales industrias importadoras de saponinas entre el 2013 y 2017, fueron las de bebidas, alimentos y farmacéuticas, las marcas más reconocidas se muestran en la ” **Figura 32**”. Se señala que el precio por kilogramo, de este producto en 2017 ascendió a 311 USD. Debido a estas aplicaciones sobre los subproductos de los residuos del fique, el equipo a diseñar entra en la categoría biomédica, alimentos. Entre otras, por ello la selección de materiales debe realizarse con sumo cuidado; a fin de no contaminar el jugo con partículas corrosivas que se puedan generar elementos metálicos de la máquina. Para lograr esto, es necesario seguir las especificaciones de la Norma **ASME BPE**.

Debido a los estándares de higiene que requieren para estas industrias, el costo final del diseño puede ser elevado; pero dada la calidad de los materiales a utilizar; este equipo tendrá una vida útil bastante elevada. Además, al contar con una producción continua; en poco tiempo se obtendrá el retorno de la inversión. Logrando de esta manera cumplir las normas de salubridad necesarias para la transformación, el transporte y la separación de los subproductos del fique. Obteniendo así, precios más elevados sobre esta materia prima.

Figura 32.

Principales importadores de saponinas en Colombia entre 2013 y 2017

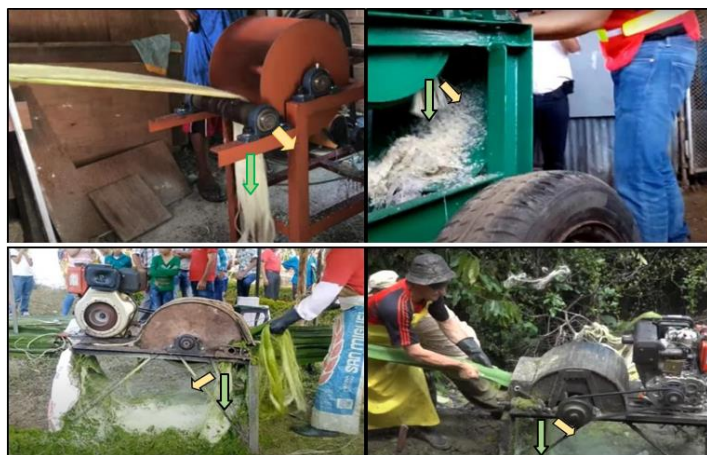


Fuente:(Vélez Salazar & Velásquez Flórez, 2020)

En la “**Figura 33**” se detalla el proceso de desfibrado de fique, abacá y pseudotallos de plátano; donde se detallan con flechas la expulsión de filamentos y bagazo. Estas máquinas se basan en el principio de desfibrado de la rueda de Solís, que se mostró en el marco conceptual se esta investigación “**Figura II**”. De esta evidencia visual se pueden concluir cuatro aspectos claves al momento de seleccionar materiales y mecanismos para el diseño a implementar:

Figura 33.

Desfibradoras tradicionales



Fuente: (MotoBenz, 2021), (RAB innovative engineering solutions, 2015) ,(Aparicio, 2020),(Jaramillo, 2012).

1. Las partículas de residuos siguen una trayectoria tangencial al filo de las cuchillas, producto de la colisión de estas con la superficie de la hoja y el yunque. La dirección del conjunto de subproductos expulsados; se puede determinar siguiendo, el principio de la

conservación de movimiento lineal. Y la velocidad de corte y tangencial por cuchilla. Descritas por este conjunto, debido a esto la geometría de la tolva se debe ajustar a esta trayectoria.

2. El centro de masas comprendido por el conjunto de los filamentos expulsados, apunta hacia abajo. Lo que indica que la salida de la fibra siempre sigue una trayectoria vertical, para este tipo de sistemas de descortezado. Considerando esto, es necesario una guía que redireccione la fibra; además de rodillos accionados por gravedad, dado que se debe permitir el paso de las partículas de corteza expulsadas al momento del proceso de desfibrado, para que no existan atascamientos. Finalmente otro elemento que conduzca la fibra contaminada con jugo y corteza a los rodillos compresores del sistema de transporte y limpieza.

3. La mayoría de diseños de estas máquinas, no cuentan con un sistema que transporte y separe residuos de manera eficiente. Como se mencionó en la justificación de esta investigación, federaciones como Fenalfique, Fedefique entre otras; realizan investigaciones sobre avances en la aplicación de nuevas tecnologías y transformación de los residuos postcosecha. Generando un valor agregado a estos subproductos cuyas aplicaciones pueden variar desde abono, alimento para ganado, desengrasantes industriales, tratamientos anticancerígenos entre muchas más. Debido a esto es necesario contar con un sistema. que separe el jugo del bagazo de manera higiénica.

4. Los elementos constitutivos que conforman estos equipos, no tienen en consideración el alto grado de corrosión que se produce en este proceso; dado que la mayoría de estos diseños buscan reducir costos. Es claro que el escatimar recursos en máquinas, que estarán sometidas a

producción continua puede causar graves fallas mecánicas o ruptura de elementos constitutivos como las cuchillas u otros. Además de la contaminación de los subproductos, siendo esta, una industria que puede acceder a mejores y más complejos equipos, en aras de aumentar la productividad y mejorar la seguridad del trabajador. Por ello se requiere un mayor grado de precisión e inversión.

A continuación se detallarán las funciones de los subsistemas y los elementos constitutivos que se planean implementar en el diseño., se seleccionarán materiales según lo establecido en las diferentes normatividades, y algunas consideraciones a tener en cuenta; en los cálculos de la geometría de estos componentes.

Sistema de desfibrado. Como se mencionó anteriormente el sistema de desfibrado seleccionado; constara de un cilindro hueco con aletas de acero inoxidable soldadas a su superficie exterior bajo el estándar del código ASME B31.3. Con el fin de someterlas a un análisis de uniones soldadas, por medio del software SolidWorks. A su vez a estas se le adicionarán cuchillas con determinado ángulo filo e inclinación a definir, que estarán sujetas con pernos a un costado. Este subsistema es el más importante del equipo, dado que en este se realiza la función central. Los principales componentes de este sistema se detallan posteriormente

Tambor desfibrador. Este es el elemento crítico del sistema, dado que en este se realizará la operación central del equipo. Constará con “N” Cuchillas sujetas a su superficie exterior con un ángulo de inclinación a definir, las cuales tienen como función eliminar la corteza de la capa superior de la hoja; al momento en que esta transite por el espacio comprendido entre

los extremos superiores de las cuchillas y el yunque, causando una fuerza de cizalla que desprende la pulpa de la hoja y deja solo la fibra. Para el análisis estático y una futura construcción, se utilizará un tubo hueco S31603 “Figura 34”. La selección de este material es debido a su fácil soldabilidad, su resistencia a la corrosión. Además es aceptado por la norma BPE para materiales de unión, la cual dice. “Solo los grados de acero inoxidable austenítico enumerados en la Tabla MM-2.1-1 o la Tabla MM-2.1-3 pueden usarse para componentes soldados, excepto según lo permitido en MM-5.1.”(BPE, 2016 , p227)

Figura 34.

Tubo redondo de acero estructural



Fuente: (SHUBHLAXMI, n.d.)

Cuchillas. Contarán con n perforaciones rasgadas pasantes en su superficie lateral, las cuales tienen la función de permitir el movimiento relativo entre superficies en contacto, la selección de la geometría de estos orificios, se debe a que luego de cada afilado variara su altura. Estas alojaran un número de pernos a definir; la cantidad dependerá de las cargas aplicadas a esta

superficie al momento realizar su trabajo. El ángulo del bisel, se tomará de la literatura en base al rendimiento más alto registrado en las pruebas de los diferentes prototipos construidos.

Figura 35.

Cuchilla plana D2-HCHC



Fuente:(Industrial machine knife manufacturers, n.d.)

El acero **AISI D2**, se utiliza en la industrial metal -mecánica, particularmente en trabajos en frío. Así mismo en procesos de poda e industria de conformación y corte. Este se trata térmicamente para elevar su dureza, logrando una alta resistencia a la fractura.; conservando su forma y estabilidad dimensional .(ggdmetals, n.d.).Contiene básicamente 18% de cromo y 8% de níquel, con un contenido de carbono limitado a un máximo de 0,08%. “Tiene gran aplicación en las industrias químicas, farmacéuticas, aeronáutica, naval, uso en arquitectura, industria alimenticia, piletas, rentre otras”.(Cía., General de Aceros, n.d.)

Con el fin de normalizar y estandarizar los componentes críticos del equipo, se optó por seleccionar la cuchilla de acero alto en Carbono y Cromo especial para procesos de corte con un yunque a juego., del catálogo “Food Processing & packaging industrial knives” de la empresa TGW. Cuyas dimensiones son 16.25” x 2.000” x 0.375”. Según (Industrial machine knife manufacturers, n.d.),

Este material cumple lo que establecido la norma **AISI D2**, a dicho elemento se le modificara el ángulo de bisel, ranuras para los pernos, distancia entre ranuras y el borde. Para que luego de someterlas a un análisis de elementos finitos y validar su comportamiento bajo la interacción de las cargas de trabajo, enviar el plano a la compañía productora, con el fin de recibir una cotización para los costos.

Yunque. Tiene como función eliminar la corteza de la capa inferior de la hoja, mientras transita hacia el interior del equipo. Se selecciono el yunque del catálogo “Food Processing & packaging industrial knives” de la empresa TGW. El cual cuenta las siguientes dimensiones: 16.00” x 0.97” x 0.308”. Se sujetará con “n” pernos en su superficie a una placa sujeta del sistema de alimentación

Figura 36.

Cuchillas – yunques



Fuente:(TGW, n.d.)

Aletas. Se utilizarán perfiles en L de acero inoxidable 316L, a los cuales se les realizarán ranuras para el ajuste de las cuchillas; por medio de pernos. El ángulo de inclinación se seleccionará del que mejores resultados haya presentado en la literatura. Estarán ubicadas en la superficie exterior del cilindro, unidas con soldadura TIC siguiendo las instrucciones del código AWS D1.1/D1.1M

Figura 37.*Angulo de acero inoxidable 316 L***Fuente:**(Montanstahl, n.d.)

Tornillos, tuercas cuchillas: Tienen como función sujetar las superficies de las cuchillas con las aletas, estos deben ser según la norma ASME BPE, de acero inoxidable de grado superior la tuerca debe ser de cabeza ciega y el tornillo puede ser hexagonal, las medidas de estos se establecerán en los cálculos a realizar.

Figura 38 .*Tornillo hexagonal inoxidable de rosca completa 316L - Tuerca hexagonal ciega*

Fuente:(WELLBOLT CO, n.d.), (Seguridad, n.d.)

Escudos cilindro desfibrador. Tienen como función conectar el eje con el tambor, por medio de cuñas. Además evitan el ingreso de material particulado al interior del cilindro desfibrador evitando que se creen acumulaciones, que puedan ocasionar que el producto sea contaminado por un crecimiento microbiano no deseado. Los dos escudos serán conectados por medios de espárragos y tuercas en sus superficies exteriores. El material seleccionado es acero inoxidable 316L.

Espárragos. Su función principal es cerrar y conectar las tapas del órgano desfibrador; el material seleccionado será el mismo del cilindro, a fin de evitar contaminación del producto por la alta corrosión del medio. El diámetro y el largo se determinarán a partir de los cálculos.

Figura 39.

Esparrago roscado inoxidable



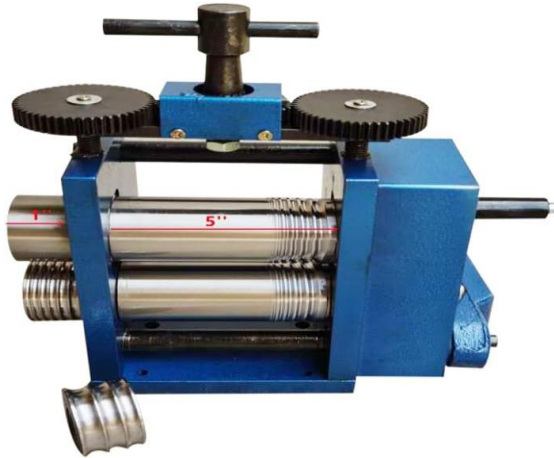
Fuente: (IMPORT, n.d.)

Sistema de Alimentación. Este consiste en una estructura de tubo cuadrado, acoplada a una base móvil de una fresadora industrial. La cual apoya en su parte superior una laminadora, accionada por dos engranajes que se ubicaran lateralmente en uno de los rodillos compresores, que al girar ingresara la hoja de fique al interior del sistema de desfibrado; Deslizándose por una lámina que se encuentra ubicada en medio de los rodillos. Logrando que la superficie de la hoja presente una altura uniforme para su posterior descortezado. Los subsistemas más relevantes se muestran a continuación.

Prensa de rodillos. Basada en una laminadora de joyería con algunas modificaciones para uso de esta investigación, como la utilización de una guía vertical, la cual contendrá dos chumaceras móviles tipo T. y una guía para el movimiento vertical de estas. En la parte de superior un sistema planetario de engranes; la cual llevara en su centro una manivela para el ajuste de una distancia óptima para la compresión de la materia prima. En la siguiente figura se muestra una laminadora convencional.

Figura 40.

Máquina de laminador de combinación manual



Fuente: (Amazon, n.d.)

Rodillos Para este diseño se busca implementar rodillos de acero inoxidable 316 L, completamente macizos para aumentar la vida útil de esta máquina. Aunque se buscaron rodillos comerciales con un largo considerable, no se encontraron. Por ello el largo y diámetro de estos se basará en el largo del cilindro desfibrador y para una futura construcción será necesario mecanizarlos.

Chumacera tipo T. Contarán con un avance vertical sobre una guía rectangular; estas contendrán el eje del rodillo móvil. El movimiento será generado con un collarín que la desplazará hacia abajo o arriba, dependiendo del espesor con el que se quiera trabajar. Las medidas de esta se establecerán en los cálculos a realizar.

Figura 41.

Rodamientos de bolas con tensor



Fuente: (SKF, n.d.)

Guía de cola de milano.

Como se mencionó anteriormente en este diseño se buscan piezas genéricas, con el fin de estandarizar los elementos del equipo. Por ello se escogió una guía de cola de milano. Que otorgara movimientos en 1 eje. Además es resistente al momento producto del desfibrado. Ajustando con precisión la distancia entre cuchillas vs yunque. Esta se acoplará a la pechera por medio de un acople con perforaciones y tornillos pasantes.

Figura 42.

Guías de cola de milano con husillo micrométrico y volante



Fuente: (Norelem, n.d.)

Transporte y separación de residuos Para la separación de residuos en este diseño, se utilizará una prensa de lodos, la cual se mostró en el marco conceptual “Figura 14.” El Uso de esta ayudara a la separación del jugo y bagazo. Que como se hizo mención al inicio del desarrollo de esta actividad; existen muchas aplicaciones del jugo, que para propósitos de este proyecto será enfocada en la industria biofarmacéutica, por ende; dado que en la norma ASME BPE se exigen aceros inoxidable de grado superior. Se hace necesario implementar materiales de calidad, a fin de garantizar la calidad del producto. Para facilitar la compresión, las partes de este y la función de cada una se mostrarán en la fase final de este proyecto.

Trasporte de fibra. Según el análisis realizado al inicio de esta actividad, “Figura 33” los residuos siguen la trayectoria descrita por la velocidad tangencial de las cuchillas, expuesto esto, y la materia prima es expulsada a 90 grados debido a la gravedad y su peso; dado esto se puede encontrar las coordenadas de salida de la fibra; ubicando una guía a la salida y rodillos accionados por la gravedad con cierta separación entre Ellos, a fin de evitar atascamientos de material particulado. Seguidamente estos rodillos transportaran la fibra a un sistema de compresión como el de la “Figura 40”, este eliminara las partículas de bagazo y la humedad de esta. Enviando la fibra limpia a un contenedor y los residuos a una tolva que se comunica con el sistema de separación de residuos.

4.2. FASE II. Calcular y simular el diseño de los componentes que conforman la máquina desfibradora, mediante las diferentes teorías de diseño recopiladas y el uso del software SolidWorks

4.2.1 Actividad 1. Integrar las teorías de cinemáticas, para el cálculo de los elementos mecánicos que conforman el sistema de desfibrado.

En esta actividad se busca integrar teorías cinemáticas poco comunes, a fin de facilitar el desarrollo de los cálculos de los principales elementos que conformaran este diseño; a continuación se añadirán las fórmulas faltantes para cada sistema de la máquina a diseñar, las especificaciones de diseño descritas en el libro de (Budynas & Nisbett, 2008), y las expuestas en el marco teórico se usaran al momento del desarrollo de los cálculos

Sistema de Alimentación. Las ecuaciones cinemáticas poco comunes de esta las presentan los rodillos compresores, A continuación se enuncian estas ecuaciones.

En la sección 8 del libro de (Budynas & Nisbett, 2008), en la parte de mecánica de tornillos potencia se encuentra la siguiente ecuación, la cual se usara para determinar el torque necesario para aplicar una carga sobre los rodillos. .

$$T = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu l} \right) + \frac{F \mu_c d_c}{2} \quad (35)$$

Según (Figuerola et al., 2010), la fuerza de fricción de los rodillos; se halla haciendo uso de la siguiente igualdad

$$\int_0^{Fr} df = \sigma \int_{\theta_1}^{\theta} dA \quad (36)$$

Siendo $A = \theta * r * l$

Donde

θ = Angulo de inclinación rodillos

r = Radio de un rodillo

l = longitud del contacto entre los rodillos

σ = Esfuerzo necesario para deformar una hoja de fique

Posteriormente de encontrar la fuerza de fricción se halla la fuerza tangencial, siendo μ el coeficiente de fricción del material a seleccionar.

$$F_T = \mu_r F_r \quad (37)$$

Sistema de transporte y separación de residuos

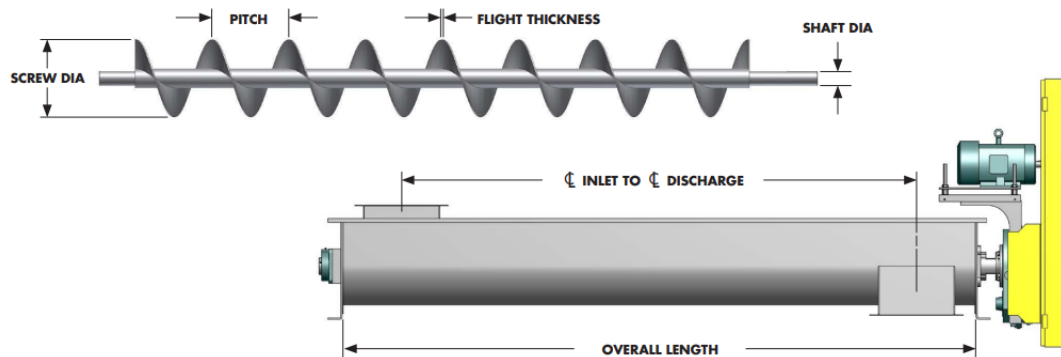
Con el fin de dar cumplimiento a la norma CEMA, se realizaran los pasos extras que se muestran a continuación, los cuales fueron extraídos del catálogo de (Conveyor Engineering & Manufacturing Co, 2012).

Paso 1. Determinar las propiedades del material a ser transportado, incluyendo su densidad, flujo de transporte, forma y tamaño, fluidez, y temperatura de operación.

Paso 2. Calcular la longitud de transporte y definir las características del transportador, como si es cerrado o abierto, el tipo de paso (estándar, largo o corto), y si es de transmisión directa, entre otros aspectos, tal y como se ilustra en la “**Figura 43**”

Figura 43.

Principales características del transportador



Fuente: (Conveyor Engineering & Manufacturing Co, 2012)

Paso 3. Calcular la capacidad del transportador, expresada en pies cúbicos por hora, a partir del flujo requerido "Q", utilizando la siguiente expresión:

$$C = Q C F_1 C F_2 C F_3 \quad (38)$$

Los valores de $C F_1$, $C F_2$, $C F_3$ se obtienen consultando la Tabla C del manual

o ver “ Apéndice C”

Las capacidades de carga se determinan utilizando la Tabla D de la norma CEMA como referencia,

Paso 4. Calcular la velocidad angular del tornillo. Rpm

$$N_{\text{tornillo}} = \frac{C}{\text{Capacidad en } \frac{\text{ft}^3}{\text{h}}} \quad (39)$$

La capacidad a 1 rpm, se determina en la Tabla B o “Apéndice D” del manual

Paso 5. Determinar la potencia de operación del tornillo en vatios (W) o caballos de fuerza (HP), esta depende de tres componentes de potencia del material “ HP_h ” : la potencia necesaria para superar la fricción interna del tornillo “ HP_f ”, la potencia necesaria para el transporte horizontal y la potencia necesaria para el transporte vertical del material HP_v , en el caso de que el transportador opere en un plano inclinado. (CEMA, 2019)

$$HP_f = \frac{L N F_d F_b}{1\,000\,000} \quad (40)$$

$$HP_m = \frac{C L D F_m F_f F_p}{1\,000\,000} \quad (41)$$

$$HP_v = \frac{(746) C \rho h}{(33000) (60)} \quad (42)$$

El valor de los factores F_d , F_b , F_f y F_p se determinan en las tablas L, M, J y K respectivamente; “Apéndice E”

El factor F_m se encuentra en la Tabla B del mismo manual. Por tanto, la potencia total del tornillo se calcula haciendo uso de la ecuación

:

$$HP_t = \frac{(H P_f + H P_h + H_v) F_o}{e} \quad (43)$$

El factor de sobrecarga F_o se define en la Tabla H, “Apéndice F”.

Paso 6. Determinar el tamaño recomendado de los componentes según el tipo de trabajo (ligero, normal o pesado) según la Tabla N “Apéndice G”

Paso 7. Calcular la expansión en “mm” de la longitud del tornillo debido a la temperatura del material transportado:

$$\Delta L = L (T_1 - T_2) \quad (44)$$

Paso 8. Verificar condiciones de abrasión del material a transportar, con el fin de considerar o no un recubrimiento en el tornillo.

Sistema de desfibrado. A continuación se presentarán las ecuaciones más relevantes, asociadas a este sistema siguiendo la guía de (Espín & Cárdenas, 2015)

.

Tiempo entre un par de golpes consecutivos de las cuchillas sobre la hoja

$$t_r = \frac{2 \pi}{\omega_r N_k} \quad (45)$$

Donde

ω_r = Velocidad angular del cilindro

N_k =Número de cuchillas

4.2.2 Actividad 2. Desarrollar cálculos de los sistemas mecánicos, transmisión de potencia y resistencia de materiales que conforman el diseño

A continuación se desarrollarán los cálculos de los elementos mecánicos, necesarios para dar una solución a la máquina que se planea diseñar.

Para ajustar los rodillos se seleccionó un engranaje planetario de dientes rectos

Fuerza necesaria para elevar una carga.

Primero se encontrará el torque generado por el movimiento de la manija, y se asumirá que se aplica una fuerza de 30 Kg, por lo tanto:

$$T = F r_m \quad (46)$$

Siendo,

$$F = (30 \text{ Kg}) \times (9.81 \frac{m}{s}) \text{ y } r_m = 0.1 \text{ m},$$

Por lo tanto

$$T = 29430 \text{ N.mm}$$

Posteriormente se aplica la ecuación “(35)” y se despeja la fuerza.

$$F = \frac{2T}{d_m \left(\frac{\pi \mu d_m + L}{\pi d_m - \mu L} \right) + \mu_c d_c} \quad (47)$$

De la siguiente expresión las variables son; $d_c = 38.8 \text{ mm}$ = diámetro del collarín.

$\mu_c = 0.15$ = Coeficiente de fricción del collarín “material acero”

$\mu = \mu_c$ = Coeficiente de fricción del tornillo

$d_c = 46 \text{ mm}$ Diámetro del collarín o “diámetro externo de la rosca”

$L = \text{avance o paso} = 1.5 \text{ mm}$

$d_m = d_e - \frac{P}{2}$, = diámetro medio, siendo d_e , el diámetro exterior

$F = \text{Fuerza que se desarrolla al aplicar una carga de } 30 \text{ Kgf}$

Por lo tanto; $d_m = 15 - \frac{1.5}{2} = 14.25 \text{ mm}$

Reemplazando estos valores se obtiene.

$$F = \frac{29430 \text{ N. mm}}{14.25 \text{ mm} \left(\frac{\pi * 0.15 * 14.25 \text{ mm} + 1.5 \text{ mm}}{\pi * 14.25 \text{ mm} - 0.15 * 1.5 \text{ mm}} \right) + 0.15 * 46 \text{ mm}}$$

$$F = 3088.73 \text{ N}$$

Fuerza de fricción entre un par de rodillos. Reemplazando A en la “ecuación (36)”,

$\theta_1 = \frac{\pi}{6}$, se obtiene:

$$\int_0^{Fr} df = \sigma \int_0^{\frac{\pi}{6}} d(\theta * r l) \quad (53)$$

Integrando ambos lados y despejando Fr

$$Fr = \frac{\pi}{6} * \sigma * r * l \quad (54)$$

Según lo describe (Pérez del Río, 2013), $\sigma = 0.96 \text{ kg/mm}^2$, para propósitos de este proyecto se tomaran como medidas de los rodillos $l = 400 \text{ mm}$ y $r = 57.5 \text{ mm}$. Sustituyendo estos valores en la ecuación anterior. Se encuentra que

$$F_r = 11561 \text{ N}$$

Fuerza tangencial ejercida por un rodillo.

$$F_T = \mu_r F_r \quad (55)$$

μ_r = Coeficiente de fricción estático. Dado que la inclinación en la entrada es de 30 grados, este valor es el resultado de la tangente de 30 °; cuyo producto es de $\frac{1}{\sqrt{3}}$;

Ingresando F_r y μ_r , en la “ecuación “(47)””; dando como resultado:

$$F_T = 6674.78 \text{ N}$$

Potencia de accionamiento de rodillos. Según (Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito, 2011), la potencia requerida en un par de rodillos laminadores se puede hallar, haciendo uso de la siguiente expresión:

$$H_i = T_R \omega \quad (48)$$

Las variables serán:

T_R = El torque necesario en los rodillos;

L = La longitud de contacto entre el rodillo y la hoja.

ω = La velocidad angular en rad/seg

$$T_R = F_T L \quad (49)$$

Siendo:

$$L = \sqrt{R (H_0 - H_i)} \quad (58)$$

Donde:

R = radio del rodillo

H_0 = espesor inicial

H_i = espesor final

Asumiendo un espesor inicial de 10 mm y un final de 2 mm, con un radio de 57.5 mm, reemplazando estos valores en la “ecuación 58”

$$L = \sqrt{57.5 (10 - 2)} = 21.45 \text{ mm o } 0.02145 \text{ m}$$

Reemplazando la longitud de contacto y la fuerza tangencial que se encontró al resolver la ecuación (49).

$$T_R = 6674.78 \text{ N} * 0.02734 \text{ m} = 143.17 \text{ Nm}$$

Por su parte los autores citados en el estado del arte, concuerdan en que la velocidad en “rpm” necesaria para el ingreso de la materia prima; oscila entre 80 a 90 rpm, para propósitos de esta investigación se utilizará una velocidad promedio de 85 rpm, o 8.9 rev/seg; con el fin de hallar la potencia.

Ingresando la velocidad angular y el torque, en la ecuación (48) se obtiene:

$$H_i = 182.488 \text{ Nm} * 8.9 \frac{\text{rev}}{\text{seg}} = 1274 \text{ w}$$

Al convertir esta potencia a caballos fuerza; resultan 1.71 hp, Pero debido a que no existe un motor con esta potencia en el mercado; se opta por seleccionar uno de 2 hp a 1800 rpm.

Transmisión de potencia sistema de alimentación. Debido a la baja velocidad en la que opera este sistema, se recomienda transmisión por cadenas, a continuación se realizaran los cálculos relacionados a este.

Primero se encuentra el factor de servicio que aplica a este tipo de maquinaria, la cual entra en la categoría de laminadoras; para las cuales se recomienda un “FS= 1.4”

$$H_D = H_i \text{ FS} \quad (50)$$

Al introducir estos valores en esta ecuación da como resultado una potencia de diseño “
 $H_D = 2.8''$.

Con esta potencia y velocidad de entrada de 85 rpm, se procede a hallar el número de cadena haciendo uso de la tabla del “Apéndice I”; resultando:

Número ANSI de cadena 80 tipo A.

El motor seleccionado gira a $\omega_m = 1800$ rpm, con el reductor acoplado $\omega_s = 90$ rpm; introduciendo estos valores en la siguiente ecuación.

$$\text{Reductor} = \frac{\omega_m}{\omega_s} \quad (51)$$

Resulta que la capacidad del reductor debe ser de 20:1

Con la información suministrada en el “Apéndice J”; la potencia de diseño, los rpm de entrada y siguiendo las recomendaciones ISO, Se selecciona un piñón conductor $z_e = 13$ dientes.

Posteriormente se determina la relación de velocidad con el fin de hallar el z_s con un $\omega_e = 90$ rpm y $\omega_s = 85$ rpm

$$rv = \frac{\omega_e}{\omega_s} = 1.0588235 \quad (52)$$

El número de dientes de la corona será igual:

$$z_s = rv \ z_e = 13.7647 \text{ dientes} \quad (53)$$

Dado que el resultado no es un número entero se tomará un $z_s = 14$ *dientes*

Luego se halla el factor de corrección de dientes " k_1 "; haciendo uso del "Apéndice K"; cuya tabla recomienda que para un $z_e = 13$ dientes el valor de $k_1 = 0.67$

Seguidamente se halla la potencia tabulada H_C , haciendo uso de las formulas que se muestran a continuación; y se escoge la menor.

$$H_1 = 0.004 \ Z_1^{1.08} \ n_1^{1.09} \ p^{(3-0.07 \ p)} \quad (54)$$

$$H_2 = \frac{1000 \ K_r \ Z_1^{1.5} \ p^{0.8}}{n_1^{1.5}} \quad (55)$$

Donde; $K_r = 17$ *para numeros de cadena 40 – 240*

p = paso de la cadena 1 (pulg)

n_1 = velocidad de la Catarina = "90 rpm"

Z_1 =Número de dientes en la Catarina menor = 13 dientes

Reemplazando estos valores en las ecuaciones(54) y (55) se obtiene $H_1 = 8.6147 \text{ hp}$ &
 $H_2 = 933.23 \text{ hp}$

Luego se selecciona la menor como $H_C = 8.6147 \text{ hp}$

Para determinar el número de cordones o hilos se debe cumplir la siguiente condición:

$$H'_C \cong H_D \quad (56)$$

$$K_1 K_2 H_C \cong H_D \quad (57)$$

Seleccionando un $K_2 = 1$ del “Apéndice L” y reemplazando en la “(57)”

$$0.67 * 1 * 8.6147 \cong 2.8$$

$$5.77 \cong 2.8 \quad \text{Ok cumple.}$$

Designación: 1 hilo ($N^0 = 80$) (tipo A)

La distancia entre centros de las catarinas se tomará de acuerdo a la siguiente recomendación:

$$30 \text{ p} \leq C \leq 50 \text{ p, selección } C = 40\text{p}$$

La longitud tentativa de la cadena se calculará haciendo uso de la siguiente expresión,
con $z_e = 13$ dientes, $z_s = 14$ dientes y $p = 1$ pulg

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{(Z_e + Z_s)}{2} + \frac{(Z_s - Z_e)^2}{4\pi^2 \frac{C}{p}} \quad (58)$$

Reemplazando los valores mencionados anteriormente en la anterior ecuación:

$$\frac{L}{p} = 2 * 40 + \frac{(13 + 14)}{2} + \frac{(14 - 13)^2}{4\pi^2 * 40} = 93.5 \text{ pulg}$$

Dado que no existe la longitud real se procede a calcular el C real y reemplazar en la anterior formula, con el fin de hallar la longitud corregida.

$$C_{\text{real}} = \frac{P}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{Z_s - Z_e}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (59)$$

Donde:

$$A = \frac{Z_e + Z_s}{2} - \frac{L}{p} = \frac{13 + 14}{2} - \frac{93.5}{1} = -80$$

Reemplazando A en la ecuación (59)

$$C_{\text{real}} = \frac{1}{4} \left[-(-80) + \sqrt{(-80)^2 - 8 \left(\frac{14 - 13}{2\pi} \right)^2} \right] = 40 \text{ in}$$

Dicho valor cumple con la condición $30 p \leq 40 \text{ in} \leq 50 p$

Seguidamente, se halla el diámetro de la Catarina impulsora, haciendo uso de la siguiente expresión:

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Z_e}\right)} \quad (60)$$

$$D = \frac{1}{\sin\left(\frac{180}{13}\right)} = 4.1785 \text{ in}$$

En consecuencia, la velocidad de la cadena será:

$$v = \frac{\pi D n}{12} \quad (61)$$

$$v = \frac{\pi * 4.1785 \text{ in} * 90 \text{ rpm}}{12} = 98.45 \text{ ft/min}$$

Por ende, la fuerza a la que se somete la cadena en relación a la potencia transmitida H'_C será:

$$F_S = \frac{3000 H_D}{v} \quad (62)$$

$$F_S = \frac{3000 * 2.8 \text{ hp}}{98.45 \frac{\text{ft}}{\text{min}}} = 85.32 \text{ Lbf}$$

Para determinar el esfuerzo hertziano máximo en un rodillo; primero se halla el semiancho b. Considerando que el radio de curvatura de la rueda en el punto de contacto es muy grande y que un diente toma la carga total:

$$b = \left(\frac{4 d F_S (1 - \nu^2)}{\pi E l} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (63)$$

Donde

$\nu = 0.30$ (Coeficiente de Poisson para aceros)

$E = 30 \times 10^6$ psi (módulo de elasticidad para aceros)

$l = \text{ancho} = 0.625$ in “Apéndice M”

$d = \text{Diámetro del rodillo} = 0.625$ in “Apéndice M”

$F = \text{Fuerza a la que se somete la cadena}$

$$b = \left(\frac{4 * 0.625 * 85.32 * (1 - 0.30^2)}{\pi * 30 \times 10^6 * 0.625} \right)^{\frac{1}{2}} = 1.8152 \times 10^{-3} \text{ in}$$

La distribución de presión máxima se encuentra haciendo uso de la siguiente expresión
donde h= número de hilos

$$P_{\max} = \frac{2 \frac{F_s}{h}}{\pi b l} \quad (64)$$

$$P_{\max} = \frac{2 * \frac{85.32 \text{ lbf}}{1 \text{ in}}}{\pi * 1.8152 \times 10^{-3} \text{ in} * 0.625 \text{ in}} = 47\,876.94 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$$

De acuerdo con la teoría de Hertz el esfuerzo cortante máximo en un rodillo será:

$$\tau_{\max} = 0.3 P_{\max} \quad (65)$$

$$\tau_{\max} = 0.3 * \left(47\,876.94 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \right) = 14\,363 \text{ psi}$$

Para determinar el esfuerzo cortante en los pasadores, se tienen en cuenta las siguientes expresiones:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (66)$$

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (67)$$

$$F = \frac{H k}{n \left(\frac{D}{2} \right)} \quad (68)$$

$k = 63025$ (S Ingles)

D = Diámetro de la Catarina impulsora

d = diámetro del rodillo “Apéndice M”

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones (67)y (68)

$$A = \frac{\pi}{4} (0.625)^2 = 0.30679 \text{ in}^2 ; \quad F = \frac{2 \text{ hp} * 63025}{90 \text{ rpm} * \left(\frac{4.1785 \text{ in}}{2} \right)} = 670.36 \text{ Lbf}$$

Reemplazando estos valores en la “ecuación (66).”

$$\tau = \frac{670.36 \text{ lbf}}{0.30679 \text{ in}^2} = 2185 \text{ psi}$$

Finalmente, el valor que se obtuvo anteriormente de H_2 , se utiliza en la siguiente fórmula para hallar las horas de servicio de la cadena.

$$H_2 = 1000 \left[K_r \left(\frac{Z_e}{n_1} \right)^{1.5} p^{0.8} \left(\frac{\frac{L}{p}}{100} \right)^{0.4} \left(\frac{1500}{h} \right)^{0.4} \right] \quad (69)$$

Reemplazando los valores hallados y despejando h

$$933.23 \text{ hp} = 1000 \left[17 * \left(\frac{13}{90} \right)^{1.5} * 1^{0.8} * \left(\frac{93.5}{100} \right)^{0.4} * \left(\frac{1500}{h} \right)^{0.4} \right]$$

$$h = 1402.59 \text{ horas. De servicio.}$$

Diseño engranajes rectos rodillos.

Debido a que se necesita una velocidad y torque constante a la entrada del sistema de alimentación, se optó por incluir un par de engranajes rectos. A continuación se detalla el procedimiento realizado para el cálculo de estos.

Primero se calcula el número mínimo de dientes a partir de la siguiente expresión:

$$Z_{\min} = \frac{2 k}{(\sin \varphi)^2} \quad (70)$$

Donde $\varphi = 20^\circ$ y $k=1$, para altura completa.

$$Z_{\min} = \frac{2 * 1}{(\sin 20)^2} = 17.097 \text{ dientes}$$

Por lo tanto; $Z_{\min} = Z_p = 18 \text{ dientes}$

Posteriormente se determinará la relación de velocidades entre la velocidad angular de entrada y salida.

$$m_G = \frac{n_e}{n_s} \quad (71)$$

$$m_G = \frac{85 \text{ rpm}}{85 \text{ rpm}} = 1$$

Por lo tanto el número de dientes de la corona será:

$$Z_G = m_G Z_p \quad (72)$$

$$Z_G = 1 * 18 \text{ dientes} = 18 \text{ dientes}$$

Para el cálculo del diámetro del piñón; que será el mismo de la corona, se selecciona un paso de 4 diente/ pulg, y se reemplaza en la siguiente ecuación:

$$d_p = \frac{Z_p}{p} \quad (73)$$

$$d_p = d_G = \frac{18}{4} = 4.5 \text{ pulg}$$

Para determinar el ancho de cara del par de engranes se debe cumplir la siguiente recomendación:

$$3 \frac{\pi}{4} \leq F \leq \frac{\pi}{4}$$

Se selecciona un $F = 3$ pulg

Las ecuaciones y cálculos que se mostraran a continuación, son necesarios para determinar la razón de contacto entre los engranes:

$$C = \frac{d_P + d_G}{2} \quad (74)$$

$$C = \frac{4.5 + 4.5}{2} = 4.5 \text{ in}$$

$$m_p = \frac{\overline{AB}}{P_b} \quad (75)$$

$$\overline{AB} = \sqrt{r_{oG}^2 - r_{bG}^2} + \sqrt{r_{oP}^2 - r_{bP}^2} - c \sin \varphi \quad (76)$$

Donde;

$$r_{oP} = r_{oG} = r_P + a = \frac{4.5}{2} + \frac{1}{4} = 2.5 \text{ pulg}$$

$$r_{bP} = r_{bG} = \frac{4.5}{2} * \cos 20 = 2.1143 \text{ pulg}$$

$$P_b = \frac{\pi}{p} * \cos \varphi = \frac{\pi}{4} * \cos 20 = 0.738032$$

Reemplazando en la ecuación (76)

$$\overline{AB} = \sqrt{2.5^2 - 2.1143^2} + \sqrt{2.5^2 - 2.1143^2} - 4.5 * \sin 20 = 1.44$$

Sustituyendo en la ecuación (75)

$$m_p = \frac{1.1290}{0.738032} = 1.5298$$

Siendo $m_p = 1$ En la teoría y $m_p \geq 1.2$ En la práctica, por ende este resultado cumple.

Fuerzas en engranajes rectos. Se proceden a hallar las fuerzas en presentes en el par de engranes, las cuales serán necesarias más adelante. Con un fs. = 1.3 y una $H_D = 2 \text{ hp} * 1.3 = 2.6 \text{ hp}$

La velocidad del piñón será igual:

$$V_p = \frac{\pi d_p n_p}{K} \quad (77)$$

$$V_p = \frac{\pi * 4.5 \text{ pulg} * 85 \text{ rpm}}{12} = 100.14 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

La fuerza tangencial en el piñón; con $K = 33000$:

$$W_T^p = \frac{K H_D}{V_p} \quad (78)$$

$$W_T^p = \frac{33000 * 2.6}{100.14} = 856.8 \text{ Lbf}$$

Finalmente la fuerza radial:

$$W_r^p = W_T^p * \tan \phi \quad (79)$$

$$W_r^p = 856.8 \text{ Lbf} * \tan 20^\circ = 311.85 \text{ Lbf}$$

Diseño del perfil del diente. Para el desarrollo de los siguientes cálculos se deben tener en consideración las variables que se mencionaran a continuación:

$$\phi = 20^\circ,$$

$$P = 4 \text{ dientes/pulg},$$

$$K = 1$$

$$H_i = 2 \text{ hp}$$

$$H_D = 2.6 \text{ hp}$$

$$V_p = 100.14 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

$$d_p = d_G = 4.5 \text{ pulg}$$

$$W_T = 856.8 \text{ Lbf}$$

$$F = 3 \text{ pulg}$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ psi}$$

Primero se requiere comprobar que se cumplan las siguientes condiciones

$$W_w \geq W_d \quad , \quad W_b \geq W_d$$

Las siguientes ecuaciones son necesarias verifica las condiciones anteriores

$$W_d = k_v W_T \tag{80}$$

$$W_b = \frac{S_y Y F}{n K_f P} \tag{81}$$

$$W_w = K Q d_p F \tag{82}$$

Seguidamente se procede a hallar factor por factor, con las siguientes ecuaciones

$$K_v = \frac{600 + V_p}{600} \tag{83}$$

$$K_v = \frac{600 + 100.14 \text{ ft/min}}{600} = 1.1669$$

$$Q = \frac{2 Z_G}{Z_G + Z_P} \quad (84)$$

$$Q = \frac{2 * 18}{18 + 18} = 1$$

$$K = \frac{K_v W_T}{Q d_p F} \text{ (psi)} \quad (85)$$

$$K = \frac{1.1669 * 856.8 \text{ Lbf}}{1 * 4.5 \text{ pulg} * 3 \text{ pulg}} = 74.059 \text{ psi}$$

$$K = \frac{S_c^2 \sin \varphi}{1.4} \left(\frac{1}{E_G} + \frac{1}{E_P} \right) \text{ (psi)} \quad (86)$$

$$74.059 \text{ psi} = \frac{S_c^2 \sin 20}{1.4} \left(\frac{1}{30 \times 10^6} + \frac{1}{30 \times 10^6} \right)$$

$$S_c = 67\,433 \text{ psi}$$

A continuación se procede a calcular la dureza Brinell, con la resistencia al desgaste hallada.

$$\text{BHN} = \frac{S_c + 10000}{400} \quad (87)$$

$$\text{BHN} = \frac{67433 + 10000}{400} = 193.5825$$

Selección: Acero AISI 1050 CD, “Apéndice N” $S_y = 84 \text{ Kpsi}$; BHN = 197

Luego de determinar estos valores se procede a reemplazarlos en las ecuaciones (80) a la (82), y se verifica la recomendación

$$W_d = k_v W_T = 1.1669 * 856.8 \text{ Lbf} = 999.80 \text{ Lbf}$$

Con un factor de Lewis $Y = 0.309$ para 18 dientes, extraído del Apéndice L

$$W_b = \frac{S_y Y F}{n K_f P} = \frac{84 \text{ Kpsi} * 0.309 * 3 \text{ pulg}}{1.2 * 1.5 * 4 \text{ pulg}} = 10.815 \text{ Kpsi}$$

$$W_w = K Q d_p F = 74.059 \text{ psi} * 1 * 4.5 * 3 = 999.7965 \text{ psi}$$

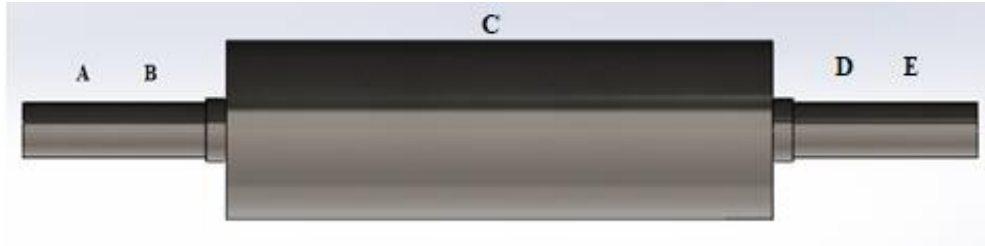
Reemplazando en la igualdad de la ecuación 85, se tiene que:

$$999.7965 \geq 999.80 \quad , \quad 10\,815 \geq 999.80 \text{ Lbf} \quad \text{Cumple.}$$

Diseño del eje rodillos compresores. A continuación se presenta el rodillo alimentador, el cual recibe potencia a partir de un motor eléctrico de 2 hp, mediante una transmisión de cadena. Para su análisis se seleccionó acero AISI 304 “Apéndice P”

Figura 44

Esquema rodillo conductor.

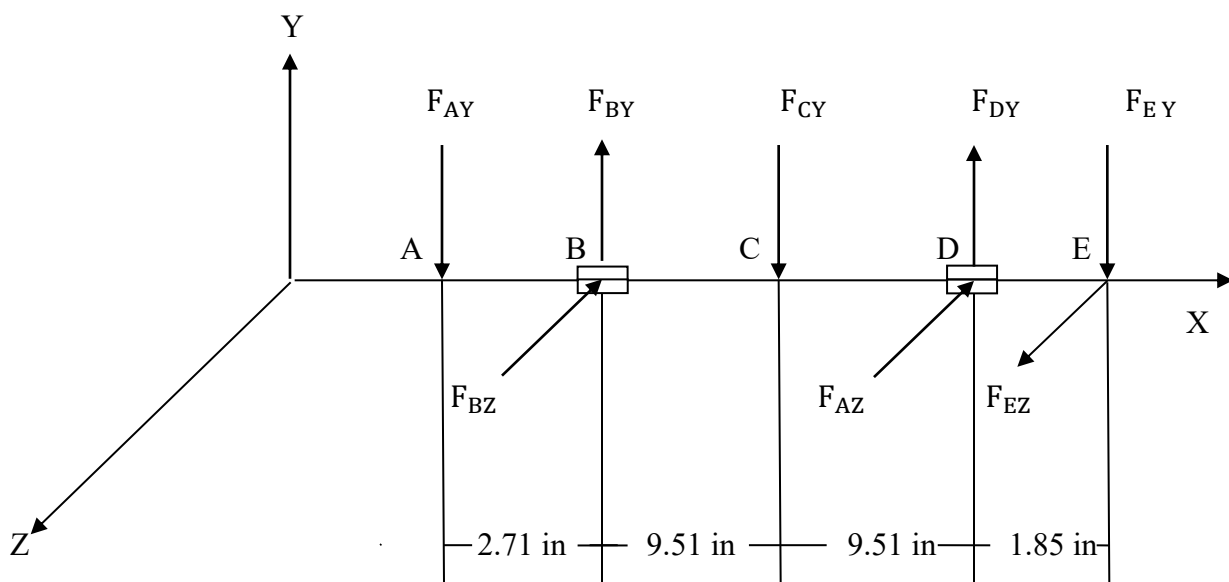


Fuente: (Elaboración propia)

Siendo A, la posición de la Catarina con un diámetro de 4.1785 in, B es la posición del rodamiento 1, C es la fuerza de presión centralizada generada por el rodillo superior, D es la posición del rodamiento 2 y E es la posición del engrane recto de entrada, el cual tiene un diámetro de 4.5 in, y un ancho de cara de 3 in. A continuación, se realiza el análisis a carga estática sobre el eje del rodillo; el cual se muestra en la “**Figura 45**”

Figura 45 .

Diagrama de fuerzas eje rodillo

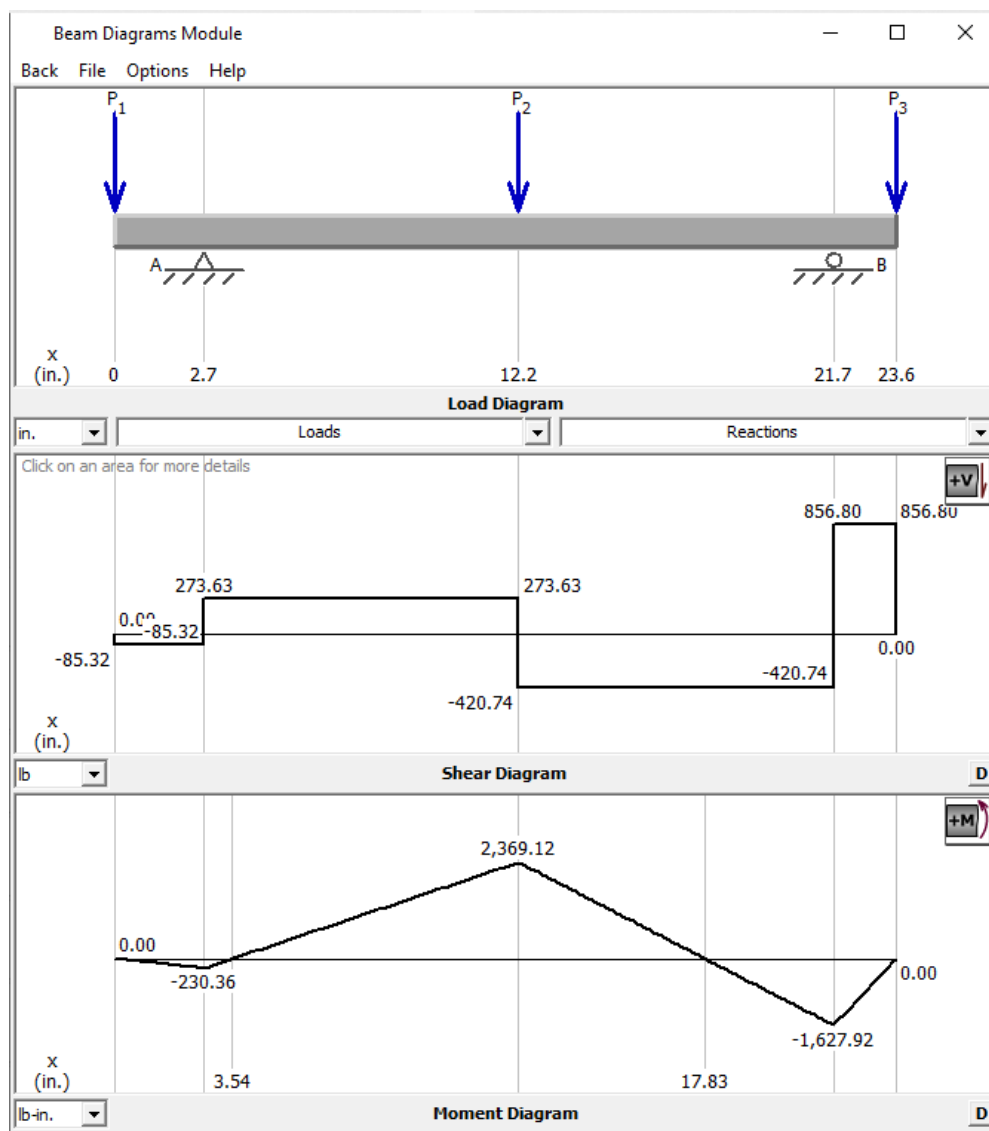


Fuente: (Autor del proyecto)

En los anteriores cálculos se obtuvieron las fuerzas que actúan sobre el Eje, con estas es posible calcular las reacciones en las chumaceras y el momento máximo en los planos XY y XZ. Este análisis se realizará con ayuda del software MDsolid como se muestra en las siguientes figuras.

Figura 46.

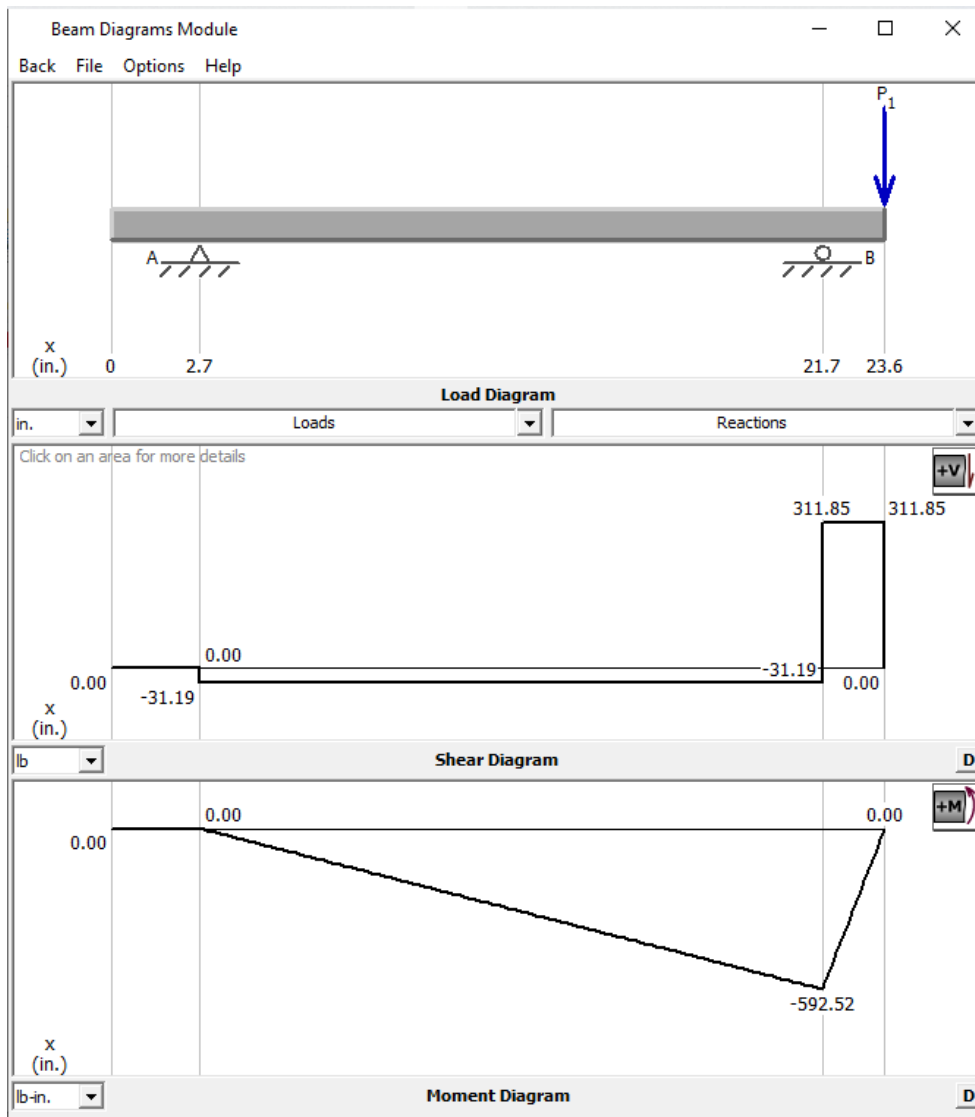
Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XY, obtenido con MDsolids



Fuente: (Autor del proyecto)

Figura 47.

Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XZ, obtenido con MDSolids



Fuente: (Autor del proyecto)

Posteriormente se prosigue con el cálculo de las reacciones los apoyos, las cuales arrojan los siguientes resultados:

$F_{BY} = 1161,4 \text{ Lb}$; $F_{DY} = 575.09 \text{ Lb}$; $F_{BZ} = 343,035 \text{ Lb}$; $F_{DZ} = -31,185 \text{ Lb}$; $M_{xy} = 2369,12 \text{ Lb.in}$; $M_{xz} = 592,25 \text{ Lb.in}$

Seguidamente se realiza el cálculo del momento máximo, con la información suministrada anteriormente.

$$M_{\text{Max}} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \quad (88)$$

$$M_{\text{Max}} = \sqrt{(2365,12 \text{ lb.in})^2 + (592,25 \text{ lb.in})^2} = 2438,17 \text{ lb.in}$$

Dado que el eje soporta el torque de la Catarina y los engranajes, se realiza una sumatoria para hallar el Torque total.

$$T_{\text{Total}} = T_{\text{Catarina}} + T_{\text{engrane}} \quad (89)$$

$$T_{\text{Total}} = F_S r_S + W_T^p r_p \quad (90)$$

$$T_{\text{Total}} = 85.32 \text{ Lbf} * 2.089 \text{ in} + 856.8 \text{ Lbf} * 2.25 \text{ in} = 2106 \text{ Lb.in}$$

A continuación se hallará el diámetro del eje, siguiendo la “ecuación (91)” y los valores encontrados.

$$d = \left[\frac{16 n}{\pi S_y} (4 M_{\text{Max}}^2 + 3 T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (91)$$

$$d = \left[\frac{16 * 1.4}{\pi * 4000 \text{ psi}} (4 * (2438,17 \text{ lb. in})^2 + 3 * (2106 \text{ Lb. in})^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} = 2.2142 \text{ in}$$

Debido a que el análisis del diámetro, se realizó bajo el efecto de cargas estáticas. Es necesario recalcularlo, dado que el eje gira a determinadas rpm, las cuales generan cargas dinámicas.

Para esto se hará uso de la procedimiento asme descrito en (Budynas & Nisbett, 2008), A continuación se establecen las propiedades del acero AISI 304.

$S_y = 40 \text{ Kpsi} (276 \text{ MPa})$ Resistencia a la tracción

$S_{ut} = 82.4 \text{ Kpsi} (568 \text{ MPa})$ Resistencia a la tensión

Seguidamente se procede a calcular los factores que determinan el límite de resistencia a la fatiga en una viga rotatoria descritos en el Cap. 6 del libro de (Budynas & Nisbett, 2008). ; para el primer factor se hará uso de los siguientes parámetros, con las propiedades del material que se extrajeron anteriormente.

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

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \quad (92)$$

$$S'_e = 0.5 * 82.4 \text{ KPsi} = 41.2 \text{ KPsi}$$

El segundo factor “ K_a ”, hace referencia a la superficie, Para hallar este se hará uso de la siguiente expresión, para los valores a y b; se utilizará la tabla de los parámetros de la condición superficial de Marín. Para maquinado o laminado en frío “Apéndice Q”

$$K_a = a S_{ut}^b \quad (93)$$

$$K_a = 2.70 * 82.4 \text{ KPsi}^{-0.265} = 0.84$$

El tercer factor se refiere al tamaño “ K_b ”, teniendo en cuenta el diámetro calculado a carga estática se procede a definir cuál de las siguientes formulas utilizar.

$$K_b = \left\{ \begin{array}{ll} 0.879 d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2\text{in} \\ 0.91 d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10\text{in} \\ 1.24 d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51\text{mm} \\ 1.51 d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{array} \right\}$$

$$K_b = 0.91 d^{-0.107} \quad (94)$$

$$K_b = 0.91 * (2.2142)^{-0.107} = 0.836$$

Seguidamente se encontrará el cuarto factor de carga " K_c ", siguiendo las recomendaciones que se muestran a continuación; las cuales dependen de en qué condición será sometido el eje.

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{Flexión} \\ 0.85 & \text{Axial} \\ 0.59 & \text{Torsión} \end{cases}$$

Dado que el eje se somete a flexión rotatoria. el factor seleccionado será:

$$K_c = 1$$

El quinto es el factor de temperatura K_d , el cual se encontró haciendo uso de la tabla que se encuentra en el “Apéndice R”; debido que no existe ninguna fuente de calor cercana que incremente el calor en el eje este factor será igual a:

$$K_d = 1$$

Para el sexto factor, que hace referencia a la confiabilidad " K_e " se utilizará la tabla que se encuentra en el “Apéndice S, para propósitos de esta investigación se hará uso de una confiabilidad del 95%.

$$K_e = 0.868$$

Por último el séptimo el factor de efectos varios " K_f " será igual a:

$$K_f = 1$$

Con los siete factores hallados anteriormente, se procede a calcular la resistencia a la fatiga " S_e " utilizando la siguiente ecuación:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (95)$$

$$S_e = 0.84 * 0.836 * 1 * 1 * 0.868 * 1 * 41.2 \text{ KPsi} = 25.11 \text{ KPsi}$$

A continuación se realizará el cálculo para los concentradores de esfuerzos, sometidos a tensión y torsión.

Del capítulo 6 del libro de (Budynas & Nisbett, 2008), se extrajo $K_t = K_f$ (flexión) & $K_{ts} = K_f$ (torsión), Los cuales aplican para acabados superficiales o laminados en frio, El valor de $K_t = 2.2$, se extrajo del capítulo 7, el cual aplica para cuñeros fresados este valor se encuentra suponiendo una relación de $r/d = 0.02$. Seguidamente se presentan las ecuaciones a utilizar para hallar estos factores.

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad (96)$$

$$K_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}} (K_{ts} - 1) \quad (97)$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (98)$$

$$\begin{aligned} \text{Flexión: } \sqrt{a} = & 0.246 - 3.08(10^{-3})S_{ut} + 1.51(10^{-5})S_{ut}^2 - \\ & 2.67(10^{-8})S_{ut}^3 \end{aligned} \quad (99)$$

$$\begin{aligned} \text{Torsión: } \sqrt{a} = & 0.190 - 2.51(10^{-3})S_{ut} + 1.35(10^{-5})S_{ut}^2 \\ & - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3 \end{aligned} \quad (100)$$

Reemplazando la ecuación (99) en la ecuación (98); para determina el valor de q y finalmente hallar K_f :

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.246 - 3.08(10^{-3})S_{ut} + 1.51(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3}{\sqrt{0.02d}}} \quad (101)$$

Reemplazando $S_{ut} = 82400$ Psi y $d = 2.2142$ in en la ecuación (101)

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.246 - 3.08(10^{-3})82400 + 1.51(10^{-5})82400^2 - 2.67(10^{-8})82400^3}{\sqrt{0.02 * 2.2142}}}$$

$$q = -1.41845 * 10^{-8}$$

Con el fin de hallar el q_{cortante} se reemplazó la ecuación (100) en la (98); para determinar el valor de K_{fs}

$$q_{\text{cortante}} = \frac{1}{1 + \frac{0.190 - 2.51(10^{-3})S_{ut} + 1.35(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3}{\sqrt{0.02d}}} \quad (102)$$

$$q_{\text{cortante}} = \frac{1}{1 + \frac{0.190 - 2.51 * (10^{-3}) * 82400 + 1.35 (10^{-5}) * 82400^2 - 2.67 * (10^{-8}) * 82400^3}{\sqrt{0.02 * 2.2142}}}$$

$$q_{\text{cortante}} = -1.4774 * 10^{-8}$$

Reemplazando los valores q y K_t , en la ecuación (96), para hallar K_f

$$K_f = 1 - 1.41845 * 10^{-8} * (2.2 - 1) = 0.999$$

A continuación se procede a hallar K_{fs} , haciendo uso del q_{cortante} y K_{ts}

$$K_{fs} = 1 - 1.4774 * 10^{-8}(2.2 - 1) = 0.999$$

El proceso realizado anteriormente se hizo con el fin de evitar una cantidad excesiva de iteraciones para hallar el diámetro final del eje. A continuación se reemplazan los valores hallados en la siguiente ecuación

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} + \left\{ \frac{1}{S_{ut}} [3(K_{fs} T)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (103)$$

$$d = \left\{ \frac{16 * 1.4}{\pi} \left\{ \frac{1}{27630} [4(0.999 * 2438.17)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} + \left\{ \frac{1}{82400} [3(0.999 * 2106)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 1.09177 \text{ in} = 27.731 \text{ mm}$$

Selección de rodamientos ejes rodillo inferior

A continuación se procede a realizar los cálculos para la selección de rodamientos los cuales se encuentran bajo carga radial. En la “Figura 44”, se muestra el esquema del rodillo conductor. Siendo B la posición del rodamiento 1 y D la del rodamiento 2. Las Fuerzas que experimentan estos puntos se mostraron anteriormente.

Selección en B

$$P = F_r = \sqrt{(F_{BY})^2 + (F_{BZ})^2} \quad (104)$$

$$P = F_r = \sqrt{(1161,4 \text{ Lb})^2 + (343,035 \text{ Lb})^2} = 1211 \text{ Lb} = 5386.8 \text{ N}$$

Seguidamente se procede a calcular la vida del rodamiento en millones de revoluciones siguiendo la ecuación (105) y reemplazando “P” y $k=3$, para rodamientos de bolas.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^k \quad (105)$$

el cálculo de L_{10} , se asume que la maquina trabajara 18 horas al día, y la vida útil del rodamiento será de dos años, y giraran a una velocidad de 85 rpm, con estas variables el resultado es de:

$$L_{10} = \left(\frac{18 \text{ h}}{\text{día}} \right) * 2 \text{ años} * \left(\frac{85 \text{ rpm}}{\text{min}} \right) * \left(\frac{365 \text{ días}}{\text{año}} \right) * \left(\frac{\text{Para } 60 \text{ min}}{\text{h}} \right)$$

$$L_{10} = 67.014 \text{ Millones de revoluciones}$$

Extrayendo raíz cubica en la ecuación (105), y despejando C.

$$C = P * \sqrt[3]{L_{10}} \quad (106)$$

$$C = 5386.8 \text{ N} * \sqrt[3]{67.014} = 21.880 \text{ KN}$$

Con el valor anterior y el diámetro del eje calculado; se procedió a seleccionar un soporte de pie, con base corta. Cuya designación es “UKPA 207 K/H”, “**Figura 48**”. El cual tiene un diámetro de 30 mm y soporta una carga de 25.5 KN, Esta es mayor que la calculada, asegurando que cumplirá su función de manera satisfactoria.

Selección en D

$$P = F_r = \sqrt{(F_{DY})^2 + (F_{DZ})^2} \quad (107)$$

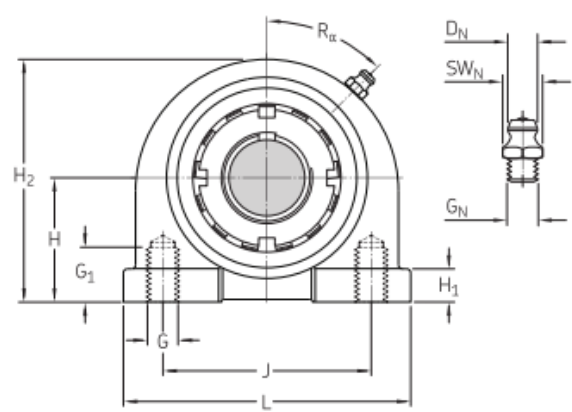
$$P = F_r = \sqrt{(575.09 \text{ Lb})^2 + (-31,185 \text{ Lb})^2} = 575.93 \text{ Lb} = 2561.86 \text{ N}$$

$$C = 2561.86 \text{ N} * \sqrt[3]{67.014} = 10.406 \text{ KN}$$

Por comodidad y simetría se optó por elegir el mismo rodamiento para el punto D, el cual cumple con su función, dado que la carga dinámica presente en él es menor.

Figura 48.

UKPA 207 K/H. – Rodamiento de bolas de base corta-



Dimensiones

d	30 mm	Diámetro del agujero
d _i	≈ 46.1 mm	Diámetro del resalte del aro interior
d ₃	52 mm	Diámetro exterior de la tuerca de fijación
A	42 mm	Ancho de la base
A ₁	22 mm	Ancho superior
B ₁	30.5 mm	Ancho total del rodamiento
B ₁	43 mm	Ancho del manguito
H	47.6 mm	Altura del centro del asiento esférico
H ₁	12.5 mm	Altura del pie
H ₂	93 mm	Altura total
J	80 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	110.5 mm	Longitud total
s ₁	24.45 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura

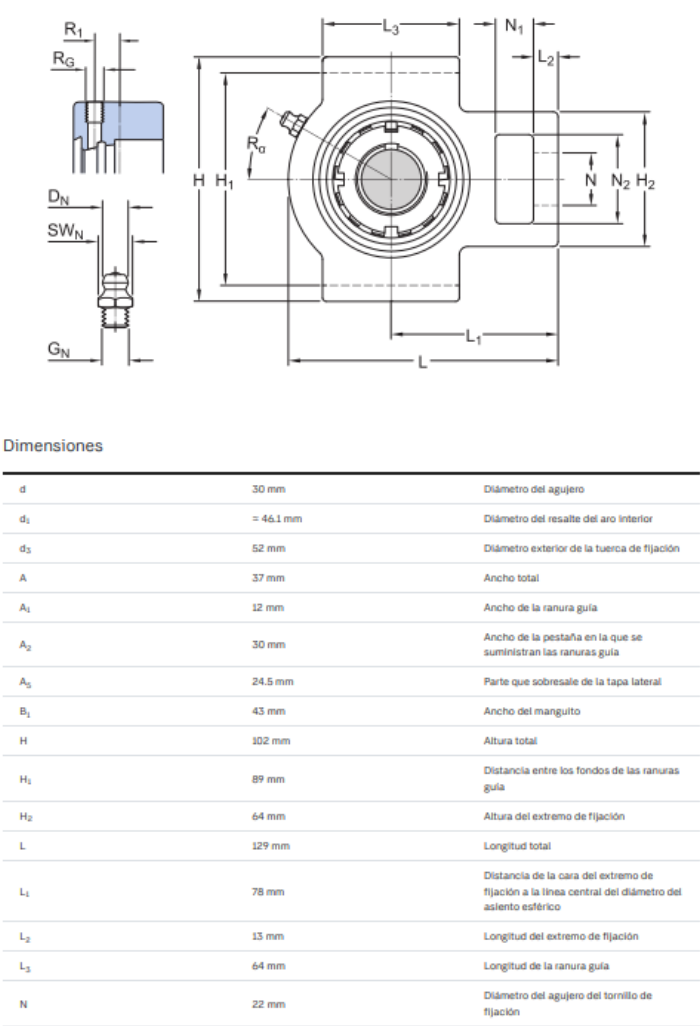
El valor especificado para s₁ es aproximado y antes de que el manguito se introduzca en el agujero del rodamiento (manguito y agujero del aro interior en posición de inicio).

Fuente: (SKF, 2024)

Dado a que el rodillo superior es móvil, se debe seleccionar una chumacera tipo T; se asume que las fuerzas presentes y el diámetro de este son iguales a las calculadas en el inferior; debido al principio de acción y reacción de Newton. Se opto por seleccionar “UKT 207 K/H”; Este soporta una carga de 25.5 KN; siendo mayor a las reacciones en los apoyos mostradas anteriormente

Figura 49.

UKT 207 K/H - Rodamiento de bolas tipo T

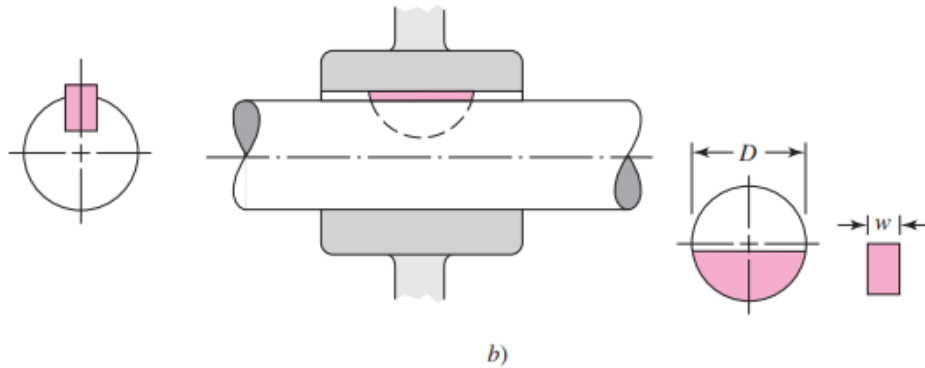


Fuente: (SKF, 2024)

Diseño de cuña transmisión de potencia rodillos

Figura 50.

Dimensiones cuñas Woodruff



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Para determinar la longitud de la cuña, primero debe considerarse el diámetro del eje; el cual se calculó anteriormente y se seleccionó uno de 30 mm ó 1.1811 pulg. Teniendo en consideración la tabla del “Apéndice T”, y la información suministrada por esta, se extrajeron los siguientes datos.

$$W = \text{Ancho} = \frac{1}{4} \text{ pulg} = 6.35 \text{ mm}$$

$$H = \frac{3}{16} \text{ pulg} = 4.7625 \text{ mm}$$

$$\text{Profundidad del cuñero} = \frac{3}{32} \text{ pulg} = 2.38125 \text{ mm}$$

A continuación se utiliza la ecuación (108) para hallar el par de torsión en el eje resultando:

$$T = \frac{63025 H}{n} \quad (108)$$

$$T = \frac{63025 * 2}{85} = 1482.9 \text{ Lb} * \text{pulg}$$

$$F = \frac{T}{r} \quad (109)$$

Siendo:

T= Torque transmitido por la Catarina al eje

F= Fuerza cortante en la superficie

r= Radio exterior del eje.

$$F = \frac{1482.9 \text{ Lb} * \text{Pulg}}{1.1811/2} = 2511.11 \text{ Lb}$$

Haciendo uso de la teoría de distorsión y seleccionando acero 1018; el cual presenta una resistencia a la fluencia de 32 KPsi, la resistencia al cortante se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$S_{sy} = 0.577 S_y \quad (110)$$

$$S_{sy} = 0.577 * 32 \text{ KPsi} = 18.464 \text{ KPsi}$$

Para determinar la falla por cortante se utilizará la siguiente ecuación y un factor de seguridad “n = 3”,

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{wl} \quad (111)$$

$$\frac{18464 \text{ Psi}}{3} = \frac{2511.11 \text{ Lb}}{0.25 \text{ pulg } l}$$

$$l = 1.63 \text{ pulg}$$

Finalmente para resistir el aplastamiento, se utilizará el área de la mitad de la cara de la cuña

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{tl/2} \quad (112)$$

$$\frac{32\,000 \text{ Psi}}{3} = \frac{2511.11 \text{ Lb}}{0.25 \text{ } l/2}$$

$$l = 1.8833 \text{ pulg}$$

Esta longitud de la cuña se puede tomar tanto para los engranajes rectos, como para la Catarina impulsora que se ubica en el rodillo inferior.

Esfuerzo de contacto entre los rodillos. A continuación se procede a determinar los esfuerzos de contacto cilíndricos con las variables mostradas, haciendo uso de la ecuación (11) a la (15), del marco teórico, El módulo de elasticidad “E” y la relación de Poisson “v” se extrajeron del “Apéndice U”

$$d_1 = d_2 = 114.3 \text{ mm} = 4.5 \text{ Pulg}$$

$$E = 27.6 \text{ MPsi}$$

$$F_r = 11561 \text{ N} = 2599.02 \text{ Lbf}$$

$$v = 0.305$$

$$l = 400 \text{ mm} = 15.748 \text{ Pulg}$$

La ubicación del esfuerzo cortante máximo será igual a:

$$b = \sqrt{\left(\frac{2599.02 \text{ Lbf}}{\pi * 15.748 \text{ Pulg}} \right) \left(\frac{\left(\frac{1 - 0.305^2}{27.6 * 10^6} \right) + \left(\frac{1 - 0.305^2}{27.6 * 10^6} \right)}{\frac{1}{4.5 \text{ pulg}} + \frac{1}{4.5 \text{ pulg}}} \right)}$$

$$b = 0.00394 \text{ pulg}$$

Dado que para rodillos es igual el material $v_1 = v_2$, por lo tanto:

$$z = 0.4 b$$

(113)

$$z = 0.4 * 0.00394 \text{ Pulg} = 0.001576 \text{ pulg}$$

Se procede a calcular la presión máxima haciendo uso de la siguiente expresión:

$$P_{\text{máx}} = \frac{2 * 2599.02 \text{ Lbf}}{\pi * 0.0039 \text{ pulg} * 15.748 \text{ pulg}}$$

$$P_{\text{máx}} = 26\,940 \text{ Psi}$$

Esfuerzo máximo en x, y, z

$$\sigma_x = -2 * 0.305 * 26\,940 \text{ Psi} \left(\sqrt{1 + \frac{0.001576^2}{0.00394^2}} - \left| \frac{0.001576}{0.00394} \right| \right)$$

$$\sigma_x = -14\,326 \text{ Psi}$$

$$\sigma_y = -26\,940 \text{ Psi} \left(\frac{1 + 2 \frac{0.001576^2}{0.00394^2}}{\sqrt{1 + \frac{0.001576^2}{0.00394^2}}} - 2 \left| \frac{0.001576}{0.00394} \right| \right)$$

$$\sigma_y = -11\,465 \text{ Psi}$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-26\,940 \text{ Psi}}{\sqrt{1 + \frac{0.001576^2}{0.00394^2}}}$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = -25013 \text{ Psi}$$

El anterior análisis muestra que el esfuerzo máximo de compresión en los rodillos, se ubica en la dirección del eje Z y es de 25013 Psi, el cual es un valor bajo para el soportado por el material que se seleccionó.

Sistema de desfibrado. Para el análisis de este sistema se realizarán los cálculos asociados de los elementos que lo conforman.

Número de cuchillas cilindro desfibrador. Con el fin de determinar la cantidad de cuchillas del cilindro se utilizará la ecuación (1), la cual se encuentra en el marco teórico, considerando que el diámetro del tubo es de 355.60 mm.

$$N_k = \frac{2 * \pi}{2 * \tan\left(\frac{50}{355.6}\right) + \tan\left(\frac{25}{355.6}\right)} = 17.77 \text{ cuchillas}$$

$$N_k = 18 \text{ cuchillas}$$

Potencia requerida en cilindro desfibrador. Para determinar la potencia total se debe tener en consideración, la que se necesita para desprender la pulpa, y la necesaria para vencer la inercia. A continuación se hallará la primera.

$$P_{\text{total}} = P_{\text{des}} + P_{\text{inercia}} \quad (114)$$

Potencia necesaria para la limpieza

$$P_{des} = M_{des} * w_{cil} \quad (115)$$

Siendo:

P_{des} = Potencia requerida para descortezar “W”

M_{des} = Momento generado por el cilindro al descortezar. “N.m”

w_{cil} = Velocidad angular del cilindro “rad/seg”

El momento será igual a:

$$M_{des} = F_{des} * r_{corte} \quad (116)$$

Donde:

F_{des} = Fuerza necesaria para descortezar una hoja. “N”

r_{corte} = Radio de centro de giro hasta el filo de las cuchillas “m”

Según indica (Mayorga Hernández, 2004), La fuerza necesaria para desprender la pulpa de velocidad óptima para realizar este proceso es de 1500 rpm o una penca es de 28 N, esta máquina se diseñó para procesar dos pencas al tiempo. Por ende $F_{des} = 56$ N. Por su parte (del Rio et al., 2022); a partir de diferentes pruebas en operación determino que la 157.079 rad/seg.

Haciendo uso del software SolidWorks y el sólido diseñado; se determinó la masa total del conjunto del cilindro desfibrador arrojando una masa de 73.571 Kg; y un $r_{\text{corte}} = 0.2361 \text{ m}$; el valor de momento se determina a continuación:

$$M_{\text{des}} = 56 \text{ N} * 0.2361 \text{ m} = 13.222 \text{ N.m}$$

Finalmente para determinar la potencia requerida para descortezar se aplicará la ecuación (115) con las variables que se indicaron anteriormente.

$$P_{\text{des}} = 13.222 \text{ N.m} * 157.079 \text{ rad/seg}$$

$$P_{\text{des}} = 2076.9 \text{ W} = 2.785 \text{ hp}$$

Potencia necesaria para vencer la inercia Seguidamente se procede a calcular la potencia para vencer la inercia con los datos que se proporcionaron anteriormente y las siguientes ecuaciones:

$$P_{\text{inercia}} = T_{\text{inercia}} * w_a \quad (117)$$

Siendo

T_{inercia} =Torque necesario para vencer la inercia

w_a =Velocidad angular

Aplicando el mismo análisis realizado para M_{des} , se tiene que:

$$T_{\text{inercia}} = I * \alpha \quad (118)$$

Donde

I = Momento de inercia de un cuerpo “Kg.m”

α = Aceleración angular del cilindro durante el arranque;

$$\alpha = \frac{w_2 - w_1}{t} \quad (119)$$

El momento de inercia del cilindro será:

$$I = \frac{1}{2} m_c r_c^2 \quad (120)$$

Siendo

$m_c = 73.571 \text{ kg}$ = Masa total de todos los componentes del cilindro

$r_c = 0.3556 \text{ m}$ = Radio de giro del cilindro

$$I = \frac{1}{2} * 73.571 \text{ kg} * (0.3556 \text{ m})^2 = 4.65 \text{ kg.m}^2$$

(Mayorga Hernández, 2004), determina que la velocidad angular en el primer segundo del arranque del motor es de 0.3142 rad/seg, reemplazando en la ecuación (119); se obtiene:

$$\alpha = \frac{0.3142 \text{ rad/s} - 0}{1 \text{ seg}} = 0.3142 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}$$

Reemplazando α en la ecuación (118)

$$T_{\text{inercia}} = 4.65 * 0.3142 = 1.46 \text{ Nm}$$

$$P_{\text{inercia}} = 1.46 \text{ Nm} * 0.3142 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} = 0.459 \text{ W} = 0.0006 \text{ hp}$$

Por lo tanto la potencia total será igual a

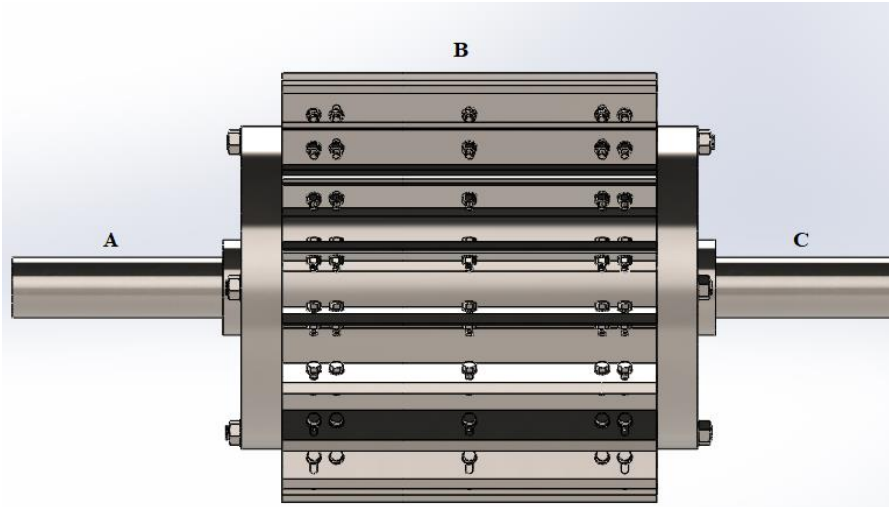
$$P_{\text{total}} = 2.785 \text{ hp} + 0.0006 \text{ hp} = 2.7856 \text{ hp}$$

Dado que no existe un motor en el mercado con esta potencia se seleccionará uno de 3 hp

Diseño del eje cilindro desfibrador. A continuación se presenta el cilindro desfibrador, el cual recibe potencia a partir de un motor eléctrico de 3 hp, mediante transmisión directa. Para su análisis se seleccionó acero AISI 304 “Apéndice P”

Figura 51.

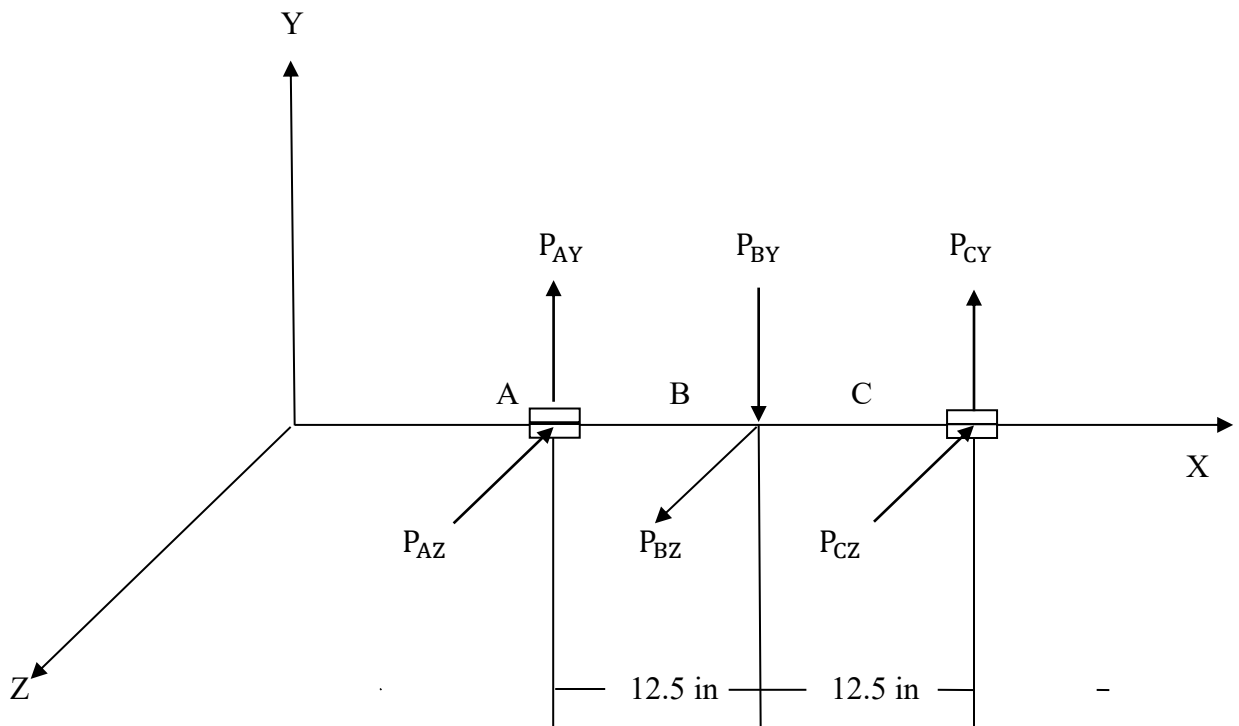
Esquema cilindro desfibrador



Fuente: (Elaboración propia)

Figura 52.

Diagrama de fuerzas eje cilindro desfibrador



Fuente: (Elaboración propia)

Siendo A, la posición del rodamiento 1, B es la masa del cilindro centralizada C es la posición del rodamiento. A continuación, se realiza el análisis a carga estática sobre el eje del rodillo; el cual se muestra en la “**Figura 52**”

A continuación se procede a calcular las fuerzas y el torque que actúan sobre el eje, con las siguientes ecuaciones para posteriormente; determinar las reacciones en las chumaceras.

$$P_{BZ} = \frac{33000 H_c}{v_c} \quad (121)$$

$$v_c = \frac{\pi d_c n_c}{12} \quad (122)$$

$$T_c = \frac{63025 * H_c}{n_c} \quad (123)$$

Reemplazando el diámetro externo de 18.59 pul y 1500 rpm en la ecuación (122)

$$v_c = \frac{\pi * 18.59 \text{ pulg} * 1500 \text{ rpm}}{12} = 7300 \text{ ft/min}$$

Con una potencia de 3 hp se tiene:

$$P_{BZ} = \frac{33000 * 3 \text{ hp}}{7300 \text{ ft/min}} = 13.56 \text{ lbf}$$

Se procede con la determinación del torque, el cual será necesario para determinar el diámetro del eje.

$$T_c = \frac{63025 * 3 \text{ hp}}{1500 \text{ rpm}} = 126.05 \text{ lb. pulg}$$

Debido a que se conoce la masa total del cilindro junto con las cuchillas y los tornillos; gracias a SolidWorks. es posible calcular la fuerza que ejerce sobre el eje.

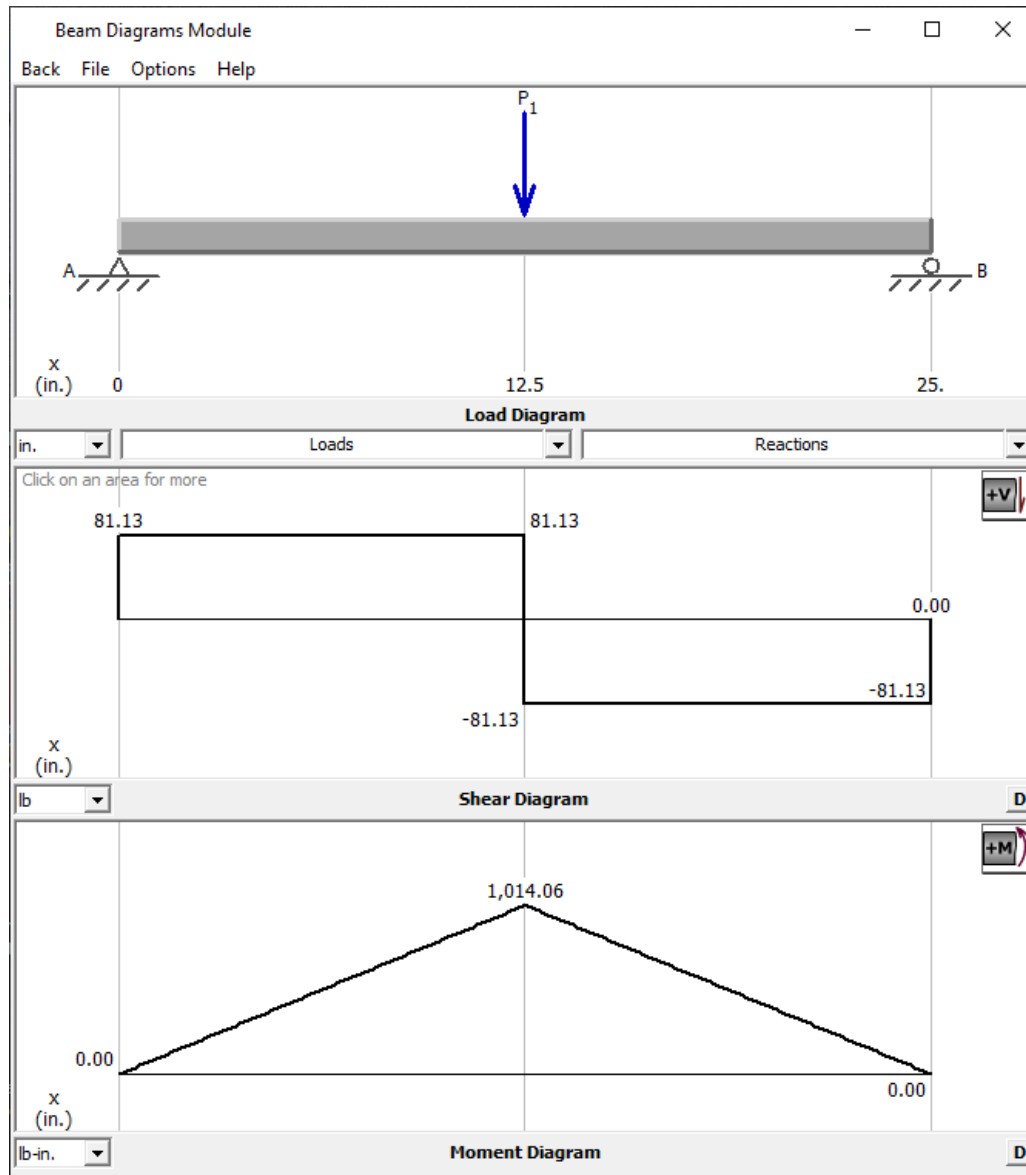
$$P_{BY} = m_c * 32.134 \quad (103)$$

$$P_{BY} = 162.25 \text{ lbf}$$

Con estos datos es posible calcular las reacciones en las chumaceras y el momento máximo en los planos XY y XZ. Este análisis se muestra a continuación y se realizará con ayuda del software MDSolids.

Figura 53.

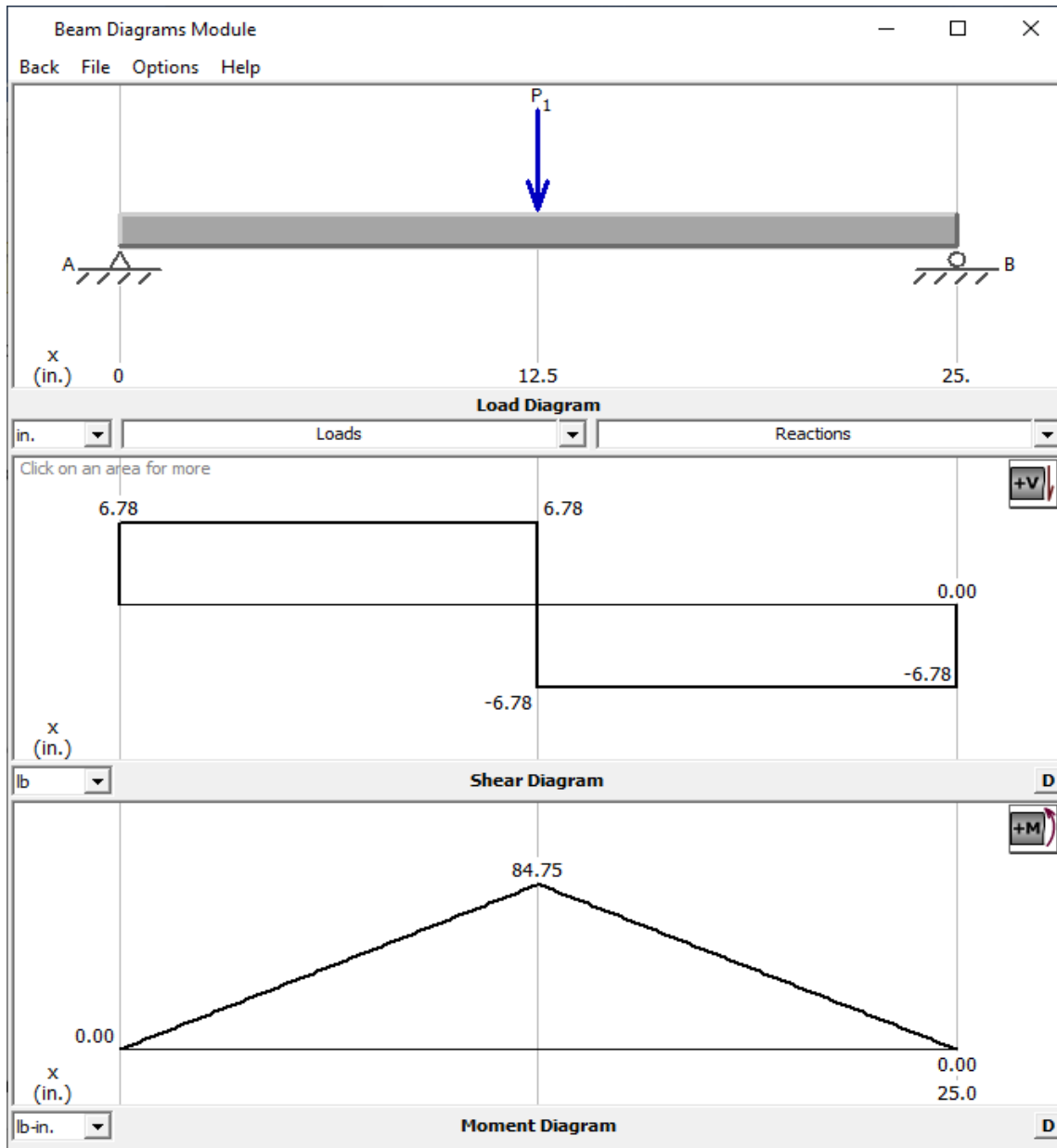
Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XY, del eje del cilindro obtenido con MDSolids



Fuente: (Elaboración propia)

Figura 54-

Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XZ, del eje del cilindro obtenido con MDSolids



Fuente: (Elaboración propia)

El resultado de en los puntos donde se ubican los rodamientos y los momentos flectores máximos se muestran a continuación:

$P_{AY} = 81.125 \text{ Lb}$; $P_{CY} = 6.78 \text{ Lb}$ $P_{AZ} = 81.125 \text{ Lb}$; $F_{CZ} = 6.78 \text{ Lb}$; $M_{xy} = 1014.06 \text{ Lb. pulg}$; $M_{xz} = 84.75 \text{ Lb. pulg}$

Se determina el momento máximo con la ecuación (88)

$$M_{\text{Max}} = \sqrt{(84.75 \text{ Lb. pulg})^2 + (1014.06 \text{ Lb. pulg})^2}$$

$$M_{\text{Max}} = 1014.68 \text{ Lb. pulg}$$

A continuación se procede a calcular el diámetro del eje haciendo uso de la ecuación (91) y con las fuerzas, los momentos y torque hallados anteriormente

$$d = \left[\frac{16 * 1.4}{\pi * 4000 \text{ psi}} (4 * (1014.68 \text{ Lb. in})^2 + 3 * (126.05 \text{ lb. in})^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 1.538 \text{ in}$$

Tal como se mencionó anteriormente, este diámetro se halló bajo carga estática, por ello es necesario realizar el siguiente análisis; para determinar el diámetro real del eje

Para esto se hará uso de la procedimiento asme descrito en (Budynas & Nisbett, 2008), A continuación se establecen las propiedades del acero AISI 304, el cual fue el mismo utilizado para el diámetro del eje de los rodillos .

$S_y = 40 \text{ Kpsi} (276 \text{ MPa})$ Resistencia a la tracción

$S_{ut} = 82.4 \text{ Kpsi} (568 \text{ MPa})$ Resistencia a la tensión

Haciendo uso de la ecuación (92), para hallar S'_e :

$$S'_e = 0.5 * 82.4 \text{ Kpsi} = 41.2 \text{ Kpsi}$$

El segundo factor se hallará con la ecuación (93)

$$K_a = 2.70 * 82.4 \text{ Kpsi}^{-0.265} = 0.84$$

Para el tercer factor, el de tamaño se tiene en consideración el tamaño del eje calculado y dado que es menor de 2 pulgadas se utilizará la siguiente ecuación

$$K_b = 0.879 d^{-0.107} \quad (124)$$

$$K_b = 0.879 * (1.538)^{-0.107} = 0.8394$$

El cuarto factor es el de carga y dado que el eje se encuentra en flexión, será igual a:

$$K_c = 1$$

El quinto es el factor de temperatura K_d , se tomará como 1, dado que se encuentra a temperatura ambiente y no hay una fuente de calor cercana que incremente esta.

$$K_d = 1$$

El sexto factor es la confiabilidad y se tomara una confiabilidad del 95%, siendo igual a:

$$K_e = 0.868$$

Finalmente el séptimo factor, de efectos varios se tomará como 1

$$K_f = 1$$

Determinados estos siete factores se proceden a reemplazar en la ecuación (95), para determinar el valor de " S_e "

$$S_e = 0.84 * 0.818 * 1 * 1 * 0.8394 * 1 * 41.2 \text{ KPsi} = 23.7628 \text{ KPsi}$$

El mismo análisis realizado para determinar el valor de " K_t " en el eje de los rodillos también se usará en este, resultando $K_t = 2.2$

Reemplazando $S_{ut} = 82400 \text{ Psi}$ y $d = 1.957 \text{ in}$ en la ecuación (101), para hallar " q "

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.246 - 3.08(10^{-3})82400 + 1.51(10^{-5})82400^2 - 2.67(10^{-8})82400^3}{\sqrt{0.02 * 1.538}}}$$

$$q = -1.18218 * 10^{-8}$$

A continuación se procede a hallar el q_{cortante} con la ecuación (102)

$$q_{\text{cortante}} = \frac{1}{1 + \frac{0.190 - 2.51 * (10^{-3}) * 82400 + 1.35 (10^{-5}) * 82400^2 - 2.67 * (10^{-8}) * 82400^3}{\sqrt{0.02 * 1.538}}}$$

$$q_{\text{cortante}} = -1.181319 * 10^{-8}$$

Reemplazando los valores q y K_t , en la ecuación (96), para hallar K_f

$$K_f = 1 - 1.18218 * 10^{-8} * (2.2 - 1) = 0.999$$

A continuación se procede a hallar K_{fs} , haciendo uso del q_{cortante} , K_{ts} y la ecuación (97)

$$K_{fs} = 1 - 1.181319 * 10^{-8} * (2.2 - 1) = 0.999$$

Con los datos obtenidos anteriormente, se procede a hallar el diámetro final del eje, reemplazándolos en la ecuación (103)

$$d = \left\{ \frac{16 * 1.4}{\pi} \left\{ \frac{1}{23762.80} [4 * (0.999 * 1014.68)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} + \left\{ \frac{1}{82400} [3 * (0.999 * 126.05)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.8485 \text{ Pulg} = 21.5519 \text{ mm}$$

Selección de rodamientos cilindro desfibrador. Se procede a realizar los cálculos para la selección de rodamientos los cuales se experimentan carga radial. En la “**Figura 44**”, se muestra el esquema del eje del cilindro desfibrador. Donde A es la posición del rodamiento 1 y C la del rodamiento 2. Las Fuerzas en estos puntos se mostraron anteriormente

Selección en A

Haciendo uso de la ecuación (107) y las fuerzas resultantes en el punto A

$$P = F_r = \sqrt{(F_{BY})^2 + (F_{BZ})^2} \quad (125)$$

$$P = F_r = \sqrt{(81.125 \text{ Lb})^2 + (81.125 \text{ Lb})^2} = 81.125 \text{ Lb} = 227.4153 \text{ N}$$

$$P_{AY} = 81.125 \text{ Lb}; \quad P_{CY} = 6.78 \text{ Lb} \quad P_{AZ} = 81.125 \text{ Lb}; \quad F_{CZ} = 6.78 \text{ Lb}; \quad M_{xy} = 1014.06 \text{ Lb.}$$

$$\text{pulg}; \quad M_{xz} = 84.75 \text{ Lb. pulg}$$

El cálculo de L_{10} , se asume que la maquina trabajara 18 horas al día, y la vida útil del rodamiento será de dos años, para realizar el cambio en los mantenimientos preventivos de los rodamientos de los rodillos y estos; giraran a una velocidad de 1500 rpm, con estas variables el resultado es de:

$$L_{10} = \left(\frac{18 \text{ h}}{\text{día}}\right) * 2\text{años} * \left(\frac{1500 \text{ rpm}}{\text{min}}\right) * \left(\frac{365 \text{ días}}{\text{año}}\right) * \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{h}}\right)$$

$$L_{10} = 1182.6 \text{ Millones de revoluciones}$$

Utilizando la ecuación (106), reemplazando L_{10} ; y utilizando $k = 3$ con el fin de hallar la carga dinámica “C”

$$C = 227.4153 \text{ N} * \sqrt[3]{1182.6} = 2404.91 \text{ N} = 2.4049 \text{ KN}$$

Con el valor de la carga y el diámetro del eje calculado; se seleccionó un soporte de pie, Cuya designación es “P2B014 TF”, “**Figura 55**Figura 48”. Este presenta un diámetro interior de 22.225 mm y soporta una carga de 14 KN, siendo esta mayor que la calculada, lo que asegura que cumplirá su tarea satisfactoriamente.

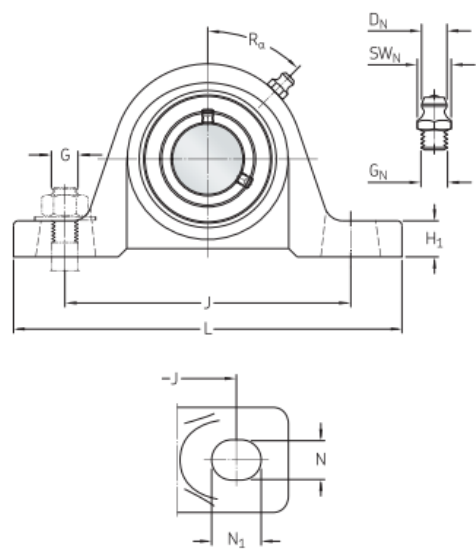
Selección en C

$$P = F_r = \sqrt{(6.78)^2 + (6.78)^2} = 6.78 \text{ Lb} = 30.16 \text{ N}$$

$$C = 30.16 \text{ N} * \sqrt[3]{1182.6} = 110.04 \text{ N} = 0.11004 \text{ KN}$$

Por comodidad y simetría se optó por elegir el mismo rodamiento para el punto A.

Figura 55 –
P2B014 TF – Rodamiento de bolas con soporte de pie



Dimensiones		
d	22.225 mm	Diámetro del agujero
d _i	≈ 33.74 mm	Diámetro del resalte del aro interior
A	38.1 mm	Ancho de la base
A _i	21.27 mm	Ancho superior
B	34.1 mm	Ancho del aro interior
B ₄	5 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
H	36.51 mm	Altura del centro del asiento esférico
H ₁	15.88 mm	Altura del pie
H ₂	70.64 mm	Altura total
J	104.78 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
J	max. 114.305 mm	Distancia entre los tornillos de fijación

Fuente: (SKF, 2024)

Diseño de cuña eje cilindro desfibrador. Para encontrar el largo de la cuña, se considera el diámetro del eje; que se calculó anteriormente. Se busco un diámetro comercial que coincidiera con el diámetro interno de los rodamientos, siendo la elección uno de 22.225 mm o 0.875 pulg; considerando el “ Apéndice T”. Se extrajo los datos que se muestran a continuación:

$$W = \text{Ancho} = 3/16 \text{ pulg} = 4.7625 \text{ mm}$$

$$H = 1/8 \text{ pulg} = 3.175 \text{ mm}$$

$$\text{Profundidad del cuñero} = 1/16 \text{ pulg} = 1.5875 \text{ mm}$$

El torque se obtuvo anteriormente resultando:

$$T_c = 126.05 \text{ lb. pulg}$$

T_c = Torque transmitido por el motor al eje

F_c = Fuerza cortante en la superficie

r_c = Radio desde el centro hasta la punta de las cuchillas.

$$F_c = \frac{T_c}{r_c} \quad (126)$$

$$F_c = \frac{126.05 \text{ lb. pulg}}{4.6476 \text{ pulg}} = 27.1215 \text{ lb}$$

Se hará uso de la teoría de distorsión y seleccionando acero 1018; que presenta una resistencia a la fluencia de 32 KPsi, seguidamente se hallará la resistencia al cortante por medio de la ecuación (110):

$$S_{sy} = 0.577 * 32 \text{ KPsi} = 18.464 \text{ KPsi}$$

Para determinar la falla por cortante se utilizará la ecuación (111) y el factor de seguridad será “ $n = 3$ ”,

$$\frac{18464 \text{ Psi}}{3} = \frac{27.1215 \text{ lb}}{0.1875 \text{ pulg} * l}$$

$$l = 0.0235 \text{ pulg}$$

Para finalizar, se determinará el largo sometido al aplastamiento, utilizando el área de la mitad de la cara de la cuña; a partir de la ecuación (112).

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{tl/2} \quad (127)$$

$$\frac{32\,000 \text{ Psi}}{3} = \frac{27.1215 \text{ Lb}}{0.1875 \text{ l}/2}$$

$$l = 0.02712 \text{ pulg}$$

Cálculos sistema transporte y separación de residuos. Para realizar los cálculos asociados a este sistema se tendrá en consideración los pasos descritos por la norma CEMA & el catálogo para un transportador de tornillo, cuyas ecuaciones fueron mostradas anteriormente.

Paso 1. Determinar las propiedades del material a ser transportado. Como se mencionó anteriormente, en este paso se busca encontrar las variables que serán necesarias para el desarrollo de los cálculos, haciendo énfasis en el flujo de transporte. Para la temperatura se tomará la del ambiente; según (Espín & Cárdenas, 2015), la densidad del fique es igual a $870 \frac{Kg}{m^3}$

Según, (Ministerio del Ambiente, Vivienda y Desarrollo Rural, 2006), la hoja del fique está compuesta de 5 % de fibra, 8% estopa y 17 % bagazo. Por lo tanto el porcentaje de masa que se transportara el de 95 % del total que ingresa. Tomando en consideración que el tipo clase de fique que más se encuentra en la región es “uña de águila”, se tomaran las medidas de esta variedad como base para este estudio. Los autores citados anteriormente describen que el largo de estas hojas es de 150 a 200 cm y el ancho es de 8 a 14 cm y un espesor promedio de 0.7 cm.

Flujo de transporte “Q”:

$$Q = \frac{V_t}{t_e} \left(\frac{ft^3}{s} \right) \quad (128)$$

Siendo

V_t = Volumen total de los residuos ingresan

t_e = Tiempo que tarda en ingresar un par de hojas

Tiempo que tarda en ingresar un par de hojas en “segundos” Considerando que la velocidad de ingreso; será la misma que la del piñón conductor del rodillo, la cual se halló anteriormente y dio como resultado 100.14 ft/min o 1.669 ft/seg. Para propósitos de esta investigación se asumirá un largo de la hoja de 200 cm o 6.562 ft. Con esta información se puede determinar el tiempo que tarda en ingresar un par de hojas, con la siguiente ecuación:

$$t_e = \frac{L_h}{v_e} \quad (129)$$

$$t_e = \frac{6.562 \text{ ft}}{1.669 \text{ ft/seg}} = 3.93 \text{ seg}$$

Para determinar el volumen de una hoja se tendrá en consideración, las medidas mostradas anteriormente.

$$V_h = \text{Largo} * \text{ancho} * \text{espesor} \quad (130)$$

$$V_h = 2\text{m} * 0.14 \text{ m} * 0.007 \text{ m} = 0.00196 \text{ m}^3 = 0.0692167 \text{ ft}^3$$

Dado que se planea diseñar la máquina, pueden ingresar 2 hojas al tiempo, siendo el total de los residuos un 95 % de la masa, esto resultara con un volumen total de:

$$V_t = 0.0692167 \text{ ft}^3 * 2 \text{ hojas} * 0.95 = 0.13151173 \text{ ft}^3$$

Reemplazando el volumen total y el tiempo de entrada en la ecuación (128)

$$Q = \frac{0.13151173 \text{ ft}^3}{3.93 \text{ seg}} = 0.0334635 \text{ ft}^3/\text{seg} = 120.4687 \text{ ft}^3/h$$

Paso 2 Identificar el material y el código del material, con el uso de la tabla A del catálogo “Screw Conveyor components & design”

D= densidad del fique = 54.3151 Lb/ft³

E= tamaño del material = irregular fibrosos

4= Fluidez lenta

6= Moderadamente abrasivo

T= moderadamente corrosivo

Código: “DE46T”

Seleccionado el que más se acerca en la tabla K, 30E46XY “asbestos”

Paso 3. Calcular la capacidad del transportador. Dado que se conoce la densidad del fique y el volumen de una hoja, se procede a calcular la masa que ingresa en una hora

$$m = D V_h \quad (131)$$

$$m = 54.3141 \frac{\text{Lb}}{\text{ft}^3} * 0.0692167 \text{ ft}^3 = 3.7594 \text{ Lb}$$

Dado que ingresan dos hojas al tiempo, y el 95 % son residuos

$$m_t = 3.7594 \text{ Lb} * 2 \text{ hojas} * 0.95 = 7.1429 \text{ Lb}$$

La masa anterior ingresa en 3.93 seg, se procede a determinar la masa que ingresa en 1 hora.

$$m_{1h} = \frac{7.1429 \text{ lb}}{3.93 \text{ seg}} * \frac{3600}{h} = 6543.15 \text{ lb/h}$$

Se recalculando la capacidad requerida será,

$$Q = \frac{m_{1h}}{D} \quad (132)$$

$$Q = \frac{6543.15 \text{ lb/h}}{54.3141 \frac{\text{Lb}}{\text{ft}^3}} = 120.4687 \text{ ft}^3/\text{h}$$

Para un paso medio y un diámetro del tornillo de 9 pulg, el paso será igual a 1/2 del diámetro

$$\text{Paso} = \frac{1}{2} * 9 \text{ pulg} = 4.5 \text{ pulg}$$

Por lo tanto, según el Apéndice C

$$C F_1 = 2$$

El factor de capacidad de modificación del vuelo del tornillo “C F₂”, se tomará como estándar por lo tanto

$$C F_2 = 1$$

Para finalizar no se tomará un factor especial de capacidad para la paleta mezcladora. " siendo “C F₃”:

$$C F_3 = 1$$

Haciendo uso de la ecuación (38), y reemplazando Q

$$C = 120.4687 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}} * 2 * 1 * 1 = 240.9374 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}}$$

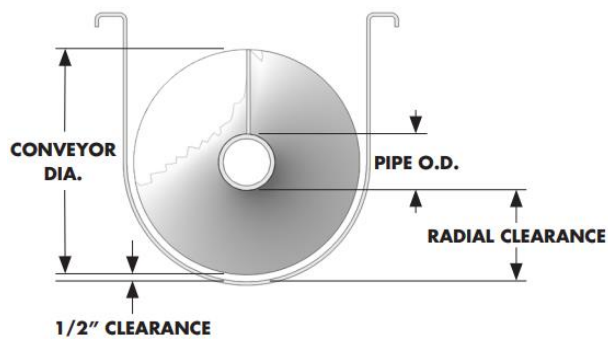
Paso 4. Calcular la velocidad angular del tornillo. La capacidad a 1 rpm, se determinó con la Tabla D o “Apéndice D”, haciendo uso de la ecuación (39)

$$N_{\text{tornillo}} = \frac{240.9374}{17.6} = 13.689 \text{ rpm} = 14 \text{ rpm}$$

Las medidas que se muestran en la siguiente figura se extrajeron de la tabla E del catálogo,” Screw Conveyor components & design”- Para un tornillo de 9 pulgadas de diámetro y un 95 % de capacidad

Figura 56.-

Interior del canal de un tornillo



Fuente: (Conveyor Engineering & Manufacturing Co, 2012)

Diámetro del tornillo: 9 pulg

Diámetro exterior del tubo: 2.875 pulg

Espacio libre: 3.8125 pulg

Largo del tornillo “L”. Esta longitud se calcula teniendo en cuenta el tiempo de mezclado que se requiera y el paso será igual al diámetro para tornillos estándar. Se encontrará teniendo en cuenta la siguiente ecuación y un tiempo de mezcla de 40 segundos

$$L = \frac{N_{\text{tornillo}} * \text{paso del tornillo} * \text{Tiempo en minutos}}{12} \quad (133)$$

$$L = \frac{14 \text{ rpm} * 4.5 \text{ pulg} * \frac{40 \text{ seg}}{60 \text{ seg}}}{12} = 5.25 \text{ ft}$$

Paso 5. Determinar la potencia de operación del tornillo. Debido a que el transportador no trabaja en un plano vertical; se procederá a la potencia necesaria para superar la fricción interna del tornillo “ HP_f ”, la potencia necesaria para el transporte horizontal; haciendo uso de las ecuaciones (40) a (43) los factores F_d , F_b , F_f y F_p se determinan en las tablas L, M, J y K respectivamente; “Apéndice E”

F_d =Factor de diámetro “9 pulg” = 31

F_m =Factor de modificación para una carga del 95 % “estándar” =1

F_b =Factor de potencia del cojinete de suspensión “bronce” = 1.7

F_p =Factor de la paleta “ninguno” = 1

F_t =Factor del material =1

$$HP_f = \frac{5.25 \text{ ft} * 14 \text{ rpm} * 31 * 1.7}{1000000} = 0.03873$$

$$HP_h = \frac{240.9374 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}} * 5.25 \text{ ft} * 54.3141 \frac{\text{Lb}}{\text{ft}^3} * 1 * 1}{1000000} = 0.068574$$

F_o , Se determina sumando HP_f y $HP_h = 0.0744$, y aplicando la siguiente condición

$$HP_f + HP_m \geq 5.2 ; F_o = 1$$

$$HP_f + HP_m < 5.2 ; F_o = \ln(HP_f + HP_m) * -0.6115 + 2.024$$

$$F_o = 3.6291$$

Siendo $e = "e * e"$, utilizando la tabla G1 y G2, del catálogo, por lo tanto:

$$e = 0.94 * 0.95 = 0.893$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (43), la potencia final será:

$$HP_t = \frac{(0.03873 + 0.068574) * 3.6291}{0.893} = 0.2944 \text{ hp}$$

Seleccionando un motor de 0.5 hp

Paso 6. Determinar el tamaño recomendado de los componentes. Se procede a determinar el tamaño de los componentes con la tabla N o “Apéndice H”

Diámetro del tornillo: 9 pulg

Diámetro del eje: 1.5 pulg

Pernos por acoplamiento: 2 pernos

Espesor aletas tornillo: calibre 10

Espesor del canal: calibre 14

Espesor de la cubierta: calibre 14

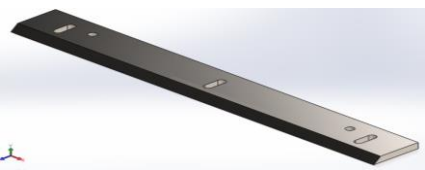
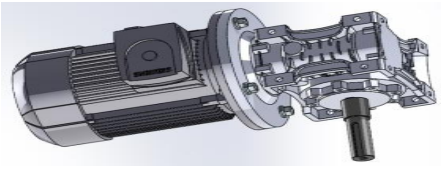
Paso 7, debido a que se no se sufre expansión por cambios de temperatura. no es necesario realizar este calculo

4.2.3 Actividad 3. Presentar elementos críticos generados en el software SolidWorks

A continuación se muestra “**Tabla 5**” la cual muestra y describe los elementos críticos del sistema, realizando consideraciones sobre algunos posibles escenarios donde podrían fallar algunos elementos, y planteando la necesidad de exponer algunas especificaciones de mantenimiento y operación.

Tabla 5.

Elementos críticos

Sistemas	Elementos o subsistemas	Descripción
Sistema de alimentación	Rodillos compresores 	Son los encargados de entregar de manera uniforme, la materia prima al sistema de desfibrado. Por esta razón son de vital importancia. Se debe tener cuidado de que no ingresen rocas en su interior, dado que podría resultar en daños a los rodamientos debido al aumento de fuerzas; resultando en paradas en producción.
	Contracuchilla "yunque" 	Este elemento tiene un alto nivel de criticidad, dado que al fracturarse o perder su filo, no entregara la fibra limpia. A pesar que este trabaja en conjunto con las cuchillas; se encuentra sujeto a la base del sistema de alimentación
Sistema de desfibrado	Cilindro desfibrador 	Como se puede apreciar es un cilindro con perfiles en L soldados sobre la superficie, las cuales cuentan con perforaciones, donde van sujetas las cuchillas por medio de pernos. Sin este conjunto no se podría realizar el proceso principal de la máquina, por ello es necesario programar mantenimientos. Para evitar desbalances en este, que puedan afectar las cuchillas.
	Cuchillas 	Cuentan con 3 perforaciones rasgadas pasantes en su superficie lateral, y dos redondas para mayor seguridad. Estas tienen el objetivo de permitir el movimiento relativo entre superficies en contacto. Al igual que la contra cuchilla se debe tener cuidado de que no ingresen rocas, Debido a la aplicación de la máquina. Su costo es elevado, por ello se deben de tener en consideración. Las recomendaciones de operación que se muestran más adelante.
Sistema de transporte y separación de residuos	Transportador helicoidal 	Este es el encargado de transportar y comprimir el bagazo que expulsa el sistema de desfibrado. Este tornillo es de gran importancia dado que cualquier atascamiento podría generar sobrecarga en el motor o en la caja reductora. Así mismo podría causar fractura de alguna de sus aletas. Por Ello es necesario tener estos aspectos en cuenta, para las recomendaciones.
Sistema de transmisión de potencia	Motores - reductores 	En cada uno de los 3 sistema se hizo necesario el uso de un motor, 2 de Ellos cuenta con reductor de velocidad debido a las sus bajas velocidades. Para el sistema de desfibrado se optó por acoplar el eje del cilindro directamente a un motor, el cual a su vez está conectado a un reductor de potencia. La importancia de estos componentes es sumamente alta. Dado que son los que brindan el movimiento a los diferentes sistemas, por Ello es necesario programar el mantenimiento de estos, para evitar paradas.

Fuente: (Autor del proyecto)

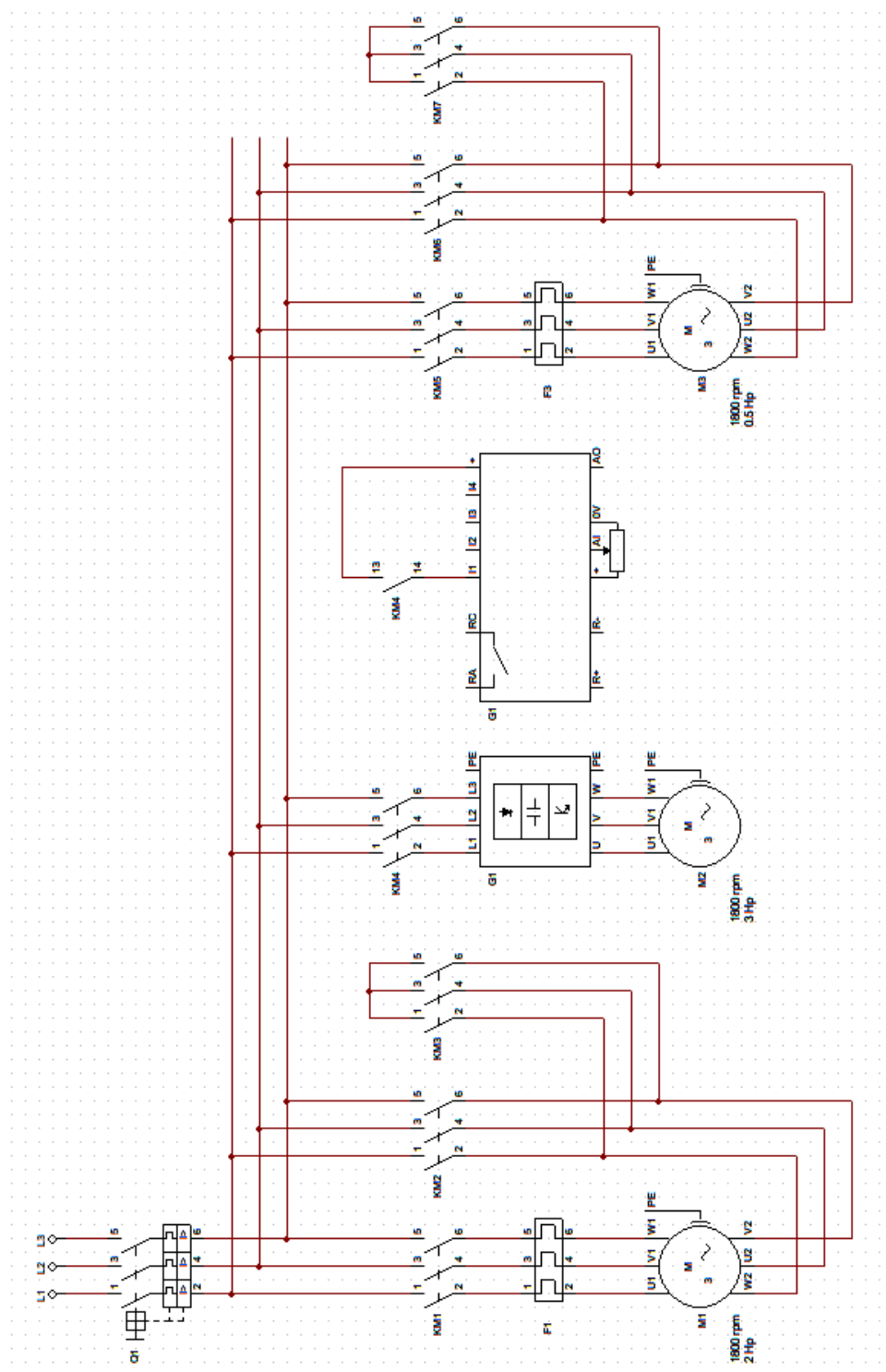
4.2.4 Actividad 4. Elaborar diagrama del circuito eléctrico del equipo

El siguiente circuito está compuesto de dos partes: circuito de potencia y circuito de mando; cada uno con una protección independiente mediante disyuntores magnetotérmicos Q1 y

Q2. Para el arranque de los motores M1 y M3 se utiliza un arranque delta - estrella (alternancia entre modos de 1.5 s) que atenúa el pico de corriente inicial, mientras que el motor M2 se acopla a un variador de frecuencia. Adicionalmente se protegen los motores contra posibles sobrecargas haciendo uso de relés térmicos F1 y F2. El circuito de mando se conecta a un botón de parada de emergencia PE que debe actuar al ser presionado en cualquier eventualidad. Cada uno de los motores tienen un botón de paro independiente SP1 para parar M1, SP2 para parar M2, y SP3 para parar M3. Al accionar el pulsador SM1, M1 arranca inmediatamente y en simultaneo arranca M2 (este motor también se puede accionar mediante un pulsador SM2). La velocidad de rotación del motor M2 se controla mediante una señal análoga externa que permite una variación de la frecuencia de 0 - 60 Hz. El motor M3 se acciona a través de un pulsador SM3. El estado de funcionamiento de cada uno de los motores se puede visualizar mediante indicadores luminosos verdes (H1, H2, H3, H4, H5, H6, H7). Si se accionase el pulsador de parada de emergencia se activa el piloto intermitente rojo H8 indicando la acción. Dos pilotos intermitentes amarillos (H9 y H10) indican si se activase alguno de los relés térmicos debido a una sobrecarga.

Figura 57 .

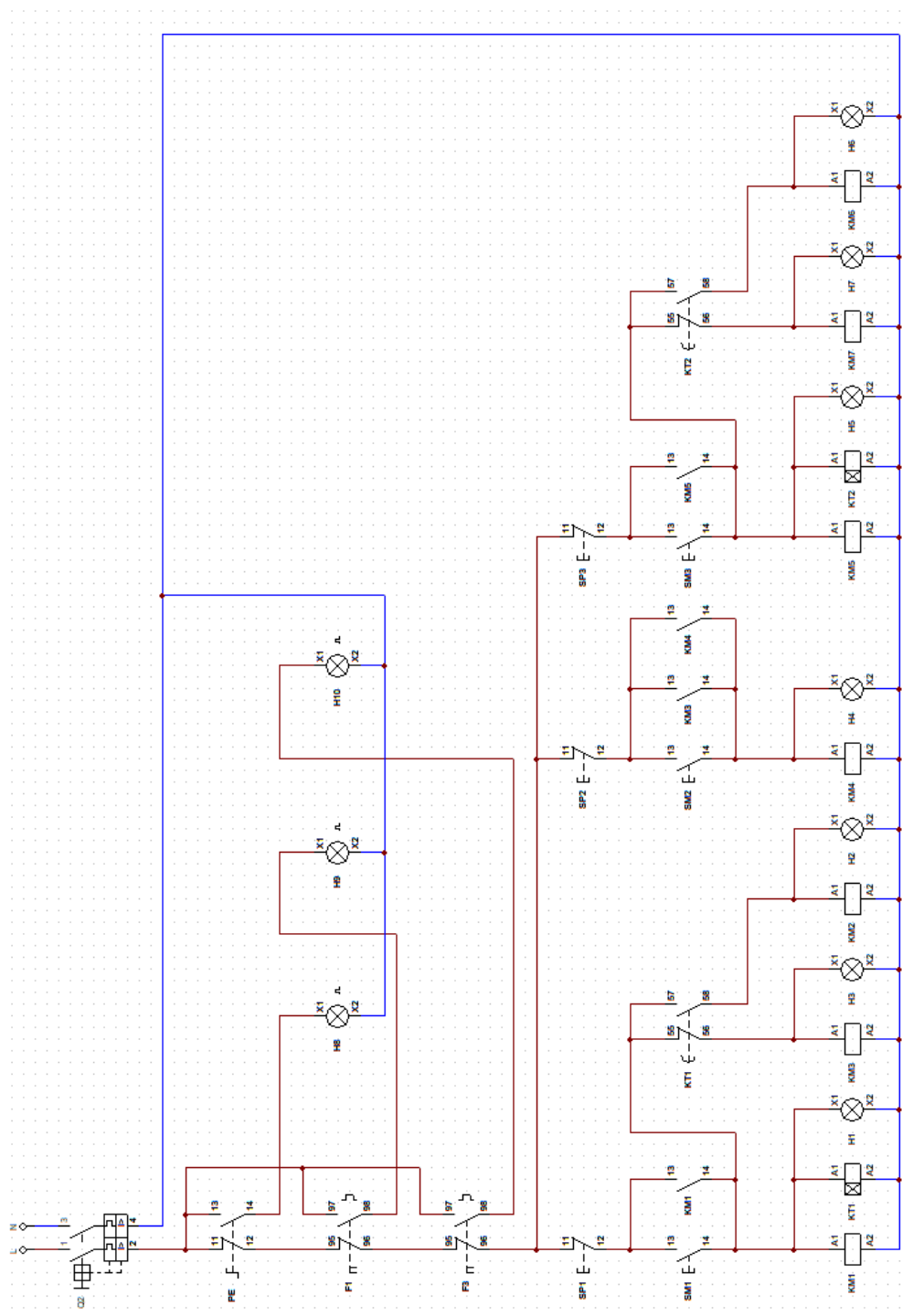
Diagrama eléctrico circuito de potencia desfibradora, obtenido con Cade Simu



Fuente: (Autor del proyecto)

Figura 58 .

Diagrama eléctrico circuito de mando desfibradora, obtenido con Cade Simu



Fuente: (Autor del proyecto)

4.2.5 Actividad 5. Revisar que el diseño desarrollado cumpla con la normatividad vigente para este tipo de maquinaria.

Para el desarrollo de esta actividad, se tendrá en consideración la normatividad con la que se trabajó, apoyándose en la siguiente tabla.

Tabla 6.

Normas

Normas- Código	Aplicación	Cumple
ASTM A-240.	Los principales elementos estructurales que estarán en contacto con el proceso; se seleccionaron de acero inoxidable tipo 304 y 316 bajo los estándares de esta norma; que a su vez cumple es aceptada por ASME BPE.	OK
AWS D1.1/D1.1M	Dado que algunos elementos, se encuentran en contacto con el proceso como por ejemplo, el cilindro desfibrador; cuyas aletas se unirán por medio de soldadura, debido a esto se hace necesario aplicar esta código, el cual se recomienda por ASME BPE.	OK
ASME BPE-2016	Debido a que el objetivo principal del proyecto, fue el de diseñar una máquina atractiva para la industria fiquera; que además de cumplir con su objetivo principal el cual es desfibrar, también entregue de manera higiénica sus subproductos, para dar el máximo valor agregado a sus subproductos. Por ello se empleó esta norma, para la selección de materiales, procedimientos de limpieza, soldaduras u otros elementos	OK
IEC 61439	Los elementos del tablero de control fueron seleccionados siguiendo esta norma. Teniendo como objetivo prevenir altas temperaturas al interior de los devanados del motor, por sobre corrientes. Teniendo como objetivo interrumpir los altos picos de corrientes que puedan generar cortos circuitos	OK
ASTM A681 – 08	Las cuchillas y contracuchilla "yunque" seleccionados cumplen con esta norma, la cual es aceptada en la industria alimentaria y biofarmaceutica.	OK
CEMA	Esta norma se utilizó para la selección del motor del compresor de tornillo, siguiendo los pasos descritos en esta y las tablas. Llegando a dar dimensiones del eje, caudal, paso, diámetro del entrada entre, material entre otras.	OK

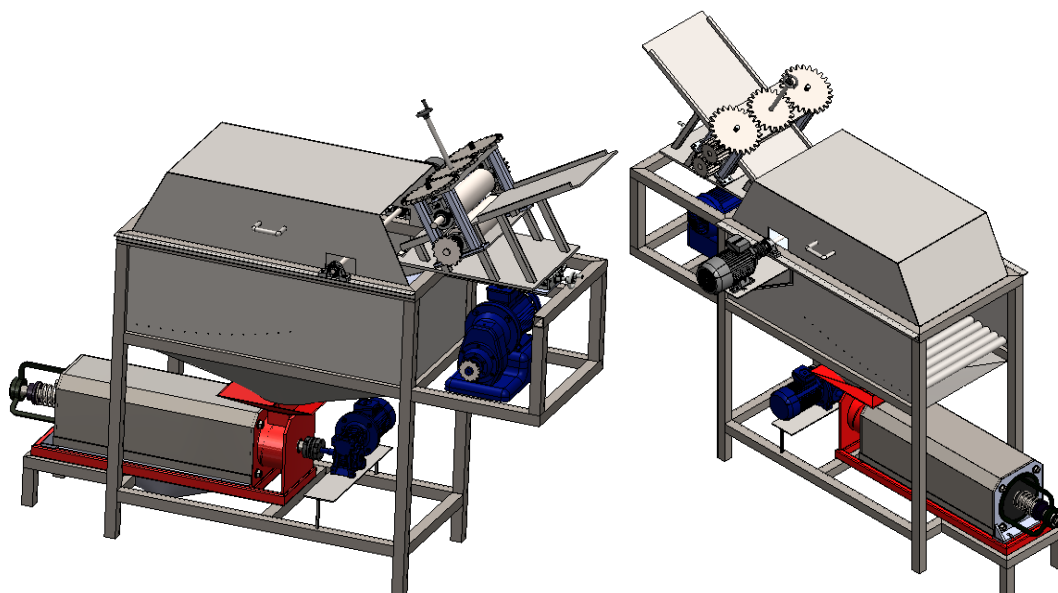
Fuente: (Autor del proyecto)

4.3. FASE III. Presentar la simulación del diseño de la desfibradora, mediante modelos generados en SolidWorks.

4.3.1 Actividad 1. Detallar los componentes que constituyen el equipo y explicar su funcionamiento

Desfibradora de fique. En las siguientes figuras se muestra la maquina diseñada. Para el sistema de alimentación; se hizo uso de un motor de 2 hp conectado a un reductor 20:1 de ejes paralelos que transmite potencia al rodillo inferior, por medio de cadenas. Por su parte el compactador de tornillo, usa un motor de 0.5 hp, conectado a un reductor sin fin corona 100:1, el sistema de desfibrado utiliza un motor de 3 hp acoplado directamente al eje, el cual puede variar su velocidad, gracias un variador de frecuencia.

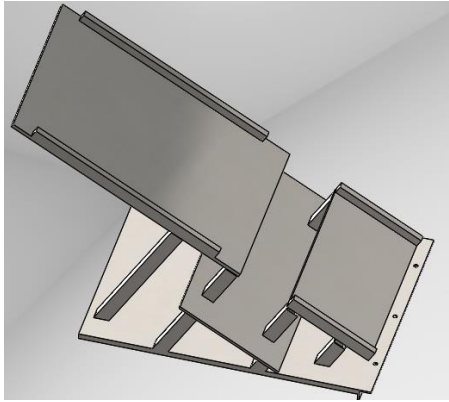
La distancia entre los rodillos, puede variar por medio de un volante que está conectado a un tren de engranajes rectos. Al momento de ingresar la hoja se comprime por medio de estos. luego las hojas ingresan al interior de la máquina, donde debido al giro del cilindro y las cuchillas que se encuentran sujetas en su superficie exterior, se produce un esfuerzo de cizalla que desprende la pulpa y deja la fibra. Cuando se produce esta interacción, la fibra sigue una trayectoria de 90 grados, la cual se redirecciona con una guía y rodillos transportadores por gravedad hacia la salida del equipo. El jugo y el bagazo expulsado se recolecta, por una tolva que se ubica abajo del cilindro, la cual transporta estos hacia el compactador de tornillo, el cual separa el jugo del bagazo.

Figura 59.*Desfibradora de fique ensamblada***Fuente:** (Autor del proyecto)

Sistema de alimentación A continuación se detallan los elementos más importantes que constituyen este sistema.

Base rodillos compactadores. Tiene como función, sostener la estructura del sistema de alimentación, se realizó con lamina de acero inoxidable 304 y ángulos cuadrados, se ubica sobre la base lineal, con el fin de permitir variar la distancia entre las cuchillas del cilindro y la contra cuchilla que se encuentra sujeta a su superficie.

Figura 60.*Base rodillos compactadores.*

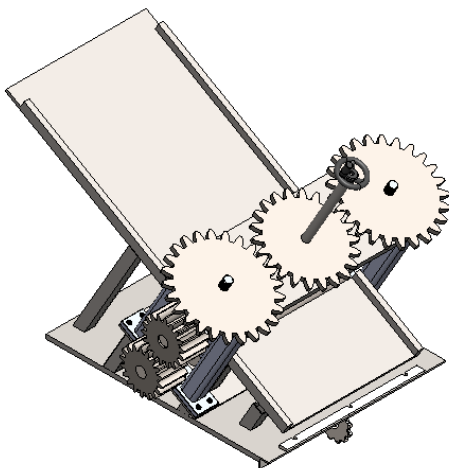


Fuente: (Autor del proyecto)

Prensa de rodillos Tiene como función comprimir las hojas para entregarlas de manera uniforme al cilindro desfibrador, esta contiene dos chumaceras móviles tipo T. y una guía para el movimiento vertical del rodillo superior, permitiendo variar la distancia de compresión. En la parte de superior se ubica un sistema planetario de engranes; la tiene en su centro una manivela para el ajuste de la holgura entre rodillos.

Figura 61.

Prensa de rodillos

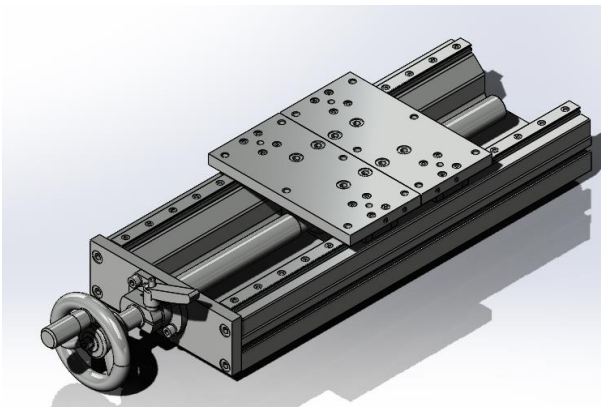


Fuente: (Autor del proyecto)

Tornillo de bola actuador de etapa lineal con volante. Se ubica entre la base de los rodillos compactadores y la estructura, esta permite el ajuste preciso de la distancia entre cuchillas y contra cuchillas.

Figura 62.

Tornillo de bola actuador de etapa lineal con volante



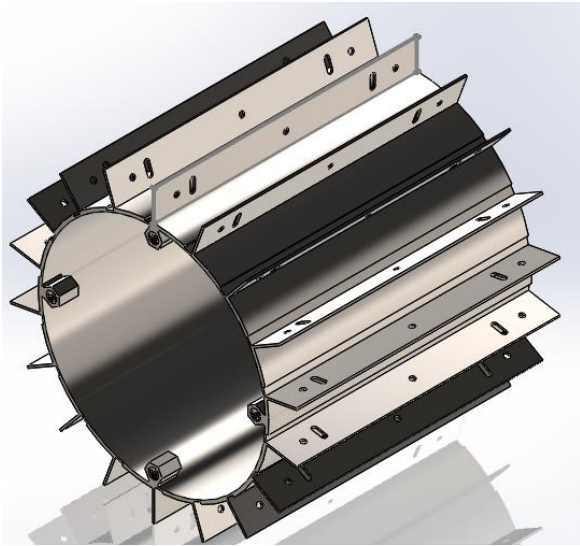
Fuente: (Autor del proyecto)

Sistema de desfibrado. Seguidamente se detallan los componentes diseñados que constituyen este sistema

Cilindro desfibrador. Es un cilindro de AISI 316, con 18 perfiles en L soldados a su superficie exterior, estos tienen 2 perforaciones rascadas y 3 redondas donde ingresan los tornillos que sujetan las cuchillas. Al interior del cilindro se encuentran 8 roscas soldadas por las cuales ingresa un esparrago roscado, permitiendo sellar el interior y asegurar las tapas. Para transmitir movimiento.

Figura 63.

Cilindro desfibrador

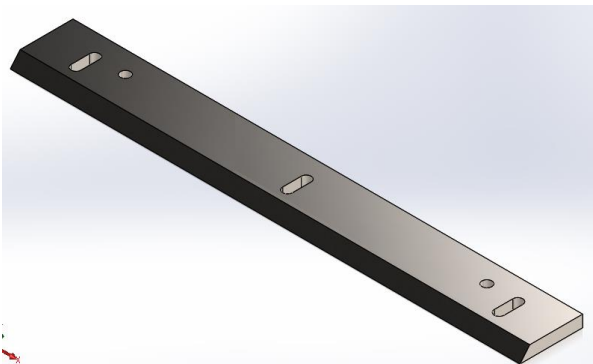


Fuente: (Autor del proyecto)

Cuchillas. Cuentan con 3 perforaciones rasgadas pasantes en su superficie, y dos redondas, las cuales el movimiento relativo entre superficies en contacto el material seleccionado para estas fue AISI 316, especial para herramientas de corte.

Figura 64.

Cuchilla.

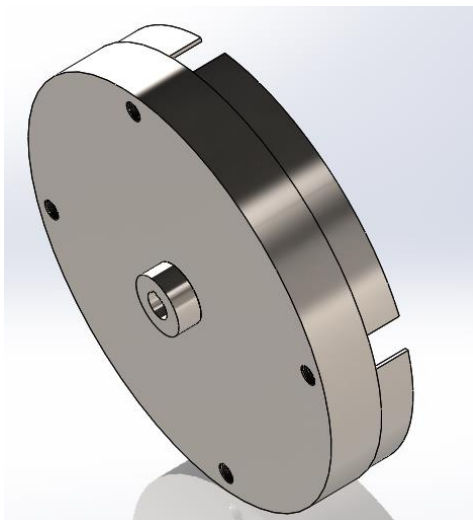


Fuente: (Autor del proyecto)

Escudos. Tiene como función sellar el interior del cilindro y ayudar a transferir el torque del motor al eje del cilindro. Cuenta con 4 perforaciones en su superficie por donde ingresan espárragos roscados, además con una pestaña interior con agujeros donde descansan las tuercas que se encuentran al interior del cilindro.

Figura 65.

Escudo cilindro



Fuente: (Autor del proyecto)

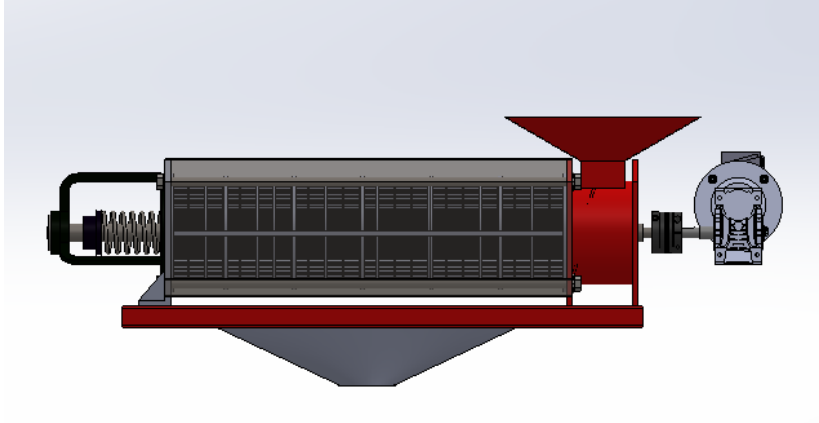
Aros de sujeción soldados cilindro. Como se aprecia en la figura es un aro de acero inoxidable 304, el cual tiene en su interior 4 tuercas soldadas; por donde pasan espárragos roscados, los cuales unirán las tapas al cilindro. Para esta investigación se utilizaron dos aros soldados al interior del cilindro.

Figura 66.*Aro de sujeción internos rodillo desfibrador***Fuente:** (Autor del proyecto)

Sistema de transporte y separación de residuos

Compactador de tornillo, Este mecanismo se basa en un compactador de tornillo sin fin comercial, el cual tiene como objetivo separar la el jugo contenido en el bagazo del fique. Al interior de la estructura se encuentra un tornillo giratorio el cual transporta, los residuos desde la tolva de entrada hasta la salida de la prensa, al realizarse este proceso el jugo es filtrado hacia la tolva que se ubica abajo, y el bagazo se expulsa por el frente.

Figura 67.*Compactador de tornillo*

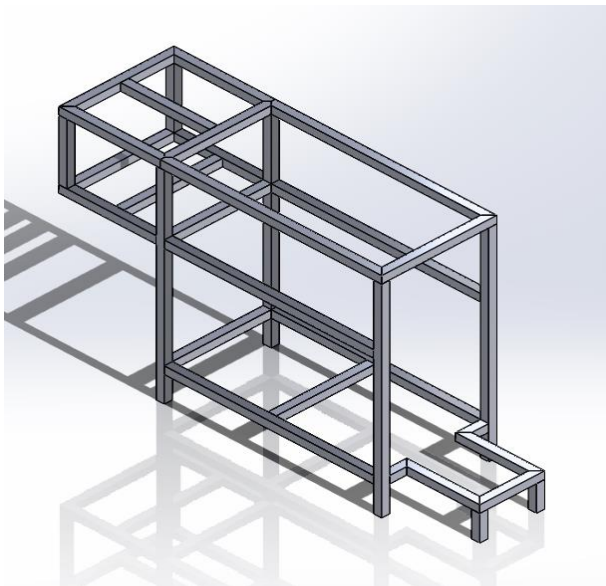


Fuente: (Autor del proyecto)

Estructura. Se realizo con perfiles cuadrados de acero AISI 304, de 50 x 50 mm, en esta descansan los elementos anteriormente mencionados. Posteriormente se realizará un análisis estático, para determinar si soporta el peso de los componentes

Figura 68.

Estructura

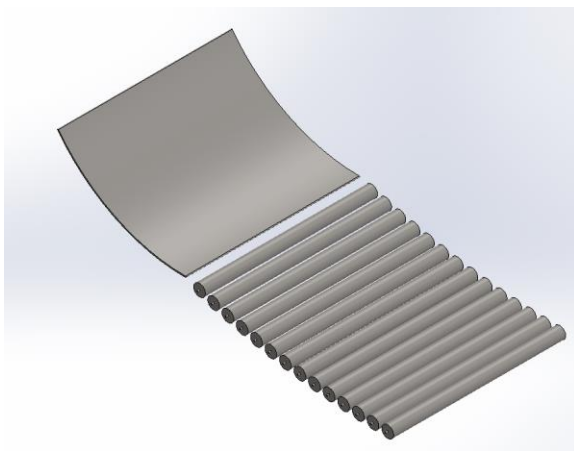


Fuente: (Autor del proyecto)

Sistema de transporte de fibra. La guía que se aprecia en la siguiente imagen se ubica, abajo del cilindro, luego los rodillos accionados por gravedad permiten el paso de partículas expulsadas durante el desfibrado. Evitando atascamientos y entregando la fibra procesada.

Figura 69.

Sistema de transporte de fibra



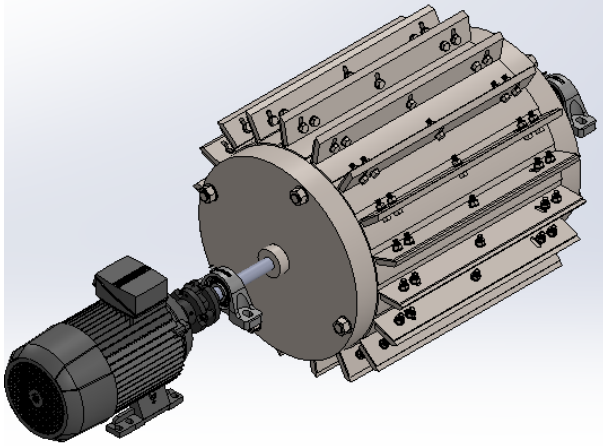
Fuente: (Autor del proyecto)

Transmisión de potencia

Transmisión de potencia cilindro. Como se mencionó anteriormente, con el fin de aumentar la seguridad del equipo se implementó transmisión directa al eje del cilindro, utilizando un acople flexible. La velocidad de este puede aumentar o disminuir gracias a un variador de frecuencia.

Figura 70.

Transmisión de potencia cilindro desfibrador

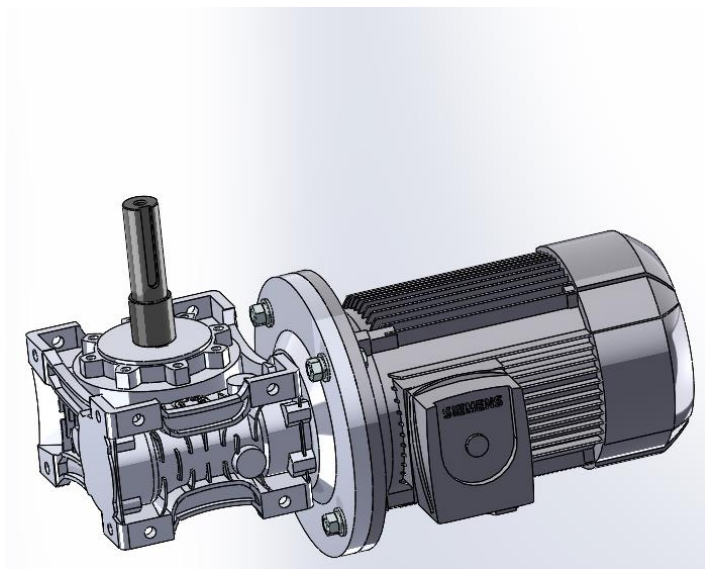


Fuente: (Autor del proyecto)

Transmisión tornillo compactador sin fin. Para este elemento se seleccionó un reductor tipo sin fin, este se une al eje del compactador con un acople flexible. La capacidad de reducción es de 100:1 y cuenta con un motor de 0.5 hp

Figura 71.

Motorreductor corona sin fin

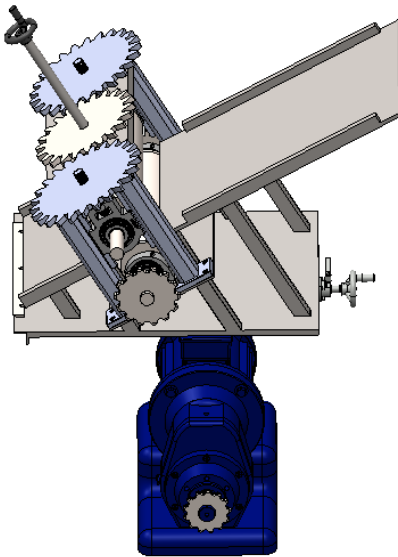


Fuente: (Autor del proyecto)

Transmisión de potencia rodillos compactadores. Para este se utilizó un reductor de ejes paralelos, conectado a un motor de 2 hp, el cual transmite el movimiento al eje del rodillo inferior a partir de transmisión de cadenas.

Figura 72.

Transmisión de potencia rodillos compactadores.



Fuente: (Autor del proyecto)

4.3.2 Actividad 2. Realizar análisis de elementos finitos, sometiendo a carga estática los componentes más críticos del sistema, con el fin de validar su correcto funcionamiento

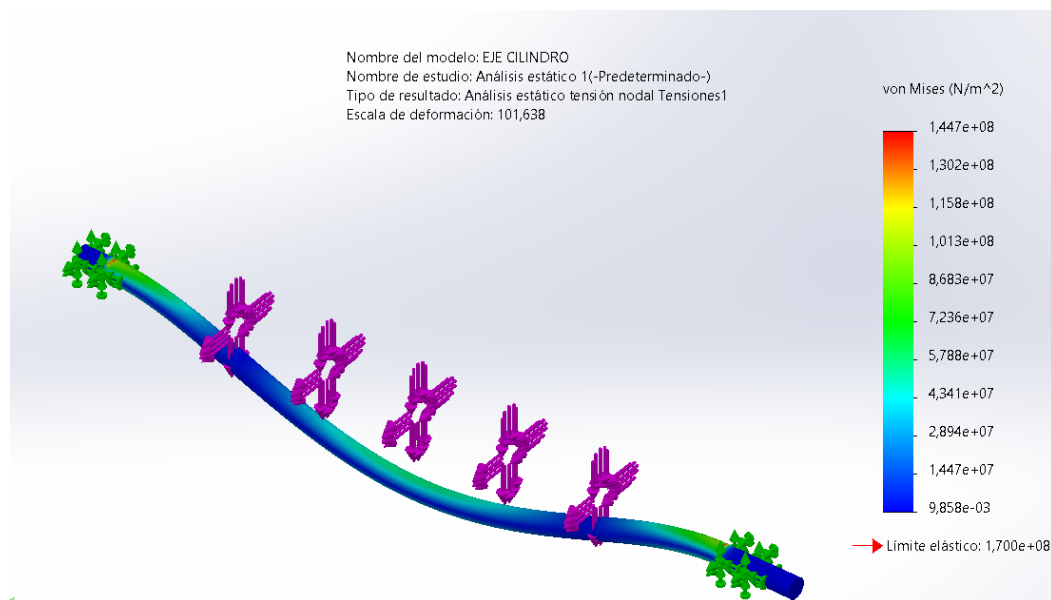
Para realizar el análisis estático de los ejes y la estructura se hizo uso del software SolidWorks. Para esta actividad se asignaron las propiedades mecánicas de los materiales utilizados, determinando la deformación y los esfuerzos a los que se someten estos componentes. Como se mencionó anteriormente el material del eje del cilindro desfibrador es acero AISI 304,

por otra parte el material asignado a los rodillos fue AISI 316L. Finalmente para la estructura se hizo uso de acero AISI 1045

Análisis de elementos finitos eje cilindro En la “Figura 73”, se muestra cómo se generaron los apoyos y el trazado de las fuerzas, a las cual se somete el eje con el fin de determinar el esfuerzo máximo y la deformación

Figura 73.

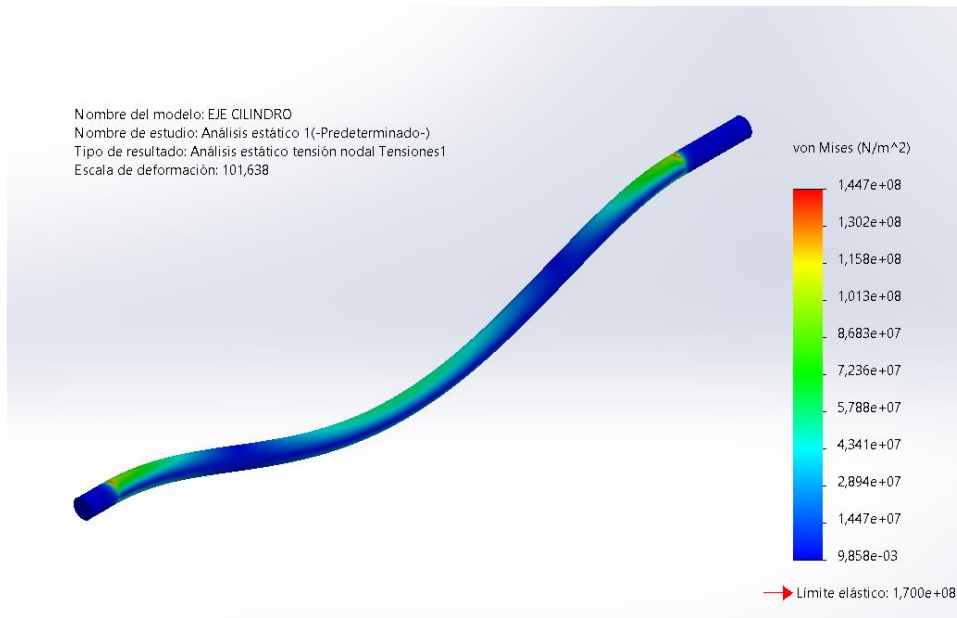
Trazado de fuerzas eje cilindro desfibrador



Fuente: (Autor del proyecto)

Figura 74.

Esfuerzo máximo eje cilindro desfibrador



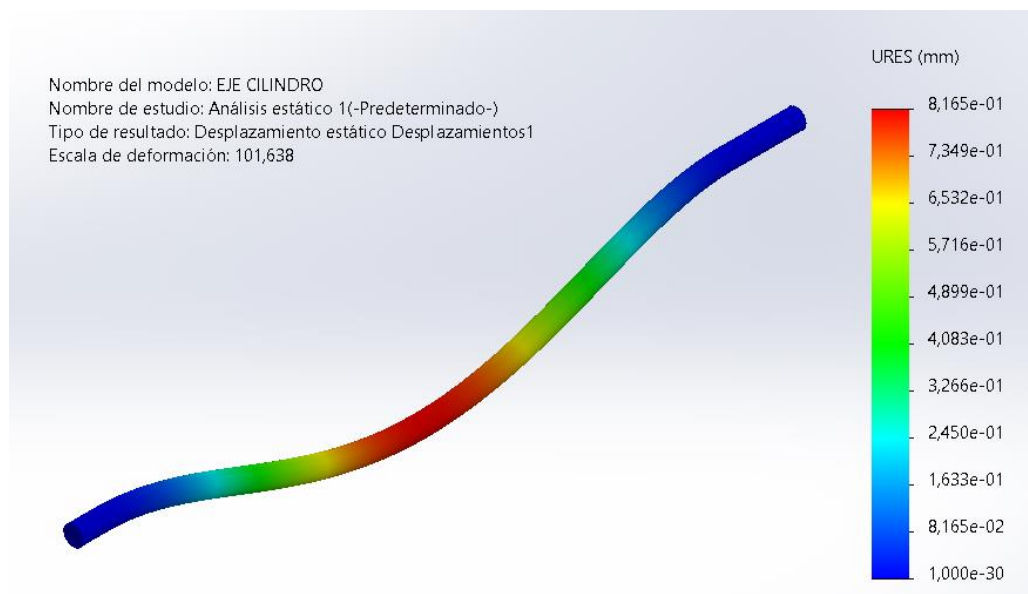
Fuente: (Autor del proyecto)

Esfuerzo máximo eje cilindro. La “Figura 74”, muestra el esfuerzo máximo que se generó en el eje gracias a la simulación, el cual fue de 115 MPa, al momento de aplicar las cargas que actúan en este; con esto se demuestra que el material seleccionado para el eje, no excede el límite de fluencia del acero AISI 304, el cual es de 170 MPa

Análisis de deformación eje cilindro. En la “Figura 75”, se presenta la deformación del eje del cilindro, donde el color rojo representa la deformación crítica la cual es encuentra en centro con un valor de 0.816 mm, se deduce que las deformaciones que se producen son pequeñas, con esto se demuestra que el material y el diámetro del eje fueron los indicados.

Figura 75

Análisis de deformación eje cilindro

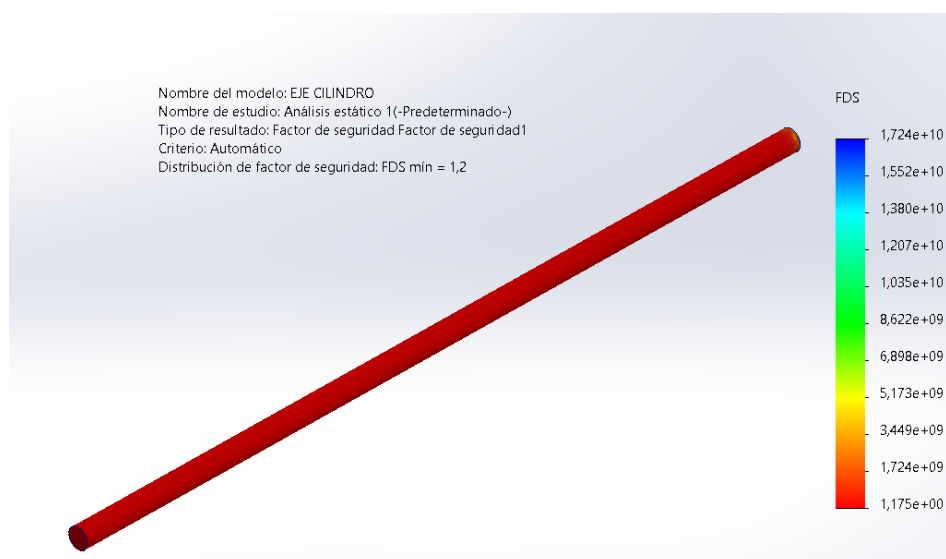


Fuente: (Autor del proyecto)

Factor de seguridad eje cilindro. El factor de seguridad mínimo es de (1.2), lo que indica que el eje tiene una resistencia adecuada y un margen de seguridad considerable.

Figura 76.

Factor de seguridad eje cilindro



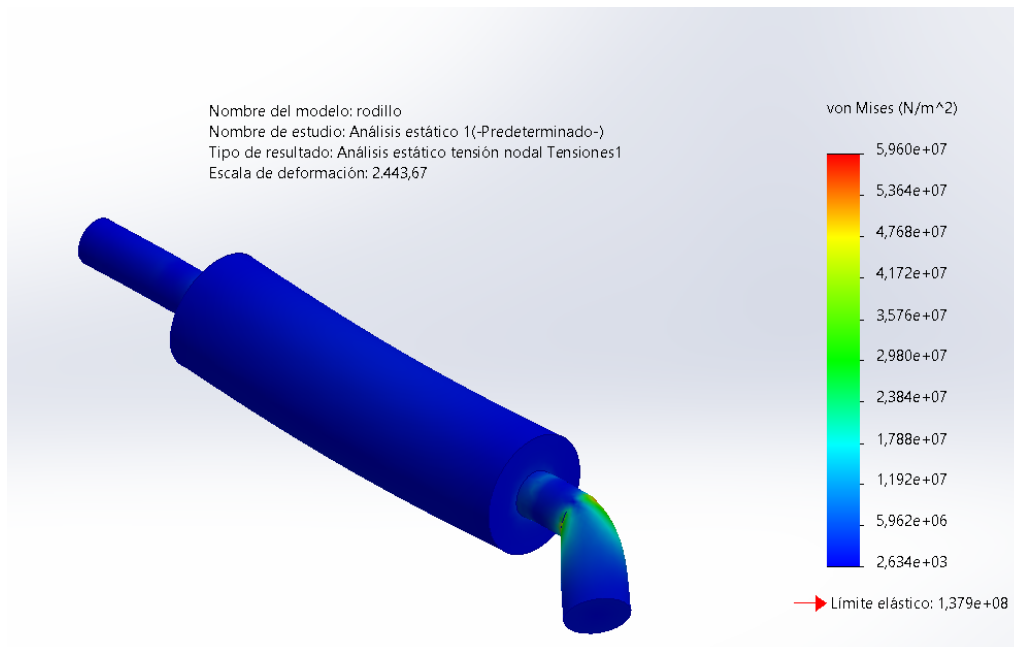
Fuente: (Autor del proyecto)

Análisis de elementos finitos rodillo compresor inferior.

Esfuerzo máximo eje rodillo compresor. En la “Figura 77”, se muestra el análisis de esfuerzo máximo; generado al aplicar las cargas que soporta el rodillo inferior del sistema de alimentación a la situación. el cual fue de 41 Mpa. Con esto se concluye que el material seleccionado para el eje, no excede el límite de fluencia del acero AISI 316 L, el cual es de 137 Mpa

Figura 77.

Esfuerzo máximo eje rodillo compresor

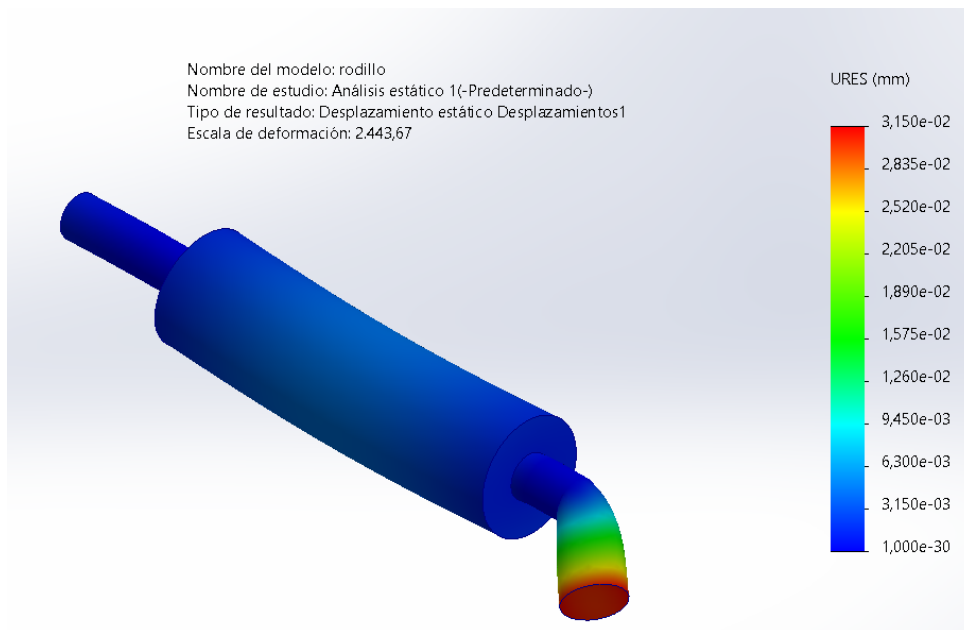


Fuente: (Autor del proyecto)

Análisis de deformación eje rodillo inferior. En la “**Figura 78**”, se muestra la deformación máxima que se presentó en el eje del rodillo, representando la deformación crítica de color rojo. Esta se presentó en el punto donde se ubican los engranajes rectos, el valor de esta fue de 0.4 mm, se concluye que las deformaciones que se producen son pequeñas, con esto se demuestra que el material y el diámetro del eje cumplen

Figura 78.

Deformación eje rodillo inferior

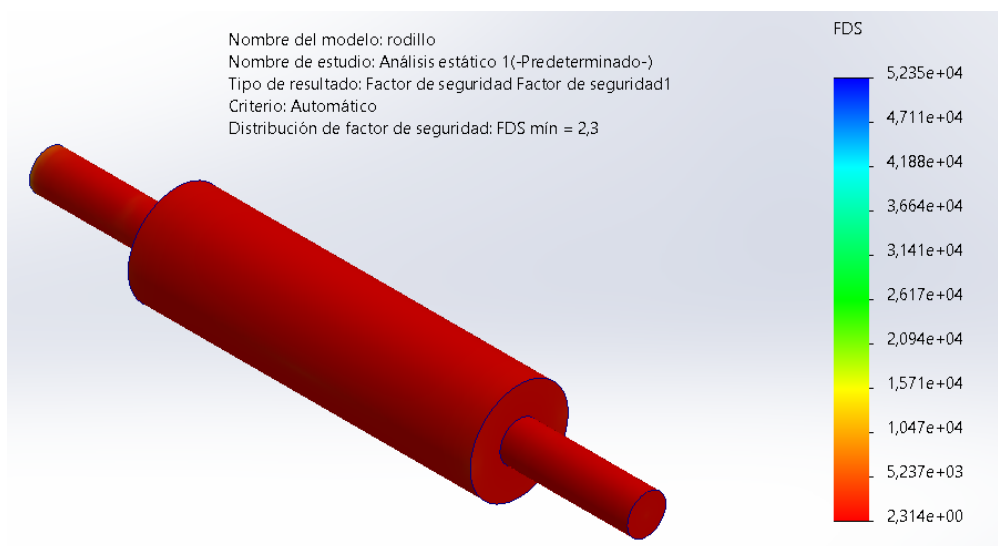


Fuente: (Autor del proyecto)

Factor de seguridad eje rodillo inferior. El factor de seguridad mínimo es de (2.3), Indicando que el rodillo, se encuentra en el rango recomendable.

Figura 79.

Factor de seguridad rodillo inferior



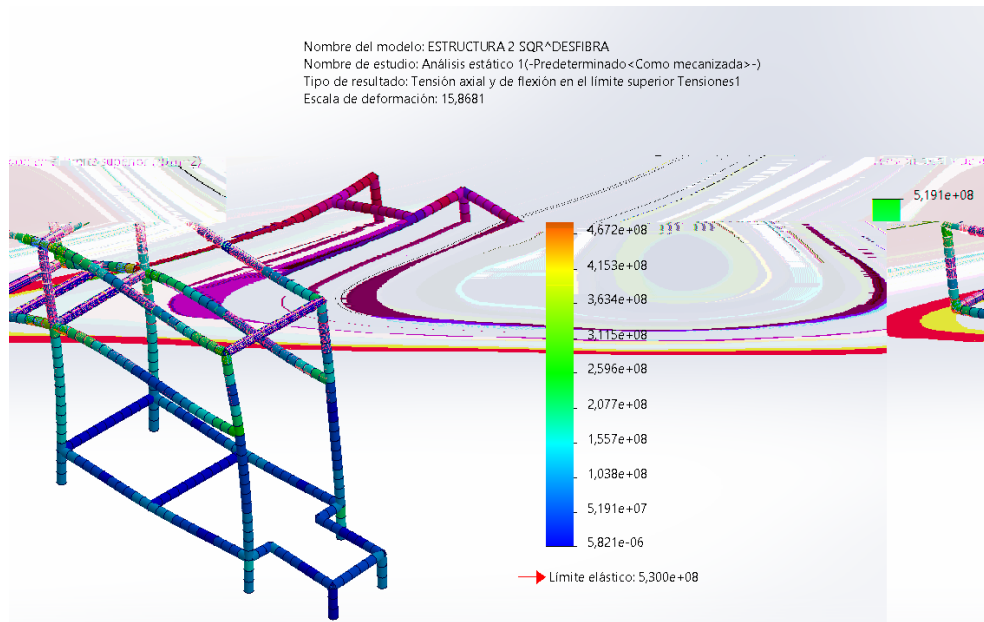
Fuente: (Autor del proyecto)

Análisis de elementos finitos estructura

Esfuerzo máximo estructura. En la siguiente figura, se muestra el análisis de esfuerzo máximo en la estructura; luego de puntualizar las masas de los elementos que soporta. Se observó que no presenta deformaciones críticas, concluyendo que el perfil de acero AISI 1045 seleccionado, no presentará fluencia.

Figura 80.

Esfuerzo máximo estructura

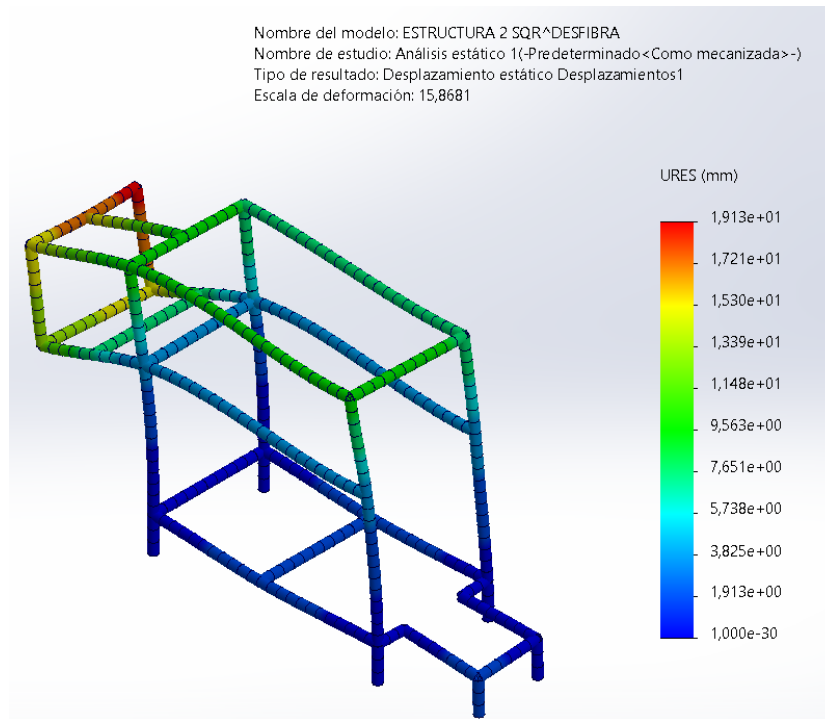


Fuente: (Autor del proyecto)

Análisis de deformación estructural. En la siguiente figura se muestra la deformación de la estructura; en la cual se puede apreciar que en la mayoría de su cuerpo, no sufre una deformación considerable, se señala que el color rojo representa deformaciones críticas.

Figura 81.

Deformación eje rodillo inferior

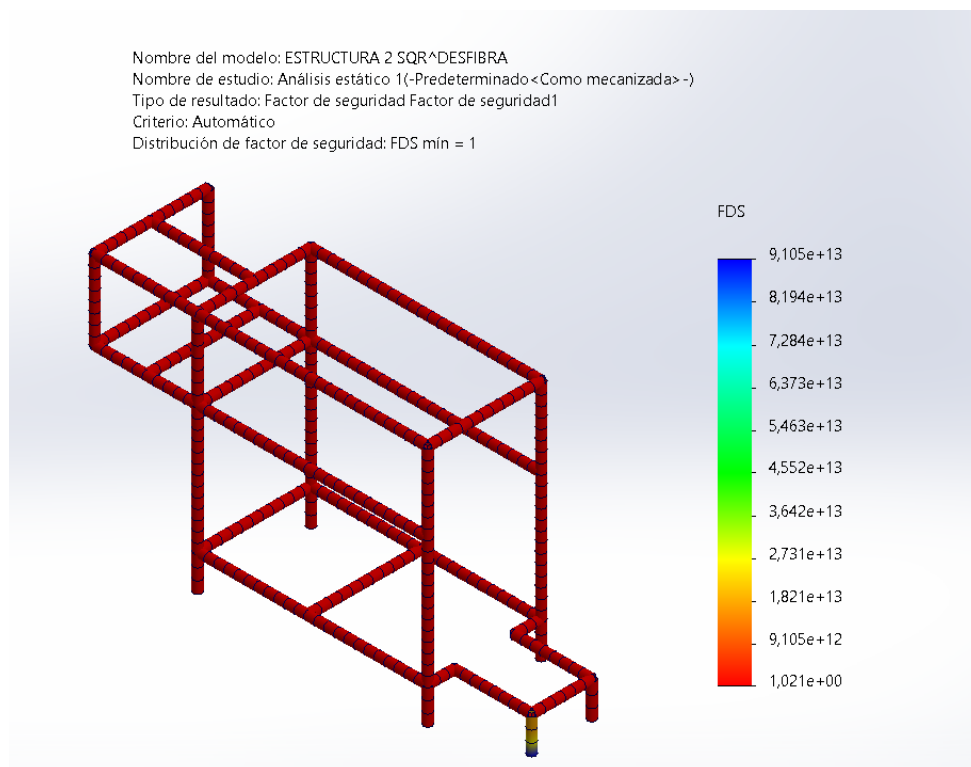


Fuente: (Autor del proyecto)

Factor de seguridad estructural. El factor de seguridad mínimo es de (1), Indicando que la estructura, se encuentra dentro del rango recomendable.

Figura 82.

Factor de seguridad estructural



Fuente: (Autor del proyecto)

4.3.3 Actividad 3. Determinar el costo de construcción de la máquina.

En la siguiente tabla se muestra un estimado, del valor de los materiales para el diseño propuesto. Se aclara que el precio, se debe al enfoque que se quiso a dar a la máquina. Esta aprovecha eficientemente de los residuos del fique. Con estos es posible generar, un rápido retorno de la inversión y mejores ganancias. También cabe señalar que, en la provincia existen asociaciones de agricultores que podrían adquirirla en un futuro. (Vélez Salazar & Velásquez Flórez, 2020),realizo el diseño conceptual de una planta de extracción de saponinas presentes en el jugo de esta planta, para la empresa Postobón. Dado que esta empresa, tiene que importar este producto como estabilizante de las espumas en las bebidas gaseosas; el kilo de estas puede

rondar entre €20 a 25. Este mercado presento un aumento del 50 % del año 2013 al 2017; pasando de USD 680 a 1022 Millones en el 2017.

Para el costo del compactador de tornillo sin fin, se elegirá el que más se asemeje en el mercado y se restará el conjunto motor - reductor. Esto debido a que algunos elementos de este no son comerciales y se fabrican bajo pedido.

Tabla 7

Costos componentes y materiales

DESCRIPCION	URL	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (\$COP)	COSTO TOTAL (\$COP)
Reductor de velocidad -engranaje sin fin 100: 1	Amazon	1	\$1.090.205,67	\$1.090.205,67
Motor trifásico 0.5hp 1800rpm Weg	exhibirequipos	1	\$1.023.700	\$1.023.700
Motor trifásico 2 hp 1800rpm Weg	exhibirequipos	1	\$1.814.800	\$1.814.800
Motor trifásico 3 hp 1800rpm Weg	exhibirequipos	1	\$2.132.200	\$2.132.200
Luz Piloto verde con montaje Harmony Led Xb5 22mm 230-240V Ac	mercadolibre	7	\$61.800,00	\$362.600,00
Luz Piloto roja intermitente con montaje Harmony Led Xb5 22mm 230-240V Ac	automation-master	1	\$56.016	\$69.731
Luz Piloto naranja intermitente con montaje Harmony Led Xb5 22mm 230-240V Ac	mercadolibre	2	\$77.410	\$154.480
Pulsador Parada de Emergencia 22mm / Base metálica / Tipo Hongo	ingecomas	1	\$14.000	\$14.000
Pulsador Metal XB4, Verde 22mm Resorte Retorno Marcado 1NO	ebay	3	\$63.277	\$189.831
Pulsador XB4 Metal Rojo 22mm Resorte Retorno Marcado 1NC	ebay	3	\$63.276,84	\$189.831
Relé de sobrecarga SIEMENS, 3-12 A, para protección de motores	electricautomationnetwork	2	\$402.498	\$804.996
Contactador magnético IEC sin inversión SIEMENS 240VAC	ebay	7	\$398.910	\$2.792.370
Breaker AC Siemens 3 polos, 400VAC	suneoenergy	1	\$87.990	\$87.990
Variador de frecuencia SIEMENS	wiautomation	1	\$975.239	\$975.239
Barra rectangular 80CRV2 Cuchillas y contracuchilla	heapestmall	18	\$20.008	\$360.144
Engranaje de dientes rectos, para ejes paralelos	mercadolibre	2	\$180.000	\$360.000
Barra redonda de acero inoxidable 316, diametro 5 pulg x 25 pulg	midweststeelsupply	1	\$3.235.970	\$3.235.970
Rodamiento de bolas de base corta SKF -Y/UKPA 207 K/H	sp-spareparts	2	\$165.383	\$330.766
Rodamiento de bolas tipo T SKF - UKT 207 K/H	sp-recambios	2	\$123.777	\$247.554
Rodamiento de bolas con soporte de pie SKF - P2B 014-TF	mrosupply	2	\$242.585	\$485.170
Reductor de ejes paralelos 20:1 - 3 hp	alibaba	1	\$631.875	\$631.875
Tubo Simple Acero Inoxidable diametro 350mm – 1 Mt	tiendadecalefaccion	1	\$222.508	\$222.508
Tuerca hexagonal metrica M16 acero inoxidable	torec	24	\$43.852	\$43.852
Tornillo hexagonal en Acero Inoxidable M6	tornillosytueras	90	\$319	\$28.710
1 Pack de arandelas de acero inoxidable M6	amazon	1	\$42.125	\$42.125
Catarina numero 80, paso 1 pulg, 13 dientes, endurecida	mx.rs-online	1	\$389.150	\$ 389150.75
Catarina numero 80, paso 1 pulg, 14 dientes, endurecida	ebay	1	\$251.781	\$251.781
Actuador De Etapa Lineal Deslizante, Tornillo De Bola Manual	mercadolibre	1	\$737.131	\$737.131
brida flexible de doble disco acoplador " cople"	made in china	2	\$210.625	\$421.250
Tubo cuadrado TUCUA 50mm x 5mm x 4 m	aceropanel	5	229.354	\$1.146.773
Varilla roscada acero inoxidable M16 x 1 m	torec	4	\$83.889	\$335.596
prensa para los residuos de alimentos pequeña	spanish.alibaba	1	\$12.629.845	\$12.629.845
Chapa Acero Inoxidable AISI 304L Semi Mate x 5,5mm Hoja 1250x2500mm	provecor	1	\$ 1.996,150	\$1.996,150
Cadenas de rodillos paso 1 pulg # 80	amazon	1	\$300.351	\$300.351
TOTAL				\$33.513.374,67

Fuente: (Autor del proyecto)

4.3.4 Actividad 4. Elaborar especificaciones de operación y mantenimiento del equipo.

Para las especificaciones de mantenimiento del equipo se abordó el preventivo y predictivo. Detallando las tareas a realizar por cada uno. Con el fin de evitar fallas imprevistas.

Mantenimiento preventivo. A continuación se muestra algunas tareas que puede evitar gastos innecesarios y prolongar la vida del equipo; Se señala que el análisis termográfico se debe realizar en los elementos que estén expuestos a fricción como elementos rodantes; o por el paso de corriente, como el bobinado de los motores o el tablero eléctrico.

Frecuencia lubricación de cojinetes. (PPI, 2024), Describe que se debe verificar si la grasa tiene excesiva suciedad, dependiendo de esto se puede definir la periodicidad de engrase; además apoyarse en la siguiente figura.

Figura 83.

Frecuencia de engrasado

Condiciones	hasta 120°F (hasta 50°C)	120° a 200°F (50° a 90° C)
Limpio	2 a 6 meses	1 a 2 meses
Moderado	Mensual	1 a 4 semanas
Sucio	Semanal	1 a 7 días
Extremadamente sucio	Diario	cada turno
Poleas de volteo	Diario a Semanal	cada turno

Fuente: (PPI, 2024)

Balanceo de rotor. Tanto como para el tornillo compactador y el cilindro desfibrador, en necesario un balanceo cada determinado periodo de tiempo, a fin de evitar vibraciones excesivas que puedan afectar este proceso se debe efectuar según lo indica la norma “The balance quality requirements for rotors in a flexible state are covered by ISO 11342”

Figura 84.

Máquina balanceadora.

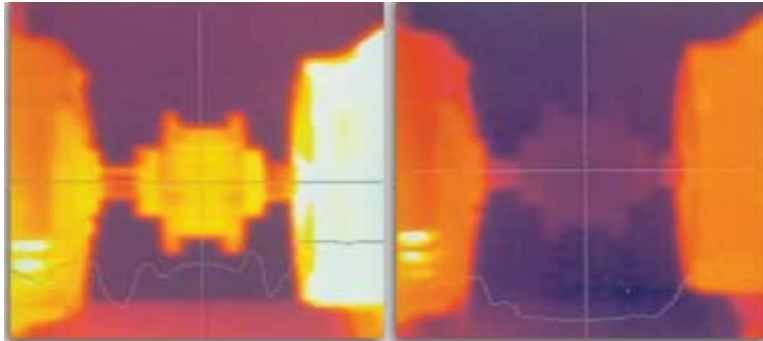


Fuente: (PDV Ingeniería, n.d.)

Análisis infrarrojo. El análisis infrarrojo no solo se puede utilizar para determinar la temperatura de los devanados de un motor, del tablero de control o del motorreductor. También puede ayudar a predecir desalineaciones en el eje, especialmente en las carcasas de los rodamientos; evitando fallas de estos y reducción de la vida útil de la máquina. En la siguiente figura se muestra un ejemplo de un acople dentro de tolerancia de alineación y fuera, vista desde el análisis infrarrojo.

Figura 85.

Fuera y dentro de tolerancia de alineación

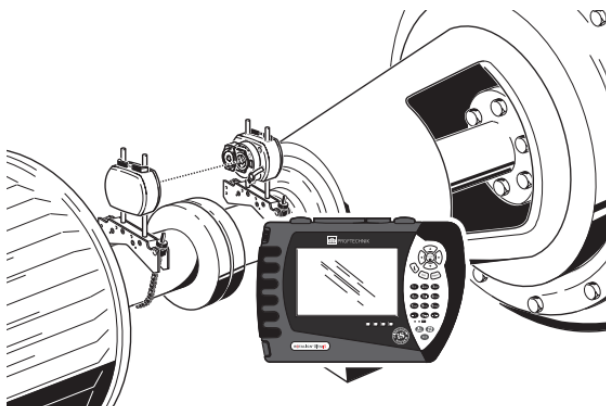


Fuente:(Matter, 2017)

Alineación laser. La alineación en máquinas giratorias, ayuda a prevenir desgaste prematuro de cojinetes, altas temperaturas, vibraciones, pernos flojos, fisuras en los ejes y consumo de electricidad. Por ello se hace necesario realizar esta actividad cada que el equipo lo requiera. La siguiente figura muestra un sistema con láser único proyectado sobre un reflector, el cual devuelve el haz al detector.

Figura 86

Alineación laser.



Fuente:(Matter, 2017)

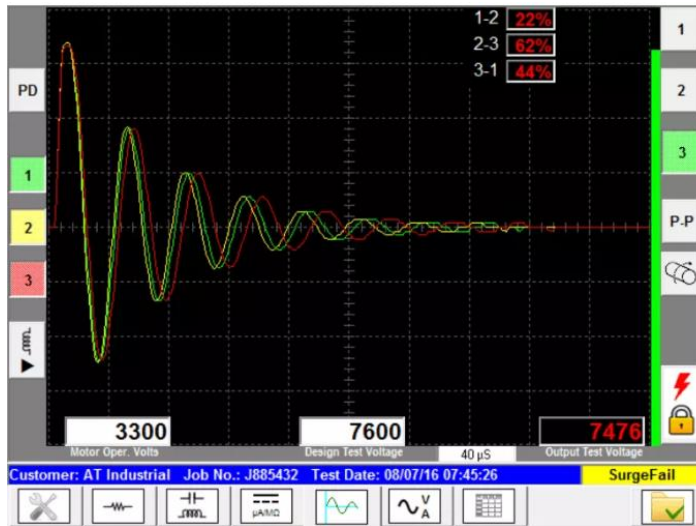
Mantenimiento predictivo

Vibraciones. Según (Kulichevsky & M, n.d.) estas cuentan con una relación directa con su vida útil. De una forma, un nivel bajo de vibraciones indica el correcto funcionamiento de la máquina; durante un largo periodo de tiempo. Por otro lado un alto nivel de vibraciones indica que probablemente dentro de poco exista una falla. Por lo tanto se recomienda realizar estas pruebas en elementos rodantes a fin de evitar fallas. Al igual para su ejecución se aconseja trabajar con la norma ISO 10816-6

Prueba surge y resistencia óhmica bobinado motores. Según lo establezca el proveedor de los motores, se debe realizar un mantenimiento general cada cierto periodo de tiempo; se recomienda al programarlo tener en consideración estas pruebas para verificar el estado del bobinado y verificar el balance de la resistencia óhmica, para evitar paradas imprevistas. La siguiente imagen muestra la evaluación estática, con la prueba surge aplicando una carga de 3300 V, diagnosticando un posible corto entre fases por el deterioro de las bobinas.

Figura 87.

Prueba surge, efectuada con analizador de bobinas marca electrón



Fuente:(Olguitech s.a.s, n.d.)

Especificaciones de operación.

Antes de arrancar la máquina, revise la distancia entre las cuchillas y contra cuchillas con una galga; a pesar de que la guía que se selecciono tiene una precisión bastante alta, no está de más cerciorarse y así evitar la pérdida de filo o rupturas.

Revise que la distancia entre los rodillos, ejerza la presión necesaria para entregar la materia prima; al órgano desfibrador lo más uniforme posible. Procure ajustarla antes de estar encendida la máquina.

Realice señalizaciones alrededor de la máquina y que solo el personal autorizado ingrese.

Verifique que los elementos de sujeción en el sistema de desfibrado, cuenten con el torque suficiente.

Conclusiones

Se realizó el diseño de una máquina desfibradora, capaz de realizar múltiples procesos, la cual comprime, desfibra y separa residuos; de manera aséptica, a diferencia de las que actualmente existen en el mercado. Esta investigación, abre una nueva puerta a largo plazo para la agricultura de la región, dado que puede ser una actividad muy rentable.

El estimado del valor de los componentes de la maquina diseñada fue de \$33 513 374, el cual es menor, a la desfibradora de flujo continuo más comercial en China, esta procesa ramio, hojas de piñal y sisal. “[alibaba](#)”. Tiene un costo de 8200 USD, aproximadamente \$ 34 659 186 COP. Con el diseño realizado se lograron satisfacer muchas normas, dando cabida para que los residuos, puedan superar diferentes requisitos de la salubridad y con las ganancias generadas tener un retorno de la inversión en poco tiempo.

El modelo propuesto reduce el esfuerzo del operador al no ingresar y extraer la hoja como los modelos tradicionales; disminuyendo el riesgo a lesiones. Además, debido a que la desfibradora se diseñó para que contara con una producción continua, se aprovecha de mejor manera la energía utilizada en el giro cilindro desfibrador. Finalmente, los materiales seleccionados que están en contacto con el proceso; son aceptados por la norma ASME BPE. Por lo tanto es posible vender su jugo, para que sea procesado por el sector alimenticio o biofarmacéutico.

El prototipo diseñado, cuenta con 3 motores eléctricos AC que giran a 1800 rpm, uno de 3 hp acoplado directamente al cilindro, otro de 2 hp acoplado a un reductor 20:1, el cual transmite potencia a los cilindros compresores del sistema de alimentación por medio de catarinas y cadenas; y otro de 0.5 hp, acoplado a un reductor 100:1 para el compactador de tornillo. Debido al ancho del cilindro, la máquina procesa 2 hojas en 3.93 seg; aproximadamente 1832 hojas/hora. Por su parte el sistema de separación de residuos procesa un flujo de 120.4687 ft³/h.

Recomendaciones

Si existe interés en este equipo y se planea construir; se debe realizar balanceo al cilindro desfibrador y al tornillo transportador. Siguiendo la norma, según la industria en la que se quiera implementar; con el fin de evitar ruptura de las cuchillas, o fallas en elementos rodantes.

La soldadura en los elementos que se requieran. debe seguirse según lo descrito en el capítulo 5 de la norma ASME BPE.

Las especificaciones del mantenimiento entregadas pueden ser de gran ayuda, a la hora al organizar las tareas para la realización de estos.

Si se desea vender el jugo, las industrias alimenticia o biofarmacéutica estas; son muy exigentes a la hora de la salubridad del producto. Por ello es necesario que el cliente defina el tipo de limpieza a utilizar, en el lugar (CIP) o por vaporización (SIP).

Referencias.

- Agrosavia. (2022). *Protocolo de poda de descope para la rehabilitación de cultivos de fique*.
<https://www.agrosavia.co/productos-y-servicios/oferta-tecnológica/línea-agrícola/cultivos-transitorios-y-agroindustriales/recomendaciones-protocolos-y-metodologías/722-protocolo-de-poda-para-la-rehabilitación-de-cultivos-de-fique-y-mejoramiento-en-la-prod>
- Ahmad, T., Mahmood, H. S., Ali, Z., Khan, M. A., & Zia, S. (2017). Design and Development of a Portable Sisal Decorticator. *Pakistan Journal of Agricultural Research*, 30(3).
<https://doi.org/10.17582/journal.pjar/2017.30.3.209.217>
- Amazon. (n.d.). *Máquina de laminador de combinación manual de 3 pulgadas*.
<https://www.amazon.com/-/es/laminador-combinación-laminación-engranajes-prensateles/dp/B0BPD28GNT?th=1>
- American National Standard Structural Welding. (2020). Aws D1 .1/D1 .1 M:2020. In *Structural Welding Code—Steel, ANSI/ AWS D1.1*.
- Amparo, J., & Azar, R. (2020). *Alternativas tecnológicas para el proceso de beneficio de la hoja del fique*. October 2015.
- ASTM. (2014). *ASTM A6/A6M-14. Requisitos Generales para barras laminadas de acero estructural, placas, formas y tablestacas*. <https://library.co/document/ydmo8pgy-astm-a6-espanol.html>
- ASTM. (2021). ASTM A240/240M - 20 Standard Specification for Chromium and Chromium-Nickel Stainless Steel Plate, Sheet, and Strip for Pressure Vessels and for General Applications. In *ASTM International: Vol. 1.03*.
- ASTM. (2022). *A681 – 08 Standard Specification for Tool Steels Alloy* (Vol. 126, Issue 2).

<https://doi.org/10.1520/A0681-08R22.2>

Beer, F. P., & Johnston, E. R. (2009). *Mecánica de materiales 5ed.*

Bonilla Giraldo, C. A. (2016). *Diseño de Sistema de Seguridad para Máquinas Automáticas de Aplicación de Insumos de confección y Marroquinería.*

BPE, A. (2016). *Bioprocessing Equipment* (Vol. 1).

Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley 8Ed. McGraw - Hill, 1, 225,355.*

Campuzano-Hoyos, J. (2018). Tecnología y la industria fiquera colombiana: aprovechando la experiencia latinoamericana, 1880-1938. *AD-Minister*, 32, 29–56.

<https://doi.org/10.17230/ad-minister.32.2>

CEMA. (2019). *Screw Conveyor Dimesional Standars*. <https://cemanet.org/wp-content/uploads/2019/06/EC-2019-ANSI-CEMA-300-2019-W-New-Images.pdf>

Cía General de Aceros. (n.d.). *AISI 304*. Cga.com.co/producto/aisi-304/

Conveyor Engineering, & Manufacturing Co. (2012). *Screw Conveyor components & design*. 2.20, 25. www.conveyoreng.com

Corponor. (2014). Propuesta de declaratoria de la Reserva Forestal Protectora Jurisdicciones, Municipios de Abrego y La Esperanza, Norte de Santander. *Applied Microbiology and Biotechnology*, 85(1), 2071–2079.

Applied Microbiology and Biotechnology, 85(1), 2071–2079.

https://corponor.gov.co/publica_recursos/documentos_reservas_temporales/RNTF_Jurisdicciones.pdf

del Rio, R. P., Reyes, M. H., Caballero, M. C., & Gómez, L. H. H. (2022). Multi-objective optimization through artificial intelligence for designing of an Agave angustifolia leaf shredder. *Scientia Agropecuaria*, 13(3), 291–299.

<https://doi.org/10.17268/sci.agropecu.2022.026>

Duque, D. (2011). *Optimización de los subproductos del Fique*. 68.

https://repository.icesi.edu.co/biblioteca_digital/bitstream/10906/78814/1/105796.pdf

Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito. (2011). Laminación protocolo. *Laboratorio de Producción*, 2.

Espín, L., & Cárdenas, V. (2015). Diseño y construcción de una desfibradora de hojas y pseudotallos para obtener material lignocelulósico a utilizar como refuerzos de polímeros. *Facultad de Ingeniería Mecánica-Escuela Politécnica Nacional*, 238.

Figuerola, F., Carlos, J., Macías, S., & Rómulo, J. (2010). “*Diseño Y Construcción De Una Laminadora Y Diseño De Una Línea De Producción Para Panificación*.” 1–213.

ggdmetals. (n.d.). *AISI D2*. <https://www.ggdmetals.com.br/es/produto/aisi-d2/>

Gobernación de Santander, Secretaría de Agricultura y Desarrollo Rural, & Dirección de Desarrollo Rural y Ambiental. (2020). *Plan Departamental de Extensión Agropecuaria (PDEA) Santander 2020 -2023*. 1–159. <https://www.adr.gov.co/atencion-y-servicios-a-la-ciudadania/pidaret-y-pdea/>

Hernández Escobar, A. A., Ramos Rodríguez, M. P., Placencia López, B. M., Indacochea Ganchozo, B., Quimis Gómez, A. J., & Moreno Ponce, L. A. (2018). Metodología de la investigación científica. 3 *Ciencias*, March. <https://doi.org/10.17993/ccyll.2018.15>

ICONTEC. (1988). *NTC 5832. Prácticas normalizadas para la fabricación y montaje de estructuras en acero*. 571. <https://es.scribd.com/document/414872477/Ntc-5832-Norma-Fabricacion-y-Montaje-Acero-1>

ICONTEC. (1997). *NTC 4040. Soldadura, procedimientos de soldadura para el acero de refuerzo*. 53. <https://es.scribd.com/document/131998324/NTC-4040>

- ICONTEC. (1998). NTC 2050. Código eléctrico colombiano. *Código Eléctrico Colombiano*, 847. https://www.idrd.gov.co/sitio/idrd/sites/default/files/imagenes/ntc_20500.pdf
- IEC. (2010). *IEC 60034-1 Rotating electrical machines*. www.iec.ch/searchpub/cur_fut-f.htm
- Imam, A., Hassan, M., Ali, M., & Youssef, I. (2016). Development of Machine for Extracting Sisal Fiber. *Zagazig Journal of Agricultural Research*, 43(3), 1039–1050. <https://doi.org/10.21608/zjar.2016.101058>
- IMPORT, A. (n.d.). *Esparrago / Roscado / Inoxidable C-304 / 316*. <https://www.acerosimport.com/producto/esparrago-roscado-inoxidable-c-304-316/>
- Industrial machine knife manufacturers. (n.d.). *Foof Processing & Packaging Industrial Knives Catalog* (Vol. 6, p. 39).
- Ingemecanica.com. (n.d.). *Soldadura de los Aceros Inoxidables*. <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn48.html>
- Inteco.org. (2020). *Seguridad de las máquinas. Distancias de seguridad para impedir que se alcancen zonas peligrosas con los miembros superiores e inferiores*. <https://www.inteco.org/shop/inte-iso-13857-2016-salud-y-seguridad-en-el-trabajo-seguridad-de-las-maquinas-distancias-de-seguridad-para-impedir-que-se-alcancen-zonas-peligrosas-con-los-miembros-superiores-e-inferiores-1253#attr=>
- Intermec S.A. (2015). *Catalogo Transmisión De Potencia Piñones Y Cadenas*. sexta edic, 130.
- INTERROLL. (2016). *Rodillos Transportadores ROLLERDRIVE DRIVECONTROLS*. www.interroll.com
- Justo, I., & Vidal, C. (2011). *Historia y futuro de una fibra vegetal* (pp. 1–48). <https://eurofique.info/wp-content/files/fique-historia-y-futuro-de-una-fibra-vegetal.pdf>
- Kulichevsky, R. . S., & M. (n.d.). Medición de vibraciones: una herramienta para la predicción y

- evaluación de fallas en maquinarias. *Estudio y Ensayo de Componentes Estructurales*, 1650.
- MADR. (2021). *Cadena agroindustrial del fique*.
[https://www.agronet.gov.co/agronet/Protocolos/19 Act Protocolo Cadena Fique V 7 0 \(19 12 16\).docx#:~:text=La Cadena Productiva del Fique y su Agroindustria%2C estima un,familias productoras a nivel departamental.](https://www.agronet.gov.co/agronet/Protocolos/19%20Act%20Protocolo%20Cadena%20Fique%20V%207%200%20(19%2012%2016).docx#:~:text=La%20Cadena%20Productiva%20del%20Fique%20y%20su%20Agroindustria%2C%20estima%20un,familias%20productoras%20a%20nivel%20departamental.)
- Martínez, M. J. A., & Pérez, L. F. V. (2017). *Plan estratégico para el mejoramiento de la malla vial rural del municipio de Ábrego , Norte de Santander al año 2019* Martha Janeth Acevedo Martínez , Lina Fernanda Verjel Pérez Informe Académico presentado para optar al título en Finanzas Públicas Lennix. <https://repository.usta.edu.co/handle/11634/10890>
- Matter, M. M. (2017). *An Engineer's Guide*.
https://0201.nccdn.net/1_2/000/000/190/be5/Pruftechnik-Engineers-Guide-2017.pdf
- Mayorga Hernández, E. (2004). Evaluación funcional y modificaciones a una máquina desfibadora de lechuguilla (Agave lechuguilla Torr.). *Colegio de Posgraduados*, 120.
[http://www.biblio.colpos.mx:8080/jspui/bitstream/handle/10521/256/Sanchez_Borja_M_D C_Fitosanidad_2010.pdf?sequence=1](http://www.biblio.colpos.mx:8080/jspui/bitstream/handle/10521/256/Sanchez_Borja_M_D_C_Fitosanidad_2010.pdf?sequence=1)
- Mendoza, V. (2017). En constante movimiento. Dos episodios sobre la circulación de saberes tecnológicos a través de la invención de las máquinas desfibadoras de henequén, siglo XIX. *Tzintzun*, 66(66), 67–105. https://www.scielo.org.mx/scielo.php?pid=S1870-719X2017000200067&script=sci_arttext
- Ministerio del Ambiente, Vivienda y Desarrollo Rural, D. N. de planeación. (2006). *Guía ambiental del subsector fiquero 2Ed*. http://infocafes.com/portal/wp-content/uploads/2016/03/fedecacao-pub-doc_05B.pdf
- Mirzaei, S., & Shen, L. (2021). Water disposal minimization of a screw press in the tissue

manufacturing process. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 115(7–8), 2659–2667. <https://doi.org/10.1007/s00170-021-07247-4>

Mohamed M. Yassen Sheelan M. Hama Akram Mahmood. (2018). Reusing of glass wastes as Powder as partial of cement in Production of Concrete. *11th International Conference Development in E-System Engineering (DeSE) 2018 At: Cambridge*, 8, 330–334. <https://doi.org/10.1109/DeSE.2018.00065>

Montanstahl. (n.d.). *Ángulos de acero inoxidable*.

<https://www.montanstahl.com/es/productos/perfiles-estructurales-y-barras-estiradas-en-acero-inoxidable/angulos-de-acero-inoxidable/>

Norelem. (n.d.). *Dovetail slides with micrometer spindle and handwheel*.

<https://www.norelem.com/us/en/Products/Product-overview/Systems-and-components-for-machine-and-plant-construction/21000-Slides-Guide-rails-Positioning-tables-Linear-guide-systems-Position-indicators/Carriage-guides/21033-Dovetail-slides-with-micrometer-sp>

Olguitech s.a.s. (n.d.). *Equipo multi ensayo para evaluación estática de la condición de motores*.

<https://olguitech.com/es/products/equipo-multi-ensayo-para-evaluacion-estatica-de-la-condicion-de-motores>

Plan de desarrollo municipal, (2016). <http://www.abrego-nortedesantander.gov.co/planes/plan-de-desarrollo-municipal-20162019-conmigo-la-gente>

PDM. (2020). *Plan de Desarrollo municipal Abrego 2020 - 2023*. <http://www.abrego-nortedesantander.gov.co/planes/plan-desarrollo-municipio-de-abrego-20202023>

PDV Ingeniería. (n.d.). *Balanceo dinámico industrial*. <https://www.pdvingenieria.cl/balanceo-dinamico-industrial.html>

Pérez del Río, R. (2013). *Determinación de los parámetros racionales óptimos de diseño de una*

desfibradora de hojas de Agave Angustifolia Haw empleando redes neuronales artificiales.

144. http://literatura.ciidiroaxaca.ipn.mx:8080/xmlui/handle/LITER_CIIDIROAX/600

Pérez Gago, A., Reynolds, G., & Kleinebudde, P. (2018). Impact of roll compactor scale on ribbon density. *ELSEVIER*, 337, 92–103. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2017.02.045>

Porras, J. D. (2019). *Cartilla Técnica del Cultivo del Fique.*

[https://sioc.minagricultura.gov.co/Fique/Normatividad/2019-06-30 Cartilla Técnica del Cultivo del Fique.pdf](https://sioc.minagricultura.gov.co/Fique/Normatividad/2019-06-30%20Cartilla%20Técnica%20del%20Cultivo%20del%20Fique.pdf)

PPI. (2024). *Rodamientos y chumaceras saf.* 3–6. [https://www.ppi-](https://www.ppi-global.com/userdocs/literature/ppi/documents/om_015-05_sp_saf.pdf)

[global.com/userdocs/literature/ppi/documents/om_015-05_sp_saf.pdf](https://www.ppi-global.com/userdocs/literature/ppi/documents/om_015-05_sp_saf.pdf)

Radoor, S., Karayil, J., Rangappa, S. M., Siengchin, S., & Parameswaranpillai, J. (2020). *Una revisión sobre la extracción de fibras de piña , sisal y abacá y su uso como refuerzo en matriz polimérica.* 14(4), 309–335.

<https://doi.org/https://doi.org/10.3144/expresspolymlett.2020.27>

Ramirez-carmona, M., & Ocampo-lopez, C. (2023). El potencial industrial del fique cultivado en Colombia. *Sostenibilidad*, 1–30. <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/su15010695>

Acuerdo 065 Estatuto Estudiantil, 69 (1996).

https://ufpso.edu.co/ftp/pdf/estatutos/acuerdo065_26_08_1996.pdf

Seguridad, H. y. (n.d.). *TUERCA HEXAGONAL CIEGA.*

<https://herramientasyseguridad.co/product/tuerca-hexagonal-ciega/>

SHUBHLAXMI. (n.d.). *Stainless Steel TP 316L Seamless Pipes.*

<https://www.shubhlaxmigroup.com/stainless-steel-tp-316l-seamless-pipes/>

SKF. (n.d.). *Rodamientos de bolas con tensor.* <https://www.skf.com/es/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/take-up-ball-bearing-units>

- SKF. (2024). *Unidad de rodamientos con soporte de pie de material compuesto o de fundición de metal*. [https://www.skf.com/co/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-UKPA 207 K%2FH](https://www.skf.com/co/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-UKPA%20207%20K%20FH)
- Solís, V. M. M. (2014). *Las patentes de invención mexicanas. Instituciones, actores y artefactos [1821-1911]*.
<https://colmich.repositorioinstitucional.mx/jspui/bitstream/1016/236/1/MendozaSolísVandariManuel2014Tesis.pdf>
- Terra, E. (2020). *Rodillo transportador de gravedad*.
<https://www.embalajesterra.com/blog/rodillos-transportadores-embalaje/>
- TGW. (n.d.). *Horizontal Form, Fill, Seal*.
- Torres., F. M. (2008). *Herramientas para la competitividad de los productores de fique* (pp. 63 páginas ;ilustraciones, datos numéricos.). <http://hdl.handle.net/20.500.12324/12674>
- Townsend, T. (2020). World natural fibre production and employment. In *Handbook of Natural Fibres: Second Edition* (Vol. 1). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-818398-4.00002-5>
- Vélez Clavijo, M. A., Moreno Ramírez, V., & Palacio Jaramillo, A. (2021). Simulación dinámica de la cadena de producción de fique en Colombia para potenciar el desarrollo económico del país. *EAFIT*, 01(02), 9.
[https://repository.eafit.edu.co/bitstream/handle/10784/31624/Simulación dinámica de la cadena de producción de fique en Colombia para potenciar el desarrollo económico del país. %281%29.pdf?sequence=2&isAllowed=y](https://repository.eafit.edu.co/bitstream/handle/10784/31624/Simulación%20dinámica%20de%20la%20cadena%20de%20producción%20de%20fique%20en%20Colombia%20para%20potenciar%20el%20desarrollo%20económico%20del%20país.%281%29.pdf?sequence=2&isAllowed=y)
- Vélez Salazar, Y. H., & Velásquez Flórez, M. A. (2020). Diseño Conceptual de una Planta de Extracci' on de Saponinas Presentes en el Jugo de Fique. *Ingeniería*, 25(1), 50–67.

<https://doi.org/10.14483/23448393.15298>

Verjel, G. A. B. (2019). *Elaboración del diagnostico ambiental rural del municipio de Abrego, Norte de Santander, como aporte para la formulación del plan ambiental municipal.*

<http://repositorio.ufpso.edu.co/xmlui/handle/123456789/498>

WELLBOLT CO, L. (n.d.). *SUS304 316 Acero Inoxidable 316L de rosca completa DIN933*

Tornillo hexagonal. https://es.made-in-china.com/co_wellbolt/product_SUS304-316-316L-Stainless-Steel-Full-Thread-DIN933-Hexagon-Head-Bolt_eoroeyohy.html

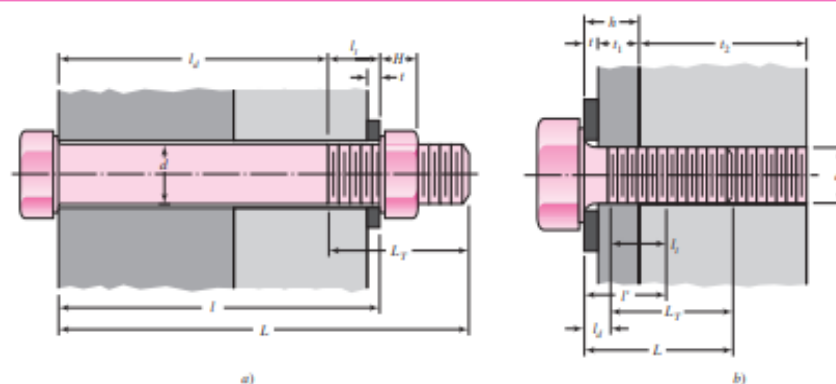
Apéndice.

Apéndice A. Procedimiento sugerido para determinar la rigidez del sujetador

412 PARTE TRES Diseño de elementos mecánicos

Tabla 8-7

Procedimiento sugerido para determinar la rigidez del sujetador



Dado el diámetro del sujetador d y el paso p o el número de roscas

Agarre efectivo

$$r = \begin{cases} h + t_2/2, & t_2 < d \\ h + d/2, & t_2 \geq d \end{cases}$$

El agarre es el espesor l

Espesor de la arandela de la tabla
A-32 o A-33
Longitud rosca l_r
Serie en pulgadas:

$$l_r = \begin{cases} 2d + \frac{1}{8} \text{ pulg}, & L \leq 6 \text{ pulg} \\ 2d + \frac{1}{2} \text{ pulg}, & L > 6 \text{ pulg} \end{cases}$$

Serie métrica:

$$l_r = \begin{cases} 2d + 6 \text{ mm}, & L \leq 125, d \leq 48 \text{ mm} \\ 2d + 12 \text{ mm}, & 125 < L \leq 200 \text{ mm} \\ 2d + 25 \text{ mm}, & L > 200 \text{ mm} \end{cases}$$

Longitud del sujetador: $L > l + H$

Redondee usando la tabla A-17*

Longitud del sujetador:
 $L > h + 1.5d$

Longitud de la parte útil

sin rosca: $l_d = L - l_r$

Longitud de la parte rosca:

$$l_r = l - l_d$$

Longitud de la parte útil

sin rosca: $l_d = L - l_r$

Longitud de la parte útil

$$\text{rosca: } l_r = l - l_d$$

Área de la parte sin rosca:

$$A_d = \pi d^2/4$$

Área de la parte rosca:

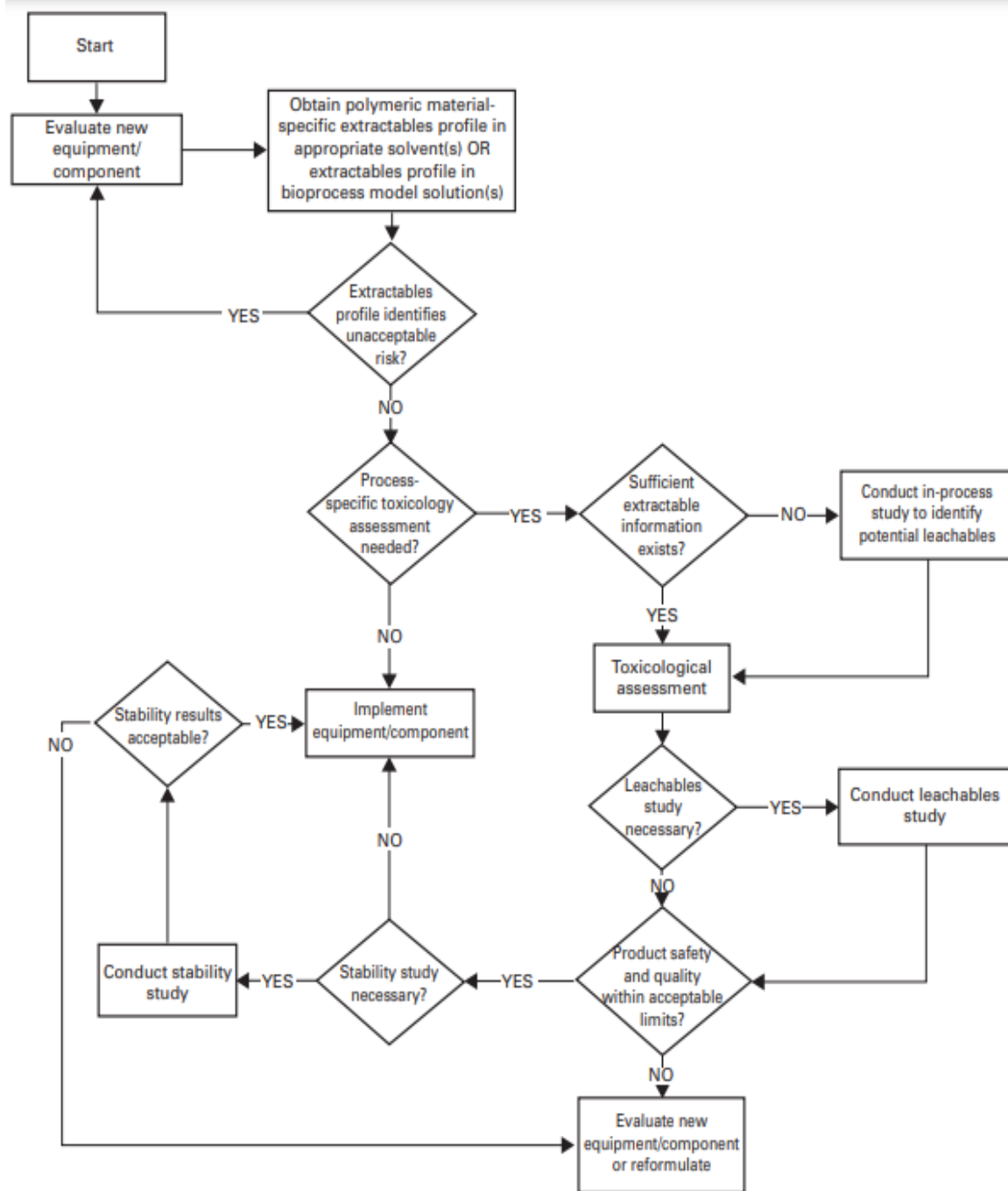
A_r tabla 8-1 o 8-2

Rigidez del sujetador:

$$k = A_d A_r E$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice B Procedimiento selección de materiales ASME BPE



Fuente: (BPE, 2016)

Apéndice C Factores de Capacidad

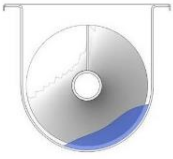
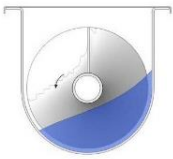
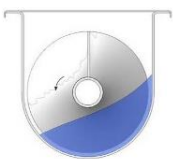
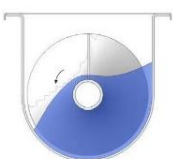
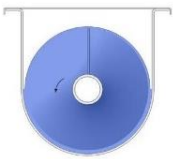
TABLE C: Capacity Factors

SPECIAL SCREW PITCH CAPACITY FACTOR CF_1				
PITCH	DESCRIPTION		CF_1	
Standard (full)	Pitch = Diameter of screw		1.00	
Short	Pitch = $\frac{2}{3}$ Diameter of screw		1.50	
Half	Pitch = $\frac{1}{2}$ Diameter of screw		2.00	
Long	Pitch = $1\frac{1}{2}$ Diameter of screw		0.67	
SPECIAL SCREW FLIGHT MODIFICATION CAPACITY FACTOR CF_2				
TYPE OF FLIGHT	CONVEYOR LOADING			
	15%	30%	45%	
Standard	1.00	1.00	1.00	
Cut	1.95	1.57	1.43	
Cut & Folded	not rec.	3.75	2.54	
Ribbon	1.04	1.37	1.62	
SPECIAL SCREW MIXING PADDLE CAPACITY FACTOR CF_3				
STD PADDLES PER PITCH SET AT 45° REVERSE PITCH				
NONE	1	2	3	4
1.00	1.08	1.16	1.24	1.32

Fuente:(Conveyor Engineering & Manufacturing Co, 2012)

Apéndice D Capacidades del transportador

TABLE D: Conveyor Capacities

PERCENT TROUGH LOAD	SCREW DIAMETER	MAXIMUM RECOMMENDED RPM	CAPACITY (FT ³ /HR) at MAX RPM	CAPACITY (FT ³ /HR) per RPM
15% 	6	60	45	0.8
	9	55	150	2.7
	12	50	325	6.5
	14	50	520	10.4
	16	45	700	15.6
	18	45	1,010	22.5
	20	40	1,250	31.2
	24	40	2,180	54.6
	30	30	3,152	105.0
	36	20	3,597	184.0
30% A 	6	120	180	1.5
	9	100	545	5.5
	12	90	1,160	12.9
	14	85	1,770	20.8
	16	80	2,500	31.2
	18	75	3,380	45.0
	20	70	4,370	62.5
	24	65	7,100	109.0
	30	50	10,506	210.0
	36	35	12,593	369.0
30% B 	6	60	90	1.5
	9	55	295	5.7
	12	50	646	12.9
	14	47	696	14.8
	16	44	1,382	31.4
	18	41	1,834	44.7
	20	38	2,361	62.1
	24	36	3,928	109.1
	30	27	5,673	210.0
	36	19	6,836	360.0
45% 	6	165	368	2.2
	9	155	1,270	8.2
	12	145	2,820	19.4
	14	140	4,370	31.2
	16	130	6,060	46.7
	18	120	8,120	67.6
	20	110	10,300	93.7
	24	100	16,400	164.0
	30	70	22,062	315.0
	36	40	21,587	540.0
95%  (Shown with shroud mtd. above screw) see p.92 for more on Feeder Screws	6	300*	1,415	4.7
	9	275*	4,832	17.6
	12	255*	10,760	42.0
	14	240*	16,342	68.0
	16	220*	22,280	101.0
	18	210*	30,529	145.0
	20	190*	37,385	196.0
	24	170*	58,858	346.0
	30	115*	76,519	665.0
	36	70*	79,754	1,139.0

Fuente:(Conveyor Engineering & Manufacturing Co, 2012)

Apéndice E Tablas para determinación de los factores F_d , F_b , F_f y F_p

TABLE J: Flight Modification HP Factor, F_f

TYPE OF FLIGHTING	CONVEYOR LOADING			
	15%	30%	45%	95%
Standard	1.00	1.00	1.00	1.00
Cut	1.10	1.15	1.20	1.30
Cut & Folded	NR	1.50	1.70	2.20
Ribbon	1.05	1.14	1.20	NR

TABLE K: Paddle HP Factor, F_p

STD PADDLES PER PITCH SET AT 45° REVERSE PITCH				
NONE	1	2	3	4
1.00	1.29	1.58	1.87	2.16

TABLE L: Diameter HP Factor

SCREW DIA.	F_d	SCREW DIA.	F_d
6	18	24	235
9	31	30	360
10	37	36	512
12	55	42	720
14	78	48	940
16	106	54	1200
18	135	60	1500
20	165		

TABLE M: Hanger Bearing HP Factor

COMPONENT GROUP	BEARING TYPE	FACTOR F_b
A	Ball	1.0
B & C	Babbitt	1.7
	Bronze	1.7
	Bronze (oil impregnated)	1.7
	Bronze w/Graphite Plugs	1.7
	Canvas Based Phenolic	1.7
	Ertalyte	2.5
	Gatke	1.7
	Melamine	3.5
	Nylon/Nylatron GS	2.0
	Plastic Resin	2.0
	Ryertex	1.7
	Teflon	2.0
	UHMW	2.0
	Wood (oil impregnated)	1.7
D Req's hardened cplg shaft	Chilled Hard Iron	4.4
	Hardened Alloy Sleeve	4.4
	Stellite	4.4

Fuente:(Conveyor Engineering & Manufacturing Co, 2012)

Apéndice F Características del material

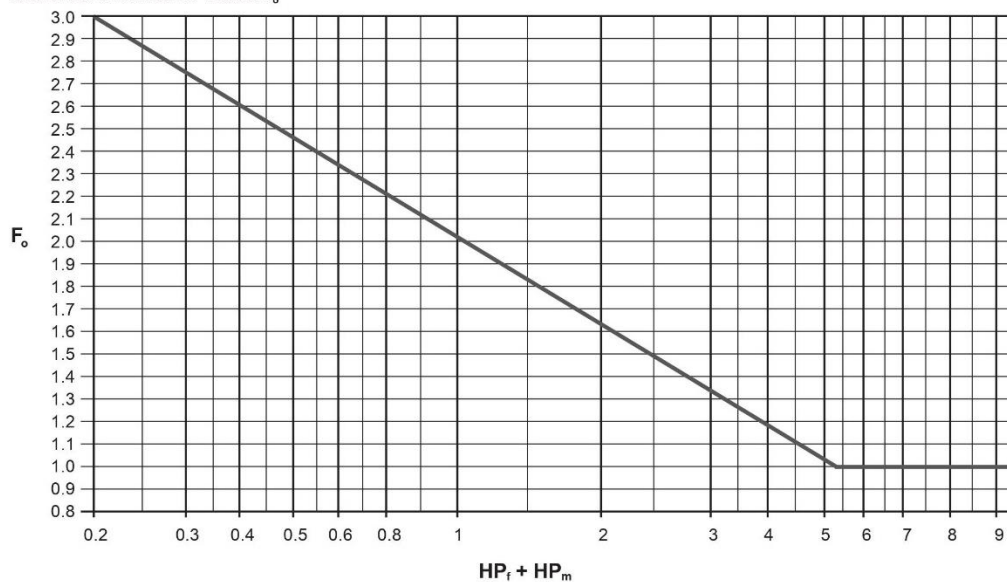
TABLE B: Material Characteristics

MATERIAL	MAT'L CLASS CODE	CONV LOADING	COMPONENT GROUP	WEIGHT (LBS/CF)		MAT'L FACTOR F_m	VERT.*
				MIN	MAX		
Adipic Acid	45A35	30A	2B	45	45	0.5	x
Alfalfa Meal	18B45WY	30A	2D	14	22	0.6	x
Alfalfa Pellets	42C25	45	2D	41	43	0.5	
Alfalfa Seed	13B15N	45	1A,1B,1C	10	15	0.4	x
Almonds, Broken	29C35Q	30A	2D	27	30	0.9	
Almonds, Whole Shelled	29C35Q	30A	2D	28	30	0.9	
Alum, Fine	48B35U	30A	3D	45	50	0.6	
Alum, Lumps	55B25	45	2A,2B	50	60	1.4	
Alumina	58B27MY	15	3D	55	65	1.8	
Alumina Fines	35A27MY	15	3D	35	35	1.6	
Alumina Sized or Briquette	65D37	15	3D	65	65	2.0	
Aluminate Gel (Aluminate Hydroxide)	45B35	30B	2D	45	45	1.7	x
Aluminum Chips, Dry	11E45V	30A	2D	7	15	1.2	
Aluminum Chips, Oily	11E45VY	30A	2D	7	15	0.8	x
Aluminum Hydrate	17C35	30A	1A,1B,1C	13	20	1.4	x
Aluminum Ore (see Bauxite)							
Aluminum Oxide	90A17MN	15	3D	60	120	1.8	
Aluminum Silicate (Andalusite)	49C35S	45	3A,3B	49	49	0.7	x
Aluminum Sulfate	52C25	45	1A,1B,1C	45	58	1.3	
Ammonium Chloride, Crystalline	49A45FRS	30A	1A,1B,1C	45	52	1.0	?
Ammonium Nitrate	54A35NTU	30A	3D	45	62	1.6	?
Ammonium Sulfate	52C35FOTU	30A	1A,1B,1C	45	58	1.0	?
Antimony Powder	A35	30B	2D	—		1.6	x
Apple Pomace, Dry	15C45Y	30B	2D	15	15	1.0	x
Arsenate of Lead (Lead Arsenate)	72A35R	30A	1A,1B,1C	72	72	1.4	?
Arsenic Oxide (Arsenolite)**	110A35R	30A	-	100	120	1.2	
Arsenic Pulverized	30A25R	45	2D	30	30	1.0	
Asbestos-Rock (Ore)	81D37R	15	3D	81	81	2.0	?
Asbestos-Shredded	30E46XY	30B	2D	20	40	1.0	?
Ash, Black Ground	105B35	30A	1A,1B,1C	105	105	2.5	
Ashes, Coal, dry, ½"	40C46TY	30B	3D	35	45	3.0	x
Ashes, Coal, dry, 3"	38D46T	30B	3D	35	40	2.5	
Ashes, Coal, Wet, ½"	48C46T	30B	3D	45	50	3.0	
Ashes, Coal, Wet, 3"	48D46T	30B	3D	45	50	4.0	
Ashes, Fly (Fly Ash)	38A36M	30B	3D	30	45	2.0	
Aspartic Acid	42A35XPLO	30A	1A,1B,1C	33	51	1.5	?
Asphalt, Crushed, ½"	45C45	30A	1A,1B,1C	45	45	2.0	x
Bagasse	9E45RVXY	30A	2A,2B,2C	7	10	1.5	
Bakelite, Fine	38B25	45	1A,1B,1C	30	45	1.4	x
Baking Powder	48A35	30A	1B	40	55	0.6	x
Baking Soda (Sodium Bicarbonate)	48A25	45	1B	40	55	0.6	x
Barite (Barium Sulfate), ½" to 3"	150D36	30B	3D	120	180	2.6	
Barite, Powder	150A35X	30A	2D	120	180	2.0	x
Barium Carbonate	72A45R	30A	2D	72	72	1.6	
Bark, Wood, Refuse	15E45TVY	30A	3D	10	20	2.0	
Barley, Fine, Ground	31B35	30A	1A,1B,1C	24	38	0.4	x
Barley, Malted	31C35	30A	1A,1B,1C	31	31	0.4	x
Barley, Meal	28C35	30A	1A,1B,1C	28	28	0.4	x
Barley, Whole	42B25N	45	1A,1B,1C	36	48	0.5	x
Basalt	93B27	15	3D	80	105	1.8	?
Bauxite, Crushed, 3" (Aluminum Ore)	80D36	30B	3D	75	85	2.5	?
Bauxite, Dry, Ground (Aluminum Ore)	68B25	45	2D	68	68	1.8	?
Beans, Castor, Meal	38B35W	30A	1A,1B,1C	35	40	0.8	x
Beans, Castor, Whole Shelled	36C15W	45	1A,1B,1C	36	36	0.5	x

Fuente:(Conveyor Engineering & Manufacturing Co, 2012)

Apéndice G Tablas H - R -S

TABLE H: Overload HP Factor F_o



1. Trace the value of $(HP_f + HP_m)$ vertically to the diagonal line
2. From there, move across to the left to find the F_o value on the vertical axis

If $(HP_f + HP_m) \geq 5.2$ then $F_o = 1.0$

If $(HP_f + HP_m) < 5.2$ then $F_o = \text{Ln} (HP_f + HP_m) \times -0.6115 + 2.024$

TABLE R: Deflection and Shaft End Angle Limits, SS Screws

SITUATION	MAX DEFLECTION*	MAX END ANGLE*	
		2-BOLT	3-BOLT
Standard SS setup**	0.125"	0.200°	0.150°
Screw conv. type drive	0.100"	0.150°	0.135°
Weld-in shafts	0.100"	0.150°	0.135°
Drive on inlet end	0.100"	0.150°	0.135°
Flanged shafts	0.100"	0.150°	0.135°
Tight collar tolerances	0.100"	0.110°	0.135°
Double end bearings	0.100"	0.150°	0.135°

* Use as "rule of thumb" only. Consult CEMC for more thorough analysis.
 ** Std stainless setup: does not include any of the situations listed below it.
 Note: all limits can be increased by 20% for carbon steel screws

TABLE S: Moment of Inertia, Pipe $I = (OD^4 - ID^4) \times 0.0491$

NOMINAL PIPE SIZE	MOMENT OF INERTIA		
	SCHED 40	SCHED 80	SCHED 80 CLAD*
2	0.667	0.868	N/A
2 ½	1.53	1.92	N/A
3	3.02	3.89	6.13
3 ½	4.79	6.28	9.57
4	7.23	9.61	14.3
5	15.2	20.7	30.4
6	28.1	40.5	56.8
8	72.5	106	141
10	161	212	280

* Sched 80 carbon pipe clad w/sched 10 SS pipe or equiv. See p.34

Fuente:(Conveyor Engineering & Manufacturing Co, 2012)

Apéndice H Grupos de componentes

TABLE N: Component Groups

SCREW DIA (INCHES)	SHAFT SIZE DIA	BOLTS PER COUPLING	SECTIONAL SCREW FLIGHT THICKNESS	TROUGH THICKNESS	COVER THICKNESS
Light Duty Service: Component Groups 1A, 1B & 1C					
9	1 ½	2-bolt	10 ga	14 ga	14 ga
9	2	2-bolt	10 ga	14 ga	14 ga
12	2	2-bolt	¾	12 ga	14 ga
12	2 ⅞	2-bolt	¾	12 ga	14 ga
16	3	2-bolt	¾	10 ga	14 ga
20	3	2-bolt	¾	10 ga	12 ga
Standard Duty Service: Component Groups 2A, 2B, 2C & 2D					
9	2	2-bolt or 3-bolt	¾	10 ga	14 ga
12	2 ⅞	2-bolt or 3-bolt	¾	¾	14 ga
12	3	2-bolt or 3-bolt	¾	¾	14 ga
16	3	2-bolt or 3-bolt	¾	¾	14 ga
20	3	2-bolt or 3-bolt	¾	¾	12 ga
20	3 ⅞	2-bolt or 3-bolt	¾	¾	12 ga
30	3 ⅞	2-bolt or 3-bolt	¾	¾	12 ga
Heavy Duty Service: Component Groups 3A, 3B & 3D					
9	2	3-bolt	¾	¾	14 ga
12	2 ⅞	3-bolt	¾ or ¾	¾ or ¾	14 or 12 ga
12	3	3-bolt	¾ or ¾	¾ or ¾	14 or 12 ga
16	3	3-bolt	¾ or ¾	¾ or ¾	14 or 12 ga
16	3 ⅞	3-bolt	¾ or ¾	¾ or ¾	14 or 12 ga
20	3 ⅞	3-bolt	¾ or ¾	¾	12 or 10 ga
20	3 ⅞	3-bolt	¾ or ¾	¾	12 or 10 ga
30	4 ⅞	3-bolt	¾ or ¾	¾	10 ga

* Helicoid screws are also available for light duty service but sizes are limited. See p.36

** Larger sizes available, Contact Conveyor Eng & Mfg for more information.

Fuente:(Conveyor Engineering & Manufacturing Co, 2012)

Apéndice K Factores de corrección de dientes K_1

Número de dientes en catarina impulsora	Potencia preextremo, K_1	Potencia posextremo, K_1
11	0.62	0.52
12	0.69	0.59
13	0.75	0.67
14	0.81	0.75
15	0.87	0.83
16	0.94	0.91
17	1.00	1.00
18	1.06	1.09
19	1.13	1.18
20	1.19	1.28
N	$(N_1/17)^{1.08}$	$(N_1/17)^{1.5}$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice L Factores de torones múltiples, K

Número de torones	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice M Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas

Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lbf (N)	Peso promedio, lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamiento de torones múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice N Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesa- miento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice O Valores del factor de Lewis

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice P Resultados de principales materiales sometidos bajo tensión.

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)					
			Fluencia	Última	A la fractura,	Coefficiente	Resistencia a	Resistencia a
			S_{ur} MPa (kpsi)	S_{ur} MPa (kpsi)	σ_u MPa (kpsi)	σ_u MPa (kpsi)	la deformación, exponente m	la fractura ϵ_f
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) ^f	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) ^f	992 (144)	0.14	0.49
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) ^f	758 (110)	0.24	0.85
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273) ^f	0.041	0.81
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) ^f	0.048	0.43
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) ^f	1 410 (205)	0.51	1.16
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) ^f	1 270 (185)	0.45	1.67
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) ^f	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) ^f	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) ^f	882 (128)	0.13	0.18

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice Q Parámetros en la condición superficial de Marín

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

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice R Efecto de la temperatura de operación

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice S Factores de confiabilidad K_e

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice T Dimensiones en pulgadas de cuñas cuadradas y rectangulares

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1 \frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1 \frac{1}{4}$	$1 \frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1 \frac{3}{8}$	$1 \frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1 \frac{3}{4}$	$2 \frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2 \frac{1}{4}$	$2 \frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2 \frac{3}{4}$	$3 \frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

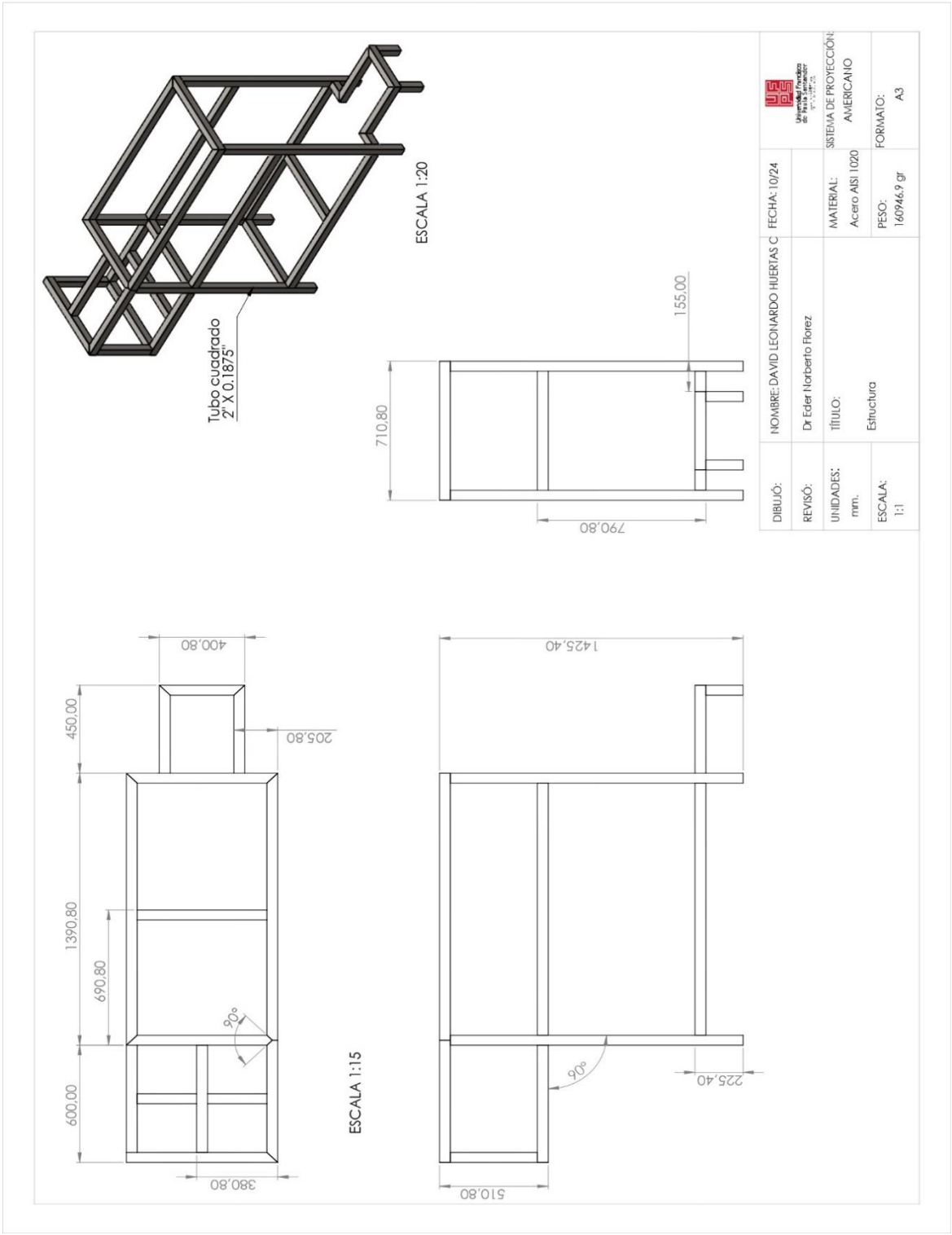
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice U Constantes físicas de materiales

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Relación de Poisson ν	Peso específico w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lbf/pulg ³	lbf/ft ³	kN/m ³
Abeto Douglas	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Acero al carbono	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Acero inoxidable [18-8]	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0
Aleaciones de titanio	16.5	114.0	6.2	42.4	0.340	0.160	276	43.4
Aluminio (todas las aleaciones)	10.4	71.7	3.9	26.9	0.333	0.098	169	26.6
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Hierro fundido (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel metal	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Plata niquelada	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4

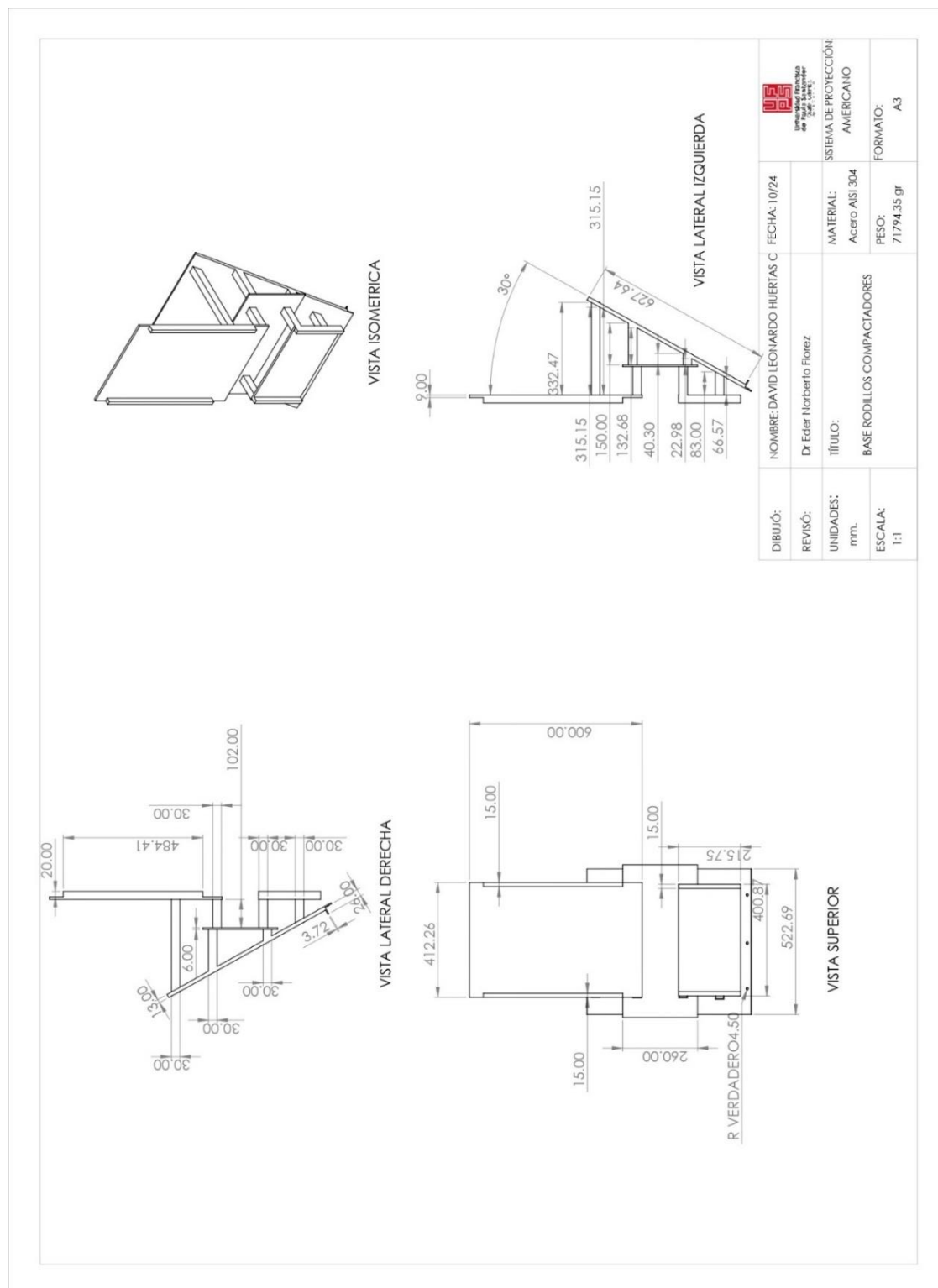
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice V Plano estructura



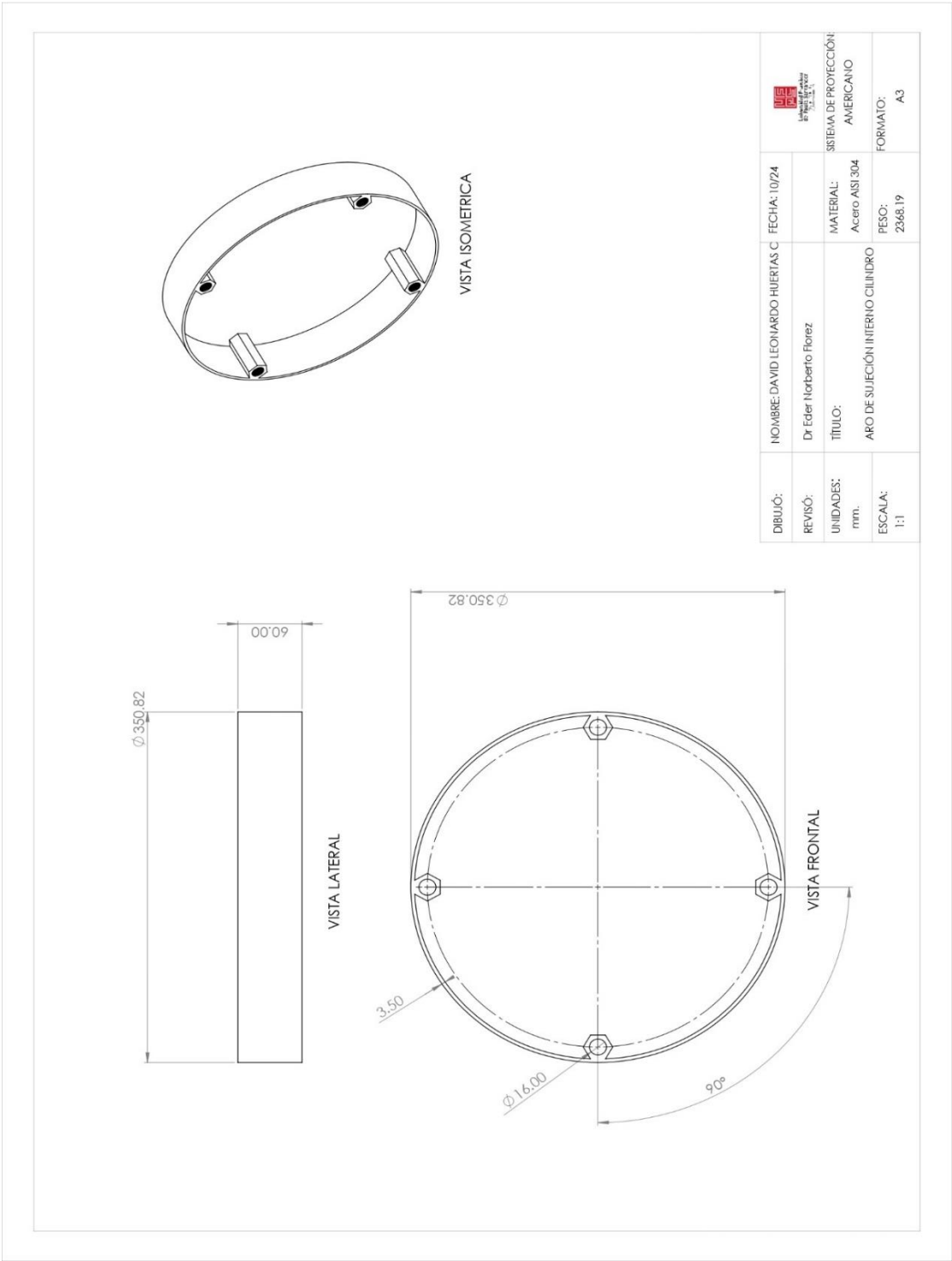
Fuente: (Elaboración propia)

Apéndice W Plano base rodillos



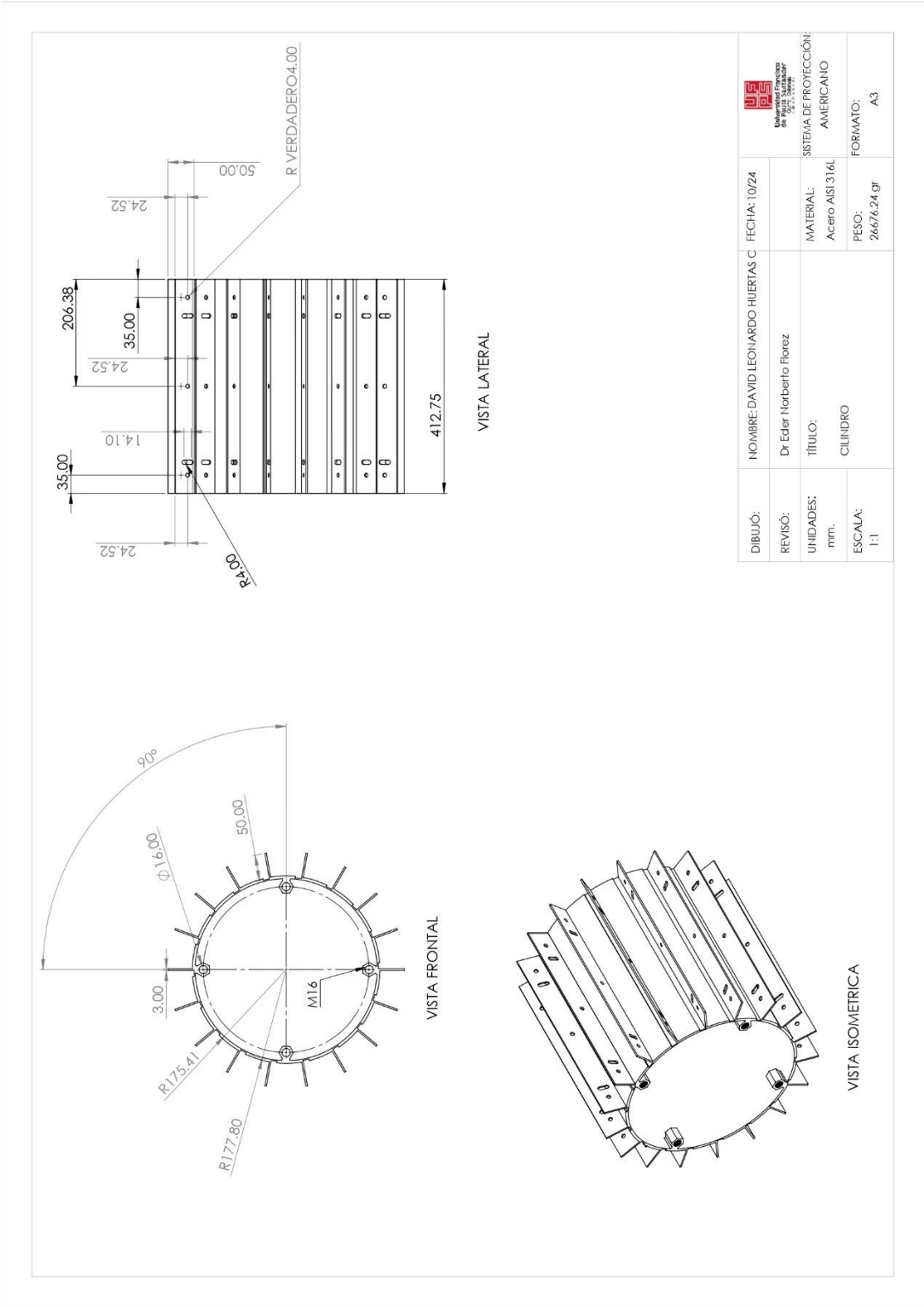
Fuente: (Elaboración propia)

Apéndice X Plano aro de sujeción cilindro



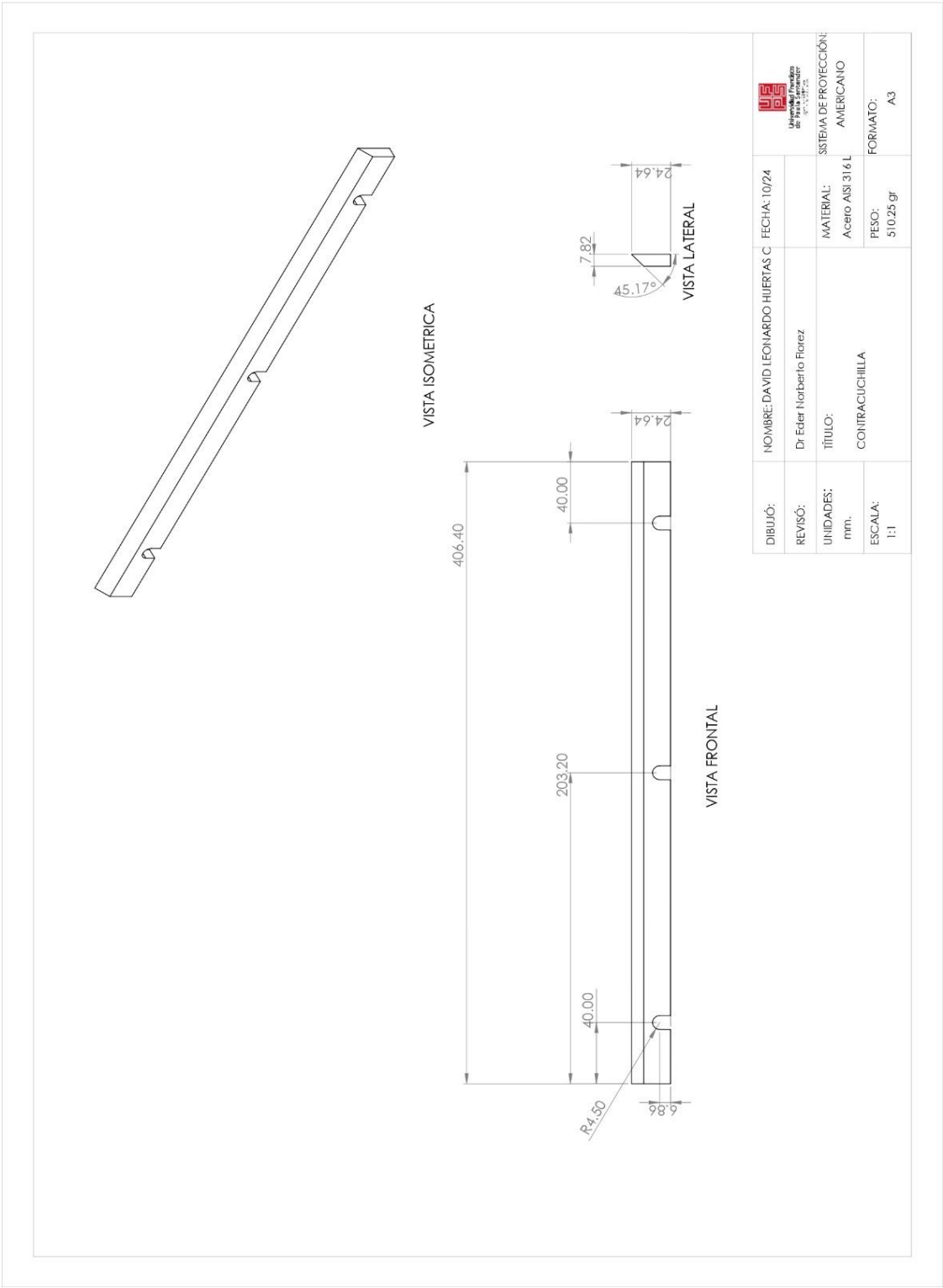
Fuente: (Elaboración propia)

Apéndice Y Plano cilindro



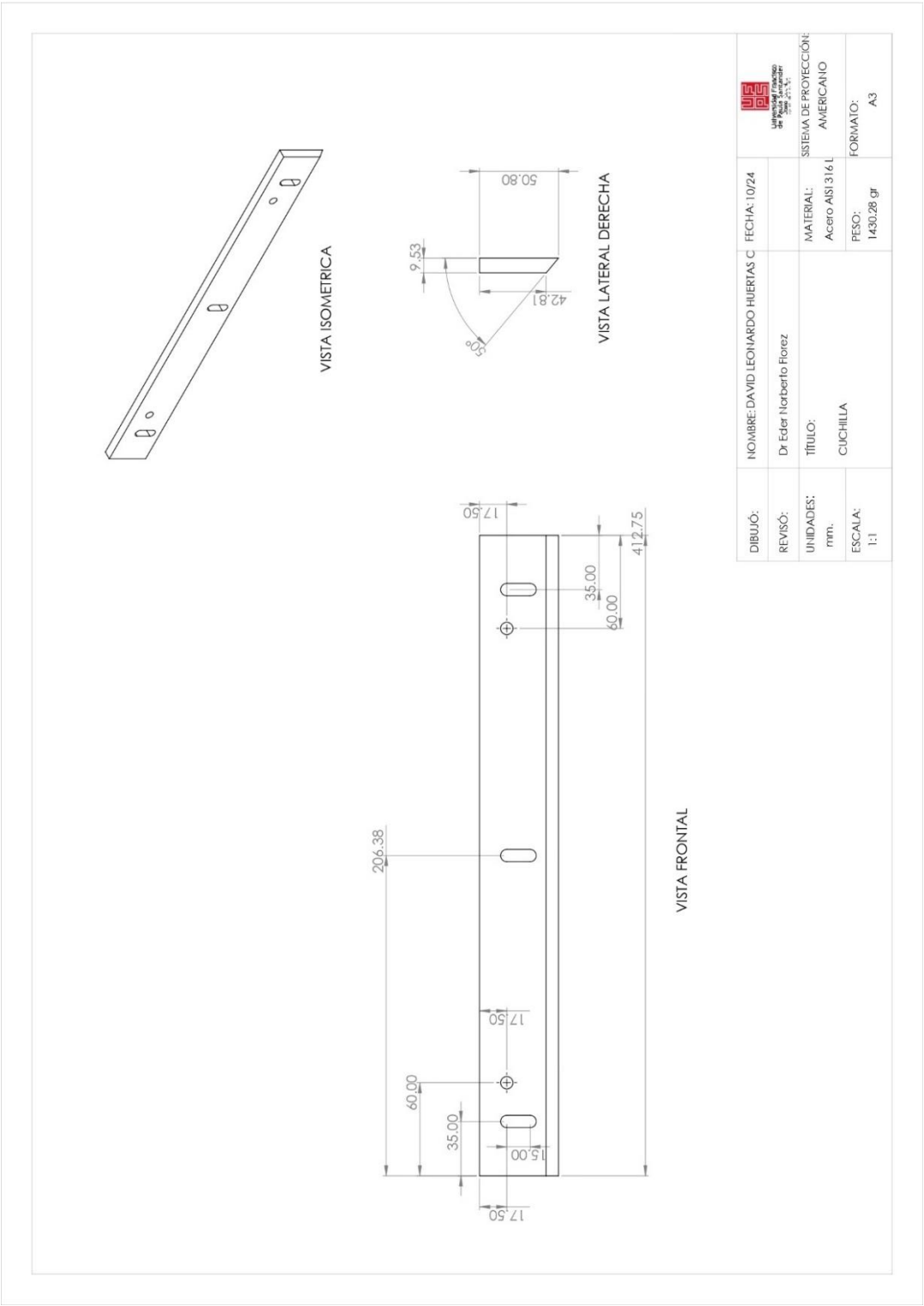
Fuente: (Elaboración propia)

Apéndice Z Plano contracuchilla



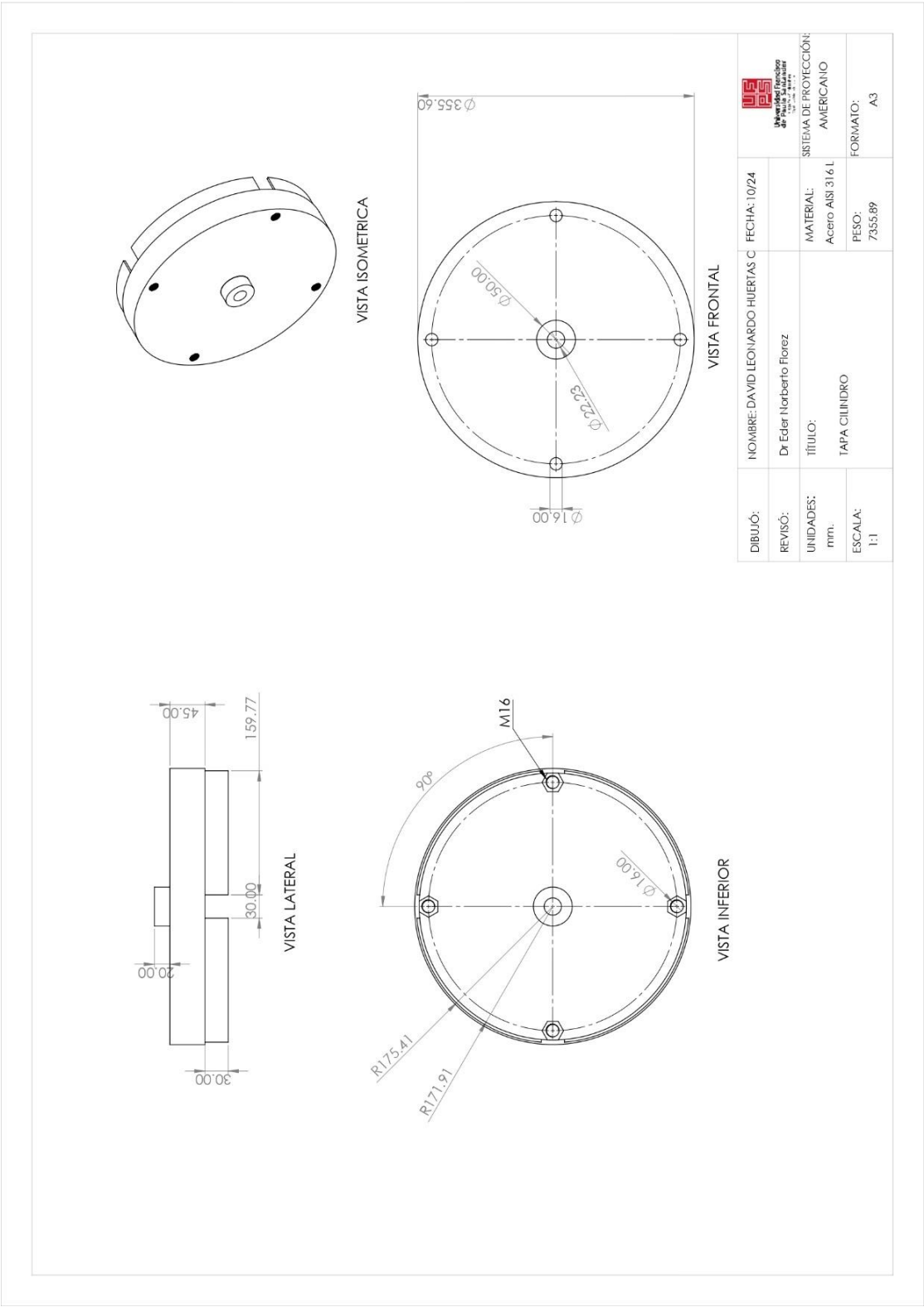
Fuente: (Elaboración propia)

Apéndice AA Plano cuchilla



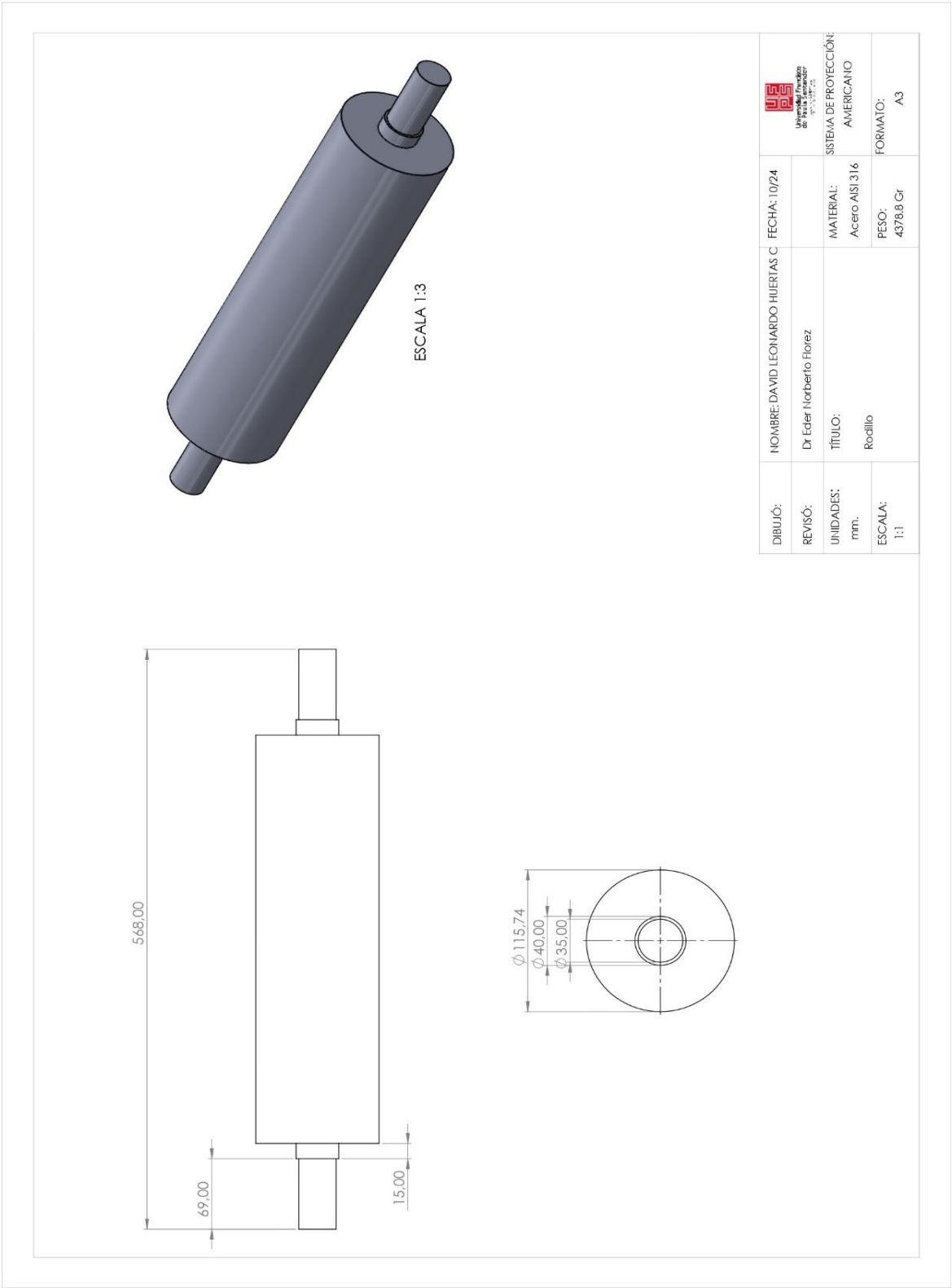
Fuente: (Elaboración propia)

Apéndice BB Plano tapa cilindro



Fuente: (Elaboración propia)

Apéndice CC Plano rodillo



Fuente: (Elaboración propia)