



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**OPTIMIZACIÓN EN EFICIENCIA, ERGONOMÍA Y SEGURIDAD
DEL PROTOTIPO DE TRILLADORA PORTÁTIL DE QUINUA
CON ACOPLA A MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE
MOTOCULTOR YTO DF 15Y PARA LA EMPRESA COPROBICH.**

Trabajo de titulación

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

AUTORES: BRYAN ALEJANDRO GRANIZO MORA

JONATHAN WLADIMIR GÓMEZ LLAMATUMBI

DIRECTOR: ING. EDISON PATRICIO ABARCA PÉREZ

Riobamba – Ecuador

2021

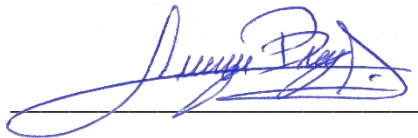
© 2021, Bryan Alejandro Granizo Mora, Jonathan Wladimir Gómez Llamatumbi

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de Autor.

Nosotros, Bryan Alejandro Granizo Mora y Jonathan Wladimir Gómez Llamatumbi, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticas. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

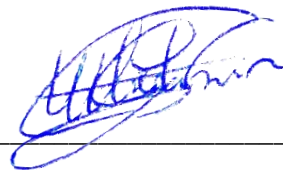
Como autores asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación; El patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 05 de febrero de 2021



Bryan Alejandro Granizo Mora

060506530-9



Jonathan Wladimir Gómez Llamatumbi

172454209-5

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

El tribunal del Trabajo de titulación certifica que: El trabajo de titulación; Tipo: Proyecto Técnico, **OPTIMIZACIÓN EN EFICIENCIA, ERGONOMÍA Y SEGURIDAD DEL PROTOTIPO DE TRILLADORA PORTÁTIL DE QUINOA CON ACOPLE A MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE MOTOCULTOR YTO DF 15Y PARA LA EMPRESA COPROBICH**, realizado por los señores: **BRYAN ALEJANDRO GRANIZO MORA** y **JONATHAN WLADIMIR GÓMEZ LLAMATUMBI**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Tribunal del trabajo de titulación, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal autoriza su presentación.

FIRMA

FECHA

Ing. José Francisco Pérez Fiallos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

JOSE FRANCISCO PEREZ FIALLOS
Firmado digitalmente por JOSE FRANCISCO PEREZ FIALLOS
Fecha: 2021.03.15 15:59:02 -05'00'

2021 – 02 - 05

Ing. Edison Patricio Abarca Pérez
DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Edison Patricio Abarca Pérez
Firmado digitalmente por EDISON PATRICIO ABARCA PEREZ
Fecha: 2021.02.05 14:59:02 -05'00'

2021 – 02 - 05

Ing. Juan Carlos Rocha Hoyos
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

JUAN CARLOS ROCHA
Firmado digitalmente por JUAN CARLOS ROCHA
Fecha: 2021.03.12 20:47:05 -05'00'

2021 – 02 - 05

DEDICATORIA

Dedico el siguiente trabajo de titulación a mis padres, hermanos y personas que supieron apoyarme, permitiendo que alcance una meta más. También a mis maestros que aportaron su conocimiento para que este trabajo se realice.

Jonathan

DEDICATORIA

El presente trabajo de titulación lo dedico a mis padres, por su amor, trabajo y sacrificio durante estos años; a mis hermanos, por su apoyo moral y acompañamiento. Además, a todas las personas que me han apoyado, compartido su amistad y conocimiento durante esta etapa de mi vida.

Bryan

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios que me brindo a mi familia los cuales me apoyaron, enseñaron y supieron darme todo lo que necesitaba a lo largo de mi vida. También agradezco a la ESPOCH quien abrió sus puertas y me dio acceso a las herramientas necesarias para culminar esta etapa.

Jonathan

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mis padres por su confianza, esfuerzo, dedicación y paciencia, que me ayudaron a culminar con mis estudios; a mis hermanos, por sus consejos, alegrías y tristezas compartidas; a mis amigos, con los cuales compartí su apoyo y amistad dentro y fuera de las aulas. Finalmente, agradezco infinitamente a los docentes y personal de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo por su orientación y guía para culminar con esta etapa de mi vida.

Bryan

TABLA DE CONTENIDO

TABLA DE CONTENIDO	vii
ÍNDICE DE TABLAS	xi
ÍNDICE DE FIGURAS	xiv
ÍNDICE DE GRÁFICOS	xvii
ÍNDICE DE ANEXOS	xix
RESUMEN	xx
SUMMARY	xxi
INTRODUCCIÓN	1

CAPÍTULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA	2
1.1. Antecedentes	2
1.2. Planteamiento del Problema	3
1.3. Justificación	4
1.4. Objetivos	4
1.4.1. <i>Objetivo general</i>	4
1.4.2. <i>Objetivos específicos</i>	4

CAPÍTULO II

2. REVISIÓN DE LITERATURA O FUNDAMENTOS TEÓRICOS	6
2.1. Marco teórico	6
2.1.1. <i>Trilladora</i>	6
2.1.2. <i>Elementos de trilla</i>	6
2.1.3. <i>Elementos de separación y limpia</i>	9
2.1.4. <i>El batidor</i>	10

2.1.5.	<i>Rendimiento de la trilla</i>	12
2.1.6.	<i>Rendimiento de la separación</i>	13
2.1.7.	<i>Limpieza</i>	14
2.1.8.	<i>Rendimiento de limpieza</i>	15
2.1.9.	<i>Pruebas funcionales</i>	17
2.1.10	<i>Propiedades físicas que influyen en el trillado</i>	18
2.1.11.	<i>Pérdidas y regulaciones</i>	19
2.2.	Normas	22
2.2.1.	<i>Norma INEN-ISO 11228</i>	22
2.2.2.	<i>Norma INEN-ISO 4254</i>	22

CAPÍTULO III

3.	MARCO METODOLÓGICO	23
3.1.	Diseño del batidor	23
3.1.1.	<i>Determinación de las poleas y banda a utilizar en el batidor</i>	24
3.1.2.	<i>Diseño del eje batidor</i>	28
3.1.3.	<i>Análisis del eje batidor mediante software CAE</i>	36
3.1.4.	<i>Construcción del batidor</i>	39
3.2.	Análisis del eje cilindro desgranador	41
3.2.1.	<i>Esfuerzos sobre las poleas en el eje cilindro desgranador</i>	41
3.2.2.	<i>Verificación diseño eje desgranador</i>	45
3.2.3.	<i>Análisis del eje cilindro desgranador mediante software CAE</i>	53
3.3.	Rediseño de la zapata de limpieza	56
3.3.1.	<i>Análisis del mecanismo de las zarandas mediante software CAE.</i>	58
3.3.2.	<i>Construcción de la zapata de limpieza</i>	68
3.3.3.	<i>Modificación del ventilador</i>	70
3.4.	Protectores	71
3.5.	Enganches de costales	72

3.6.	Análisis de la estructura (chasis)	73
3.6.1.	<i>Análisis estructural</i>	74
3.6.2.	<i>Análisis modal y respuesta armónica</i>	78
3.7.	Calibración del prototipo de trilladora	81
3.7.1.	<i>Calibración del cilindro desgranador</i>	81
3.7.2.	<i>Calibración del tamaño de los orificios de la criba</i>	82
3.7.3.	<i>Selección de elementos que incrementa la separación en la criba</i>	83
3.8.	Pruebas	84
3.8.1.	<i>Prueba de vibración</i>	84
3.8.2.	<i>Eficiencia del prototipo de trilladora</i>	86
3.8.3.	<i>Producción del prototipo de trilladora</i>	88
3.9.	Manual de usuario y mantenimiento	89
3.9.1.	<i>Manual de mantenimiento</i>	89
3.9.2.	<i>Manual del usuario</i>	95

CAPÍTULO IV

4.	RESULTADOS	101
4.1.	Vibraciones	101
4.1.1.	<i>Análisis en el Punto 1</i>	105
4.1.2.	<i>Análisis en el Punto 2</i>	108
4.1.3.	<i>Análisis en el Punto 3</i>	110
4.2.	Eficiencia del prototipo de trilladora	113
4.2.1.	<i>Análisis de eficiencia del grano recolectado</i>	115
4.2.2.	<i>Análisis del grado de limpieza del grano</i>	118
4.3.	Producción del prototipo de trilladora	120
4.3.1.	<i>Análisis de la producción del prototipo de trilladora</i>	121

CONCLUSIONES	123
RECOMENDACIONES	124
GLOSARIO	
BIBLIOGRAFÍA	
ANEXOS	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-2:	Rango de velocidades de operación del cilindro desgranador y separación entre el cilindro y el cóncavo para algunos cultivos.	9
Tabla 2-2:	Apertura del zarandón, su extensión y la zaranda para varios cultivos.....	15
Tabla 3-2:	Propiedades físicas que influyen en el trillado.	19
Tabla 4-2:	Pérdidas medias en los órganos de una cosechadora.	20
Tabla 5-2:	Causas del mal funcionamiento y regulaciones para corregirlas en una cosechadora convencional.....	20
Tabla 1-3:	Datos para el cálculo de poleas, banda y reacciones del batidor.	25
Tabla 2-3:	Cálculo de las características para la banda que conecta el batidor.	26
Tabla 3-3:	Cargas y fuerzas que actúan en el eje batidor.....	28
Tabla 4-3:	Datos para determinar la resistencia a la fatiga del eje batidor.....	31
Tabla 5-3:	Cálculo de los factores y límite de resistencia a la fatiga.	32
Tabla 6-3:	Datos para el cálculo del factor de seguridad con la teoría de Von Mises.	35
Tabla 7-3:	Materiales utilizados para la construcción del batidor.	39
Tabla 8-3:	Datos para el cálculo del esfuerzo resultante sobre la polea del motor.....	41
Tabla 9-3:	Cálculo del esfuerzo resultante sobre la polea del motor.	42
Tabla 10-3:	Datos para el cálculo del esfuerzo resultante sobre la polea de la zaranda vibratoria.	43
Tabla 11-3:	Cálculo del esfuerzo resultante sobre la polea de la zaranda vibratoria.....	43
Tabla 12-3:	Datos para el cálculo del esfuerzo resultante sobre la polea del ventilador.	44
Tabla 13-3:	Cálculo del esfuerzo resultante sobre la polea del ventilador.	44
Tabla 14-3:	Cargas que actúan en el eje batidor.....	46
Tabla 15-3:	Datos para determinar la resistencia a la fatiga del eje cilindro desgranador.	49
Tabla 16-3:	Cálculo de los factores y límite de resistencia a la fatiga.	50
Tabla 17-3:	Datos para el cálculo de diámetro del eje con ED – Goodman.....	51
Tabla 18-3:	Datos para el cálculo del factor de seguridad con la teoría de Von Mises.....	53
Tabla 19-3:	Fuerzas y momentos aplicados en las barras.	59
Tabla 20-3:	Deformaciones máximas en cada barra.	61

Tabla 21-3: Esfuerzo de Von Mises en cada barra.	62
Tabla 22-3: Factor de seguridad mínimo en cada barra.	63
Tabla 23-3: Materiales utilizados para la construcción de la zapata de limpieza.	68
Tabla 24-3: Materiales utilizados para la modificación del ventilador.	70
Tabla 25-3: Cargas expuestas sobre la estructura del prototipo de trilladora.	73
Tabla 26-3: Elementos y esfuerzos sobre la estructura del prototipo de trilladora.	75
Tabla 27-3: Frecuencia generada por los distintos elementos.	79
Tabla 28-3: Frecuencia natural y comportamiento de la estructura del prototipo de trilladora.	79
Tabla 29-3: Ficha técnica de prototipo de trilladora portátil de quinua con acople a motor de combustión interna de motocultor YTO DF 15Y.	89
Tabla 30-3: Medidas de cantidad de aceite.	91
Tabla 31-3: Calibración de los elementos.	92
Tabla 32-3: Plan de mantenimiento cada 10 horas.	94
Tabla 33-3: Plan de mantenimiento cada 50 horas.	95
Tabla 34-3: Codificación del plan de mantenimiento.	95
Tabla 35-3: Partes de la máquina.	96
Tabla 36-3: Puesta en marcha de la máquina.	97
Tabla 37-3: Áreas de riesgo para el operario.	98
Tabla 38-3: Ficha de registro.	100
Tabla 1-4: Vibraciones en el Punto 1 del prototipo de trilladora antes y después de su optimización.	101
Tabla 2-4: Vibraciones en el Punto 2 del prototipo de trilladora antes y después de su optimización.	102
Tabla 3-4: Vibraciones en el Punto 3 del prototipo de trilladora antes y después de su optimización.	103
Tabla 4-4: Tiempo máximo de exposición para el prototipo de trilladora.	105
Tabla 5-4: Aceleración resultante promedio en el Punto 1.	108
Tabla 6-4: Aceleración resultante promedio en el Punto 2.	110
Tabla 7-4: Aceleración resultante promedio en el Punto 3.	113
Tabla 8-4: Resultados de eficiencia del prototipo antes de su optimización.	113

Tabla 9-4: Resultados de eficiencia del prototipo después de su optimización.	114
Tabla 10-4: Eficiencia del grano recolectado en diferentes máquinas utilizadas en la poscosecha de quinua.	115
Tabla 11-4: Grano recolectado y pérdidas del prototipo antes de su optimización.	116
Tabla 12-4: Grano recolectado y pérdidas del prototipo después de su optimización.	116
Tabla 13-4: Grano recogido y pérdidas totales del prototipo antes de su optimización.	117
Tabla 14-4: Grano recogido y pérdidas totales del prototipo después de su optimización.	117
Tabla 15-4: Material ajeno al grano en diferentes máquinas utilizadas en la poscosecha de quinua.	118
Tabla 16-4: Porcentaje de limpieza del grano en el prototipo antes de su optimización.	119
Tabla 17-4: Porcentaje de limpieza del grano en el prototipo después de su optimización. ..	119
Tabla 18-4: Producción en diferentes máquinas utilizadas en la poscosecha de quinua.	120
Tabla 19-4: Medidas de producción en el prototipo antes de su optimización.	121
Tabla 20-4: Medidas de producción en el prototipo después de su optimización.	121
Tabla 21-4: Producción en el prototipo antes de su optimización.	122
Tabla 22-4: Producción en el prototipo después de su optimización.	122

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-2.	Partes básicas de la trilladora.	6
Figura 2-2.	Cilindro desgranador, cóncavo y batidor de una cosechadora convencional.....	7
Figura 3-2.	Regulación entre la distancia del cilindro desgranador y cóncavo.....	8
Figura 4-2.	Mecanismo de trilla.	10
Figura 5-2.	Cilindro desgranador, cóncavo, batidor, depósito separador de piedras, sacudidores y bandeja de grano.....	11
Figura 1-3.	Esbozo del batidor.	23
Figura 2-3.	Fuerzas F_1 y F_2 en las bandas para distintas disposiciones de giro y eje motor...	25
Figura 3-3.	Características de las poleas y banda.	25
Figura 4-3.	Reacción sobre el eje moto.	26
Figura 5-3.	Mallado sobre el eje batidor.....	36
Figura 6-3.	Cargas expuestas sobre el eje batidor.....	37
Figura 7-3.	Deformaciones expuestas sobre el eje batidor.	37
Figura 8-3.	Esfuerzo de Von-Mises sobre el eje batidor.....	38
Figura 9-3.	Factor de seguridad en el eje con chaveta de frente recto.	38
Figura 10-3.	Factor de seguridad en el eje con chaveta de frente circular.	38
Figura 11-3.	Ciclo de vida del eje batidor.	39
Figura 12-3.	Corte de las planchas y construcción de las aletas del batidor.	40
Figura 13-3.	Soldadura de las platinas, eje de soporte y soporte del batidor.	40
Figura 14-3.	Ensamble del batidor.	41
Figura 15-3.	Mallado sobre el eje cilindro desgranador.	54
Figura 16-3.	Cargas expuestas sobre el eje cilindro desgranador.	54
Figura 17-3.	Deformaciones expuestas sobre el eje cilindro desgranador.	55
Figura 18-3.	Esfuerzo de Von-Mises sobre el eje cilindro desgranador.	55
Figura 19-3.	Factor de seguridad sobre el eje cilindro desgranador.	56
Figura 20-3.	Ciclo de vida del eje cilindro desgranador.	56
Figura 21-3.	Esbozo de la zapata de limpieza.	57
Figura 22-3.	Ensamble de la criba y zapata de limpieza.....	58

Figura 23-3.	Barras en el mecanismo de movimiento de las zarandas.....	58
Figura 24-3.	Calidad de malla de la estructura.	65
Figura 25-3.	Cargas expuestas sobre la estructura.	65
Figura 26-3.	Deformación total de la estructura.	66
Figura 27-3.	Esfuerzo de Von-Mises de la estructura.....	66
Figura 28-3.	Factor de seguridad de la estructura.....	67
Figura 29-3.	Ciclo de vida de la estructura.....	67
Figura 30-3.	Corte de la plancha y barras para la zapata y mecanismo de movimiento de las zarandas.....	68
Figura 31-3.	Montaje de la zapata de limpieza.....	69
Figura 32-3.	Construcción de las zarandas y soporte del mecanismo de las zarandas.	69
Figura 33-3.	Instalación del mecanismo de movimiento de las zarandas.	69
Figura 34-3.	Cortes y modificación del ventilador.	70
Figura 35-3.	Diseño final del ventilador.....	70
Figura 36-3.	Diseño de los protectores en SolidWorks.	71
Figura 37-3.	Corte, construcción y soldadura de los protectores.	71
Figura 38-3.	Ensamble de los protectores en el prototipo de trilladora.....	72
Figura 39-3.	Diseño de los enganches de costales en SolidWorks.	72
Figura 40-3.	Ensamble de los enganches de costales.	73
Figura 41-3.	Enganches de costales.....	73
Figura 42-3.	Deformaciones expuestas sobre la estructura.....	76
Figura 43-3.	Máxima deformación expuesta sobre la estructura.	76
Figura 44-3.	Esfuerzo equivalente de Von Mises.....	77
Figura 45-3.	Factor de seguridad sobre la estructura.	77
Figura 46-3.	Punto de concentración de esfuerzos y disminución del factor de seguridad.	78
Figura 47-3.	Vida útil de la estructura.....	78
Figura 48-3.	Distancia entre las barras del cilindro desgranador y cóncavo con barras rectas.	81
Figura 49-3.	Distancia entre las barras del cilindro desgranador y cóncavo con barras redondeadas.....	82

Figura 50-3.	Redondeo de las barras del cilindro desgranador.	82
Figura 51-3.	Cambio del tamaño de los orificios de la criba.	83
Figura 52-3.	Lona en la parte final de la criba.	84
Figura 53-3.	Lona permitiendo la expulsión del material una vez terminado el proceso de trilla.	84
Figura 54-3.	Conexión del módulo MPU6050 y un Arduino Nano.	85
Figura 55-3.	Puntos donde se realizarán las pruebas de vibración.	86
Figura 56-3.	Partes para la recolección de las muestras.	87
Figura 57-3.	Entrada de aceite.	91
Figura 58-3.	Horómetro.	94
Figura 59-3.	Marca de revoluciones del motor.	98

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1-2.	Diagrama de pérdidas de grano y daño por rotura: a) Dispositivo bueno. b) dispositivo malo.	8
Gráfico 2-2.	Características de rendimiento de una zapata de limpieza.	17
Gráfico 3-2.	Perdida de limpieza para una cosechadora estándar de trigo.	17
Gráfico 4-2.	Curvas de rendimiento típicas	18
Gráfico 1-3.	Batidor.	24
Gráfico 2-3.	Cargas y fuerzas expuestas sobre el eje batidor.	28
Gráfico 3-3.	Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XY.	29
Gráfico 4-3.	Diagrama de fuerzas cortantes en el plano XY.	29
Gráfico 5-3.	Diagrama de momentos flectores en el plano XY.	29
Gráfico 6-3.	Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XZ.	30
Gráfico 7-3.	Diagrama de fuerzas cortantes en el plano XZ.	30
Gráfico 8-3.	Diagrama de momentos flectores en el plano XZ.	31
Gráfico 9-3.	Cargas y fuerzas expuestas sobre el eje cilindro desgranador.	46
Gráfico 10-3.	Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XY.	47
Gráfico 11-3.	Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XY.	47
Gráfico 12-3.	Diagrama de momentos flectores en el plano XY.	48
Gráfico 13-3.	Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XZ.	48
Gráfico 14-3.	Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XZ.	49
Gráfico 15-3.	Diagrama de momentos flectores en el plano XZ.	49
Gráfico 16-3.	Torque necesario para mover la criba y zarandas vibratorias.	59
Gráfico 17-3.	Cargas sobre las barras.	60
Gráfico 18-3.	Deformación total sobre las barras.	61
Gráfico 19-3.	Esfuerzo de Von Mises sobre las barras.	62
Gráfico 20-3.	Factor de seguridad de las barras.	63
Gráfico 21-3.	Ciclo de vida de las barras.	64
Gráfico 22-3.	Elementos y calidad de la malla.	74
Gráfico 23-3.	Cargas expuestas sobre la estructura del prototipo de trilladora.	75

Gráfico 24-3.	Partes de la máquina.....	96
Gráfico 1-4.	Aceleración en el Eje X del Punto 1.....	106
Gráfico 2-4.	Aceleración en el Eje Y del Punto 1.....	106
Gráfico 3-4.	Aceleración en el Eje Z del Punto 1.....	107
Gráfico 4-4.	Aceleración Resultante en el Punto 1.....	107
Gráfico 5-4.	Aceleración en el Eje X del Punto 2.....	108
Gráfico 6-4.	Aceleración en el Eje Y del Punto 2.....	109
Gráfico 7-4.	Aceleración en el Eje Z del Punto 2.....	109
Gráfico 8-4.	Aceleración Resultante en el Punto 2.....	110
Gráfico 9-4.	Aceleración en el Eje X del Punto 3.....	111
Gráfico 10-4.	Aceleración en el Eje Y del Punto 3.....	111
Gráfico 11-4.	Aceleración en el Eje Z del Punto 3.....	112
Gráfico 12-4.	Aceleración Resultante en el Punto 3.....	112
Gráfico 13-4.	Grano recolectado y pérdidas del prototipo antes de su optimización.....	117
Gráfico 14-4.	Grano recolectado y pérdidas del prototipo después de su optimización.....	118
Gráfico 15-4.	Grado de limpieza del grano del prototipo antes y después de su optimización.	120

ÍNDICE DE ANEXOS

- ANEXO A.** GESTIÓN DEL PROYECTO
- ANEXO B.** TABLAS
- ANEXO C.** GRÁFICOS
- ANEXO D.** EVIDENCIA FOTOGRÁFICA
- ANEXO E.** PLANOS

RESUMEN

En el presente trabajo de titulación tipo proyecto técnico, se muestra el proceso de optimización en eficiencia, ergonomía y seguridad del prototipo de trilladora portátil de quinua con acople a motor de combustión interna de motocultor YTO DF 15Y para la empresa COPROBICH, el cual presentaba varias deficiencias durante su funcionamiento como, desperdicio de grano, un grado de limpieza del grano no aceptable, una insuficiente producción, ausencia de elementos de seguridad y enganches para sacos, una elevada vibración que desplazaba la máquina de su lugar de operación y finalmente no se contaba con manuales de mantenimiento y de uso. Teniendo en cuenta estas deficiencias, se analizó la información disponible, llegando a determinar la estrategia que será aplicado al prototipo de trilladora para optimizarlo, como es la implementación de un cilindro batidor, el rediseño de la zapata de limpieza, la calibración del cilindro desgranador y criba, implementación de elementos de seguridad (protectores de poleas y bandas) y ergonomía (enganches para sacos), logrando alcanzar una eficiencia de grano recolectado en un 90.57%, 3.47% de impurezas (material ajeno al grano) en el material recolectado, una producción de 42.79 kg/h (kilogramos/hora) y reducir las vibraciones producidas durante la operación de la máquina entre un 16.66% – 37.91%. Finalmente se realizaron manuales de mantenimiento y uso del prototipo de trilladora, con el fin de transmitir la información necesaria al operador y asegurar su buen estado.

Palabras clave: <TECNOLOGÍA Y CIENCIAS DE LA INGENIERÍA>, <TRILLADORA DE QUINUA>, <OPTIMIZACIÓN>, <PROTOTIPO>, <QUINUA (*Chenopodium Quinoa Willd*)>, <CHIMBORAZO (PROVINCIA)>.



Firmado electrónicamente por:
JHONATAN RODRIGO
PARREÑO UQUILLAS



25/02/2021

0665-DBRAI-UPT-2021

SUMMARY

In this technical project type degree work, the optimization process is shown in efficiency, ergonomics and safety of the prototype of portable quinoa thresher with coupling to YTO DF 15Y waling tiller of internal combustion engine for COPROBICH company which presented several deficiencies during its operation such as grain waste, an unacceptable grain cleaning degree, insufficient production, absence of safety and bag hooks, a high vibration that moved the machine from its operation place and finally there were no maintenance and user manuals. Based on these shortcomings, the available information was analyzed, determining the strategy that will be applied to the thresher prototype to optimize it, such as the implementation of a beater cylinder, redesign of the cleaning shoe, calibration of the threshing cylinder and straw walker, implementation of safety elements (sheave guards and belts) and ergonomics (hooks for bags), achieving a 90.57% efficiency of collected grain; 3.47% impurities (material other than grain) in the collected material, a production of 42.79 kg/h (kilograms/hour) and reduce vibrations produced during machine operation between 16.66% - 37.91%. Finally, handbooks for the maintenance and use of the thresher prototype were undertaken, in order to transmit the necessary information to the operator and ensure its good condition.

Keywords: <ENGINEERING SCIENCE AND TECHNOLOGY>, < QUINOA THRESHING MACHINE>, <OPTIMIZATION>, <PROTOTYPE>, <QUINOA (Chenopodium Quinoa Willd)>, <CHIMBORAZO (PROVINCE)>.

INTRODUCCIÓN

De acuerdo con Cazar & Alava (2004 págs. 1-2) el grano de quinua es rico en proteínas y otros componentes esenciales, lo cual hace que sea catalogado como un alimento completo y recomendado para el consumo humano. Por esta razón, desde la década de los setenta se realizaron algunas tesis relacionadas con el cultivo, agroindustria y uso de la quinua, principalmente en las facultades de ciencias agrícolas, de la Universidad Central, Escuela Politécnica de Chimborazo y la Universidad Técnica de Ambato (Peralta, 2011 pág. 2).

“En el Ecuador, la producción de quinua se ve limitado por los altos costos de la maquinaria especializada para el procesamiento de la quinua y los precios de los materiales, insumos agrícolas y mano de obra” (Cazar Bohórquez , y otros, 2004).

Debido a lo mencionado anteriormente, se hace necesario la producción de equipos agrícolas que permitan obtener resultados favorables en el procesamiento de quinua, como son máquinas trilladoras de quinua que representen un menor costo de inversión pero que cumplan con estándares aceptables de producción.

En la Provincia de Chimborazo existen comunidades productoras de quinua las cuales requieren de trilladoras que permitan una fácil movilidad y que proporcionen resultados de producción aceptables; por estas razones, la ESPOCH conjuntamente con otras organizaciones como CEFA y COPROBICH permiten el desarrollo del siguiente trabajo, donde se presenta los pasos realizados para optimizar un prototipo de trilladora portátil en eficiencia, ergonomía y seguridad, con el fin de que alcance estándares aceptables en el proceso de trilla de quinua.

CAPÍTULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

1.1. Antecedentes

CEFA es una organización no gubernamental que apoya a las comunidades más pobres del Sur del mundo, con el fin de que logren su autosuficiencia alimenticia y los derechos fundamentales: alimentación, educación, igualdad de género, capacitación y trabajo (CEFA, ca. 2008).

CEFA tiene un convenio con La Corporación de Productores y Comercializadores Orgánicos Bio Taita Chimborazo (COPROBICH) que es una organización autónoma, sin fines de lucro, de servicio y beneficio social que luchan para mejorar las condiciones de vida y reducir la exclusión social que sufren los indígenas de la provincia de Chimborazo a través de la puesta en valor de sus productos agrícolas y destacadamente de la quinua (COPROBICH, 2018).

La quinua (*Chenopodium quinoa Willd*) es un cultivo andino domesticado hace miles de años por las antiguas culturas de la Región Andina de Sudamérica. Existen evidencias de que fue alimento básico para las poblaciones prehispánicas hasta la época de la conquista. La introducción y expansión de cultivos como el trigo, cebada, avena, habas y arvejas, principalmente, relegó el cultivo de la quinua a zonas marginales de la sierra del Perú y Bolivia; reduciéndose en forma significativa el área cultivada. Por muchos siglos la quinua fue alimento de auto subsistencia humana y animal. El cambio de los hábitos alimenticios y la preferencia por alimentos nutritivos y orgánicos a nivel global promovieron el reconocimiento y la revaloración de la quinua, dando lugar al incremento de su producción. Su valor nutritivo radica en el balance ideal de los aminoácidos de su proteína que lo convierten en un componente ideal en las dietas. Adicionalmente contiene una cantidad adecuada de carbohidratos, grasas, vitaminas y minerales que incrementan su valor nutracéutico (Gómez Pando, y otros, 2016 pág. 1).

En el más antiguo de los escritos se mencionan los dispositivos por los cuales el grano en la antigüedad se separaba de la paja. Aunque la mención de los dispositivos mecánicos se hizo en una época muy temprana, los dos métodos que se usaron durante mucho tiempo fueron el pisotear el grano con la ayuda de animales y el golpear los granos de la espiga con un mayal. El mayal no era nada más que un palo corto generalmente conectado a un mango con una pieza de cuero. Este mango largo permitió al operador permanecer en posición vertical y golpear el grano sin trillar sobre el piso con un golpe fuerte. Después de trillar el grano de la espiga, la paja se rastrillaba cuidadosamente y el grano se separaba de la paja lanzándola al aire y dejando que el viento soplara la paja, o al abanicarlo mientras se vierte en un recipiente. El abanicar era el método común de

trillar granos hasta 1850 en países europeos y en Estados Unidos. Con respecto a la cantidad de granos trillados en un día con un mayal, S.E. Todd hace la siguiente declaración en el libro de Thomas sobre maquinaria agrícola: “He trillado una gran cantidad de grano con todo tipo de mayal, y una cantidad promedio de grano que un trabajador común podrá trillar y limpiar en un día es de 7 bushels de trigo, 18 bushels de avena, 15 bushels de cebada, 8 bushels de centeno o 20 bushels de trigo sarraceno (Davidson, y otros, 1909 pág. 203).

Por otro lado, pruebas realizadas en el prototipo de trilladora desarrollado por Carrillo & Vuelva (2019) en su trabajo de titulación, tiene como resultados una eficiencia de recolección de grano del 68.85% , 22.95% de impurezas (material ajeno al grano) presente en el grano recolectado y una producción de 19.9 kg/h o 0.44 qq/h (quintales / hora), valores que serán mejorados mediante la optimización del prototipo.

1.2. Planteamiento del Problema

Después de estar presentes en las pruebas de campo del prototipo anterior, realizadas en las comunidades de la provincia de Chimborazo, junto a representantes de CEFA, ESPOCH y productores de quinua del lugar (COPROBICH), se evidenció que el prototipo presentaba varias deficiencias en su funcionamiento, lo cual ocasionaba desperdicio de grano, tanto en el mecanismo de la criba y en la zapata de limpieza.

Adicionalmente, los productores manifestaron inconvenientes en la adecuación de la máquina para sus capacidades, afectando a la ergonomía en su uso, tales como una tolva demasiado pequeña y la ausencia de enganches para los sacos.

El diseño del prototipo anterior producía altas vibraciones, ocasionado principalmente por el mecanismo que mueve las zarandas, diseñado de tal forma que movía en conjunto la zaranda superior e inferior (zapata de limpieza), el peso combinado de estos elementos hacía que la máquina se balancea provocando mayores vibraciones y un riesgo, ya que con el tiempo el prototipo se desplazaba de su lugar de operación. El prototipo actual también exhibía sin ninguna barrera varios mecanismos como poleas y bandas, lo cual genera riesgos para quien manipule la máquina.

Finalmente, no cuenta con un manual de uso y mantenimiento del prototipo de trilladora, el cual es muy importante en este tipo de maquinaria ya que permite transmitir la información necesaria al operador para desenvolverse de manera adecuada en su uso, dar cuenta de posibles problemas, la forma de evitarlos, prevenir fallas e interrupciones en el equipo y asegurar el buen estado durante su vida útil.

1.3. Justificación

El presente trabajo de titulación se **justifica teóricamente** porque algunos conceptos sobre la trilla de la quinua no se encuentran debidamente establecidos, en comparación a otros granos o cereales, por lo cual se pretende ampliar la teoría respecto a este cultivo. Además, se analizarán las principales teorías que se tienen hasta el momento de la trilla de granos y cereales, en base a estos poder generar un modelo que será aplicado al prototipo de trilladora para optimizar su labor en la trilla de quinua.

Posee **justificación práctica**, porque ayudará a la organización COPROBICH a mejorar la eficiencia, rendimiento y confort del prototipo de trilladora elaborado por Carrillo & Vuelva (2019), entregando una trilladora portátil de quinua que cumpla con las necesidades de los pequeños productores de la Provincia de Chimborazo.

Además, se **justifica metodológicamente**, porque pretende proponer una variante en el método referente a la recolección de datos en eficiencia del prototipo de trilladora, el modelo propuesto en el capítulo II requiere realizar las pruebas y análisis de cada sistema del prototipo de trilladora por separado, lo que requiere la modificación de la máquina, haciendo complicado su implementación en el prototipo; esta variante fue utilizado para comprobar la optimización de la máquina y su grado de mejora antes y después de su optimización.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Optimizar la eficiencia, ergonomía y seguridad del prototipo de trilladora portátil de quinua con acople a motor de combustión interna de motocultor YTO DF 15Y para la empresa COPROBICH.

1.4.2. Objetivos específicos

- Determinar los sistemas actualmente usados para limpieza del grano a través de la revisión de información disponible, de tal forma que permita definir el más adecuado para ser implementado en el prototipo actual.
- Indagar los sistemas alternativos y complementarios que se emplean para optimizar el proceso de trillado, mediante la revisión de información asequible, con el fin de identificar el más apropiado a ser implementado en el prototipo actual.
- Implementar un nuevo mecanismo que mueva las zarandas, mediante su rediseño para disminuir las vibraciones producidas durante el funcionamiento del prototipo.

- Resguardar los mecanismos expuestos que pueden resultar perjudiciales al operario, implementando elementos de protección para disminuir los riesgos durante la marcha del prototipo.
- Diseñar analíticamente los sistemas seleccionados a ser implementados para optimizar la máquina, aplicando las teorías de falla mecánica que posibilite estimar a priori la geometría y sección transversal de los elementos más comprometidos mecánicamente.
- Modelar los prototipos virtuales de los sistemas seleccionados a ser implementados para optimizar la máquina, mediante software CAD que faculte posteriormente simular y validar el diseño mediante un software CAE.
- Verificar el incremento de eficiencia, ergonomía y seguridad del prototipo, mediante pruebas de campo, realizadas en conjunto con las comunidades y las organizaciones involucradas para comprobar que el prototipo tenga un rendimiento aceptable en el uso que se le dará.
- Elaborar manuales de mantenimiento preventivo y de uso del prototipo, mediante la revisión de información disponible acerca de los elementos del prototipo, para que la máquina tenga un rendimiento óptimo el mayor tiempo posible y resulte seguro para los involucrados.

CAPÍTULO II

2. REVISIÓN DE LITERATURA O FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1. Marco teórico

2.1.1. Trilladora

Como lo menciona Davidson & Chase (1909 págs. 206-207) la trilladora como tal está constituido por 4 operaciones distintas. Estas operaciones y las partes que se requieren para realizarlas en la mayoría de las máquinas se pueden enumerar de la siguiente manera (ver figura 1-2):

1. **Desgranar el grano del cultivo:** Las partes que hacen el desgranado o la trilla son el cilindro desgranador y el cóncavo con sus dientes.
2. **Separar la paja del grano:** Las partes que realizan esta operación son el conjunto de cribas, el batidor, el tablero de control y las rejillas de paja.
3. **Separar el grano de la paja y la suciedad:** Realizado por la zapata de limpieza o conjunto de zarandas y el ventilador.
4. **Entrega de grano en un lugar y paja en otro:** Lo cual se logra mediante un elevador de grano y el apilador o transportador de paja.

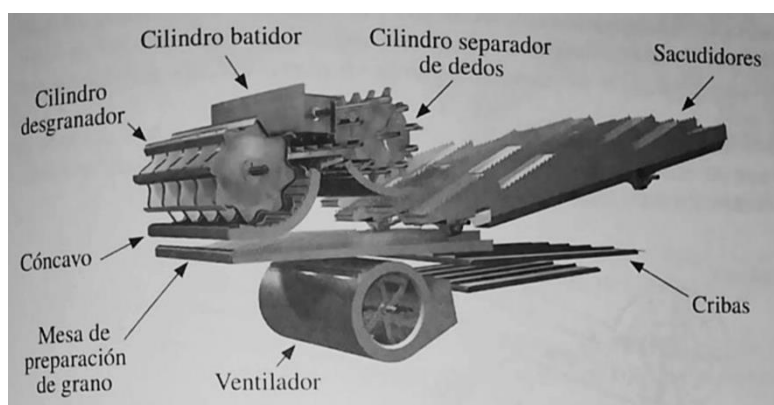


Figura 1-2. Partes básicas de la trilladora.

Fuente: (New Holland citado en Ortiz-Cañavate, 2003, pág. 273)

2.1.2. Elementos de trilla

La función y los elementos de trilla los define Valero & Ortiz-Cañavate (2000 págs. 3-4) en su artículo, la operación que realizan los elementos del sistema de trilla de una cosechadora es la separación del grano de la espiga. Los órganos de trilla de una cosechadora convencional son el cilindro desgranador y el cóncavo (ver figura 2-2), con los que se separa, es decir, se trilla, alrededor del 90% de los granos. Este número también se conoce como “eficacia de trilla”.

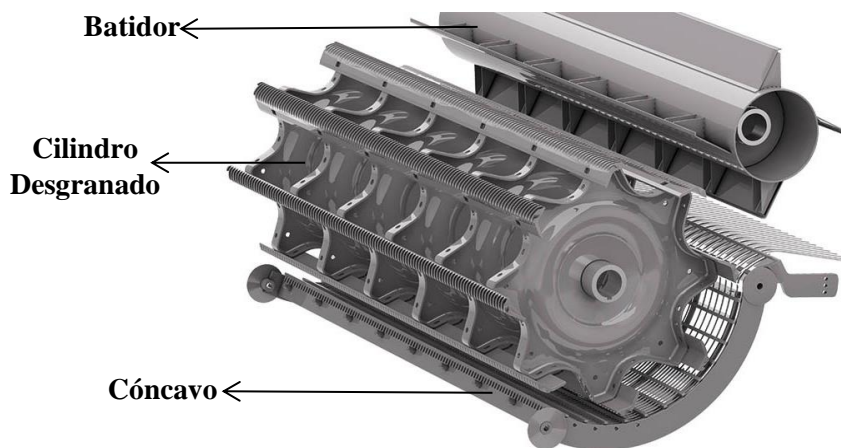


Figura 2-2. Cilindro desgranador, cóncavo y batidor de una cosechadora convencional.

Fuente: (FENDT, 2020)

El cilindro desgranador de barras es el más utilizado, está constituido por 6 u 8 barras periféricas de acero que presentan una forma exterior redondeada y cubierta de estrías oblicuas como se observa en la figura 2-2, dos barras sucesivas están dispuestas en el estriado inclinado de distinta dirección, con el objeto de que la mies no se desplace hacia un extremo del cóncavo. Este tipo es llamado “europeo”, y sus características son: diámetro comprendido entre 400 y 600 mm; longitud entre 0,80 y 1,80 m y su velocidad generalmente regulable entre 400 y 1600 rpm (Valero, 2000 pág. 3).

El cóncavo, se caracteriza por el ángulo de trilla que varía entre 100° y 120° , determinado por el sector que abarca desde la entrada hasta la descarga. La longitud de dicho sector y su anchura establecen la superficie de trilla. Esta longitud viene a estar comprendida entre 50 y 65 cm, según el diámetro del cilindro (Valero, 2000 pág. 3).

El cilindro desgranador es un órgano de gran masa que gira a una elevada velocidad, por lo que es necesario equilibrarlo no sólo estática, sino también dinámicamente; esto se hace con el fin de no afectar la vida útil de los rodamientos, cojinetes y/o apoyos, asimismo el disminuir o evitar las vibraciones o ruidos molestos causados por la presencia de fuerzas perturbadoras (Ortiz-Cañavate, 2003 págs. 269-270). Para poder realizar la trilla es necesario que la humedad del grano sea inferior al 20-22%, mientras que para almacenarlo es conveniente que la humedad no pase del 15% (Valero, 2000 pág. 4).

Las dos regulaciones que pueden hacerse en la trilla son la velocidad del cilindro y la separación entre el cilindro y el cóncavo. Cuando el grano está húmedo es conveniente aumentar la velocidad tangencial “V”, mientras que cuando está seco conviene disminuirla. Igualmente, si se parte grano

es preciso separar el cóncavo, mientras que si se pierde con la paja es necesario acercarlo. La separación en la entrada es $S_1 = 13 - 18$ mm y en la salida $S_2 < d$ siendo d el diámetro medio de los granos (ver figura 3-2) (Ortiz-Cañavate, 2003 pág. 271).

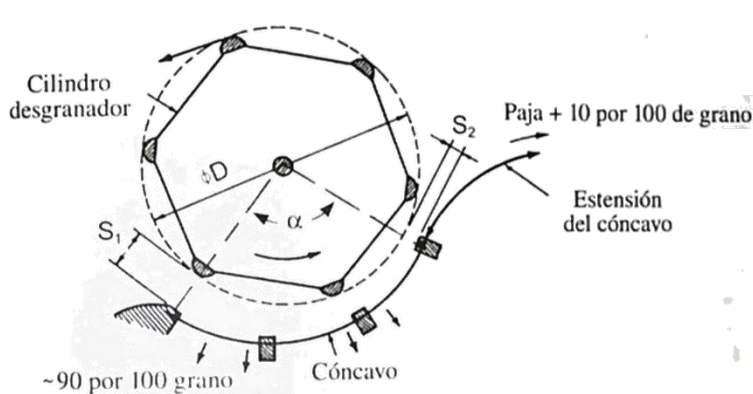


Figura 3-2. Regulación entre la distancia del cilindro desgranador y cóncavo.

Fuente: (Ortiz-Cañavate, 2003 pág. 271)

Tal como lo expresa Ortiz-Cañavate (2003 págs. 271-272) a mayor número de revoluciones del cilindro desgranador, la eficiencia de la trilla es mayor y las pérdidas de grano menores, pero con el inconveniente que existe un aumento en los daños del grano, ya sea por rotura, daños en la piel o daños internos; es por eso que un dispositivo de trilla puede calificarse como bueno cuando hay una zona óptima de trabajo en la que tanto las pérdidas y daños del grano son despreciables, mientras que un dispositivo de trilla malo es aquel que no se encuentra una zona adecuada de trabajo (ver gráfico 1-2).

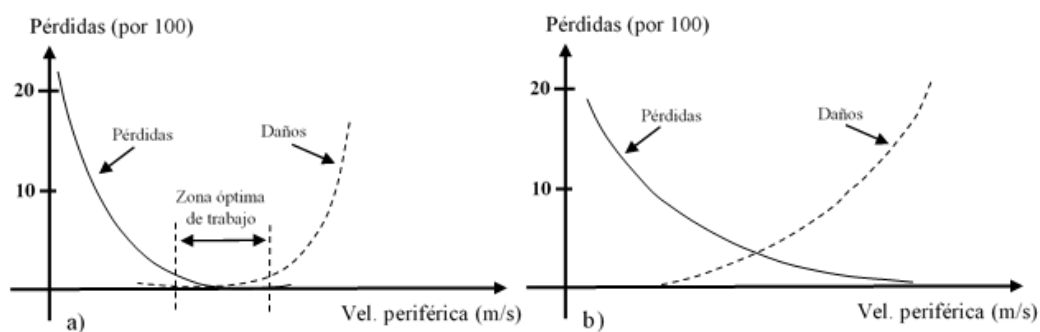


Gráfico 1-2. Diagrama de pérdidas de grano y daño por rotura: a) Dispositivo bueno. b) Dispositivo malo.

Realizado por: (Ortiz-Cañavate, 2003 pág. 271)

La velocidad del cilindro desgranador depende de muchos factores, tales como el tipo de grano a trillar, el tipo de cilindro desgranador a utilizar, el diámetro de este, la distancia entre el cilindro desgranador y el cóncavo, el porcentaje de humedad que esté presente en el cultivo, así como la

cantidad de pérdidas de grano y daños deseados, pero generalmente las velocidades típicas del cilindro se describen en la tabla 1-2.

Tabla 1-2: Rango de velocidades de operación del cilindro desgranador y separación entre el cilindro y el cóncavo para algunos cultivos.

<i>Cultivo</i>	<i>Velocidad periférica del cilindro [m/s]</i>	<i>Separación cilindro-cóncavo [mm]</i>	
		<i>Entrada</i>	<i>Salida</i>
<i>Alfalfa</i>	23 - 30	10	3
<i>Arroz</i>	25 - 30	10	5
<i>Avena</i>	25 - 30	6	1.5
<i>Cebada</i>	23 - 28	13	6
<i>Centeno</i>	25 - 30	13	5
<i>Frijoles comestibles</i>	8 - 15	19	8
<i>Frijoles para semilla</i>	5 - 8	19	8
<i>Granos de sorgo</i>	20 - 25	13	6
<i>Guisantes</i>	10 - 15	13	5
<i>Lino</i>	20 - 30	13	3
<i>Maíz</i>	13 - 22	29	22
<i>Soja</i>	15 - 20	19	10
<i>Tréboles</i>	25 - 33	6	1.4
<i>Trigo</i>	25 - 30	13	5

Fuente: (Srivastava, y otros, 2006 pág. 420), (Cosechadoras de Cereales: Sus características, 1983 pág. 495).

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020.

2.1.3. Elementos de separación y limpia

Como lo indica Valero & Ortiz-Cañavate (2000 pág. 4), los elementos de separación y limpia cumplen dos principales funciones, las cuales son:

- a. La separación del grano de la paja.
- b. La limpieza del grano o separación del tamo, envolturas, polvo y semillas extrañas.

Los órganos de separación y limpia de una cosechadora convencional son los sacudidores o cribas con amplios agujeros y con movimiento de vaivén que sirve para separar el resto del grano (~10%) que queda entre la paja, y la caja o zapata de limpieza con una o varias cribas o zarandas con movimiento oscilante para separar el grano de la paja corta y del tamo, que son arrastrados por la corriente de aire del ventilador (ver figura 4-2) (Valero Ubierna, y otros, 2000 pág. 4).

Las cribas o sacudidores pueden estar formados por un solo elemento o por varios elementos dentados en forma de rampas oscilatorias accionadas por un cigüeñal, cuyo radio de muñequilla varía entre 4 y 10 cm, desplazándose adelante y atrás a un ritmo de 200 a 250 oscilaciones por minuto. Los sacudidores se montan según una pendiente creciente a partir de la zona descarga del cilindro, de 8° a 15°, ésta pendiente ha de ser suficiente para que se separe el grano que queda sin trillar, pero no excesiva, con objeto de que no se obligue a trabajar demasiado a la máquina y se produzcan atascos. El tamaño del sacudidor es uno de los parámetros que en gran medida condicionan la capacidad de asimilación del producto, ésta puede ser estimada, como valor indicativo, entre 1 y 1,2 kg/s por m² de superficie (Valero, 2000 pág. 69).

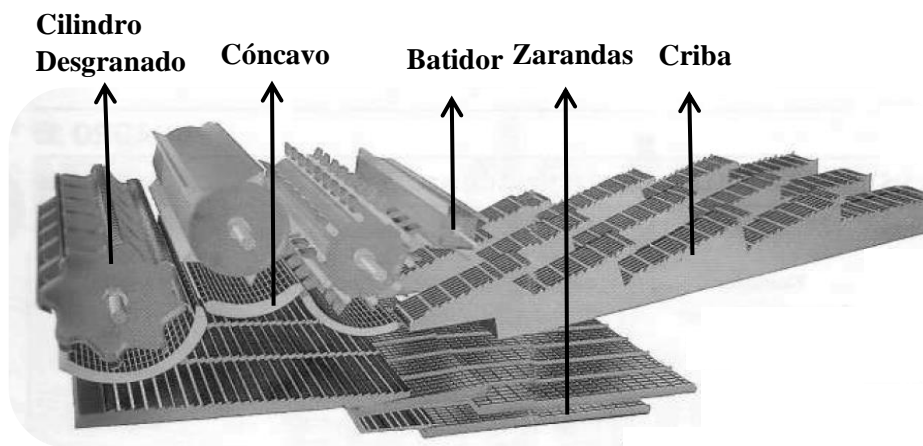


Figura 4-2. Mecanismo de trilla.

Fuente: (Valero, 2004 pág. 3)

2.1.4. El batidor

Este elemento no forma parte integral del sistema de trilla, pero actúa como un componente importante en la transición de la trilla a la separación, porque reduce la energía del material que proviene del sistema de trilla y lo orienta hacia la criba o sacapajas (Chaparro Castro, 1997 pág. 7).

Gracias al batidor, el material trillado no podría continuar girando en el mismo cilindro, lo que haría que exista un abarrotamiento de material a trillar y permite guiarlo al sacapajas o criba (ver figura 5-2).

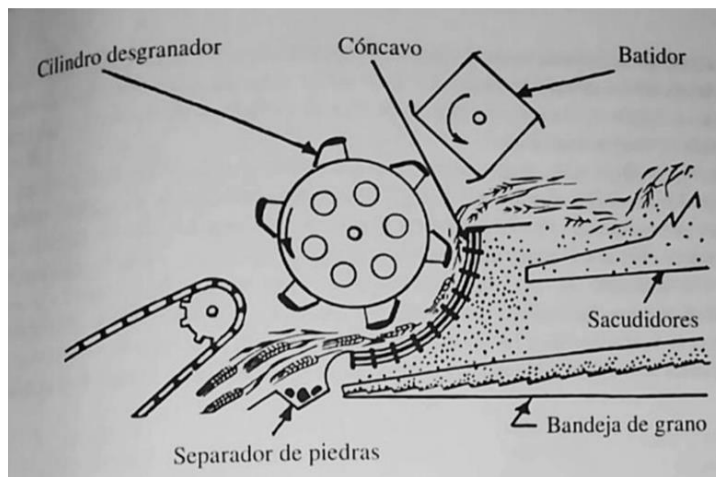


Figura 5-2. Cilindro desgranador, cóncavo, batidor, depósito separador de piedras, sacudidores y bandeja de grano.

Fuente: (Ortiz-Cañavate, 2003 pág. 269)

Parámetros de operación del batidor

Como se señala en el artículo de José Chaparro (1997 pág. 11), el batidor funciona de manera adecuada con los siguientes 2 parámetros:

- El batidor es accionado directamente por el motor, lo cual hace que opere aproximadamente a 1200 rpm.
- La separación entre las aletas del batidor y las barras del cilindro desgranador es de unos 3 milímetros aproximadamente.

Añadiendo los parámetros citados por Montoya Merino (1990 págs. 36-37) en su trabajo de titulación, que de manera resumida expone:

- La velocidad de funcionamiento ronda entre los 675 a 1275 rpm.
- El diámetro del batidor es de aproximadamente el 62% del diámetro del cilindro desgranador.
- La longitud del batidor es igual a la longitud del cilindro desgranador.
- La distancia entre el cilindro desgranador y el batidor es de aproximadamente 5 milímetros.
- La altura mínima entre el batidor y la bandeja recolectora (criba) es de aproximadamente 10 centímetros.

2.1.5. Rendimiento de la trilla

Tal como lo menciona Srivastava; et. al. (2006 pág. 417), el rendimiento de los mecanismos de trilla se mide por la eficiencia de trilla, la eficiencia de separación, la cantidad de daño del grano y la cantidad de ruptura de la paja. Los parámetros de rendimiento de trilla se ven afectados por los siguientes factores:

- **Factores de diseño:** Diámetro del cilindro, longitud del cóncavo, número de barras del cilindro;
- **Parámetros de funcionamiento:** Velocidad del cilindro, espacio entre el cóncavo y el cilindro, velocidad de alimentación del material;
- **Condiciones del cultivo:** Contenido de humedad del cultivo, madurez del cultivo, tipo de cultivo.

La eficiencia de la trilla es el porcentaje de los granos trillados calculado sobre la base de los granos totales que ingresan al mecanismo de trilla (Srivastava, y otros, 2006 pág. 417).

El aumentar la longitud del cóncavo aumenta la eficiencia de la trilla asintóticamente, pero llegado hasta cierto punto la eficiencia no aumenta y bajo ciertas condiciones podría disminuir, los experimentos muestran que, en condiciones de trilla fáciles, hay pocas ventajas de aumentar la longitud del cóncavo más allá de 33 cm (Arnold, 1964; citado de Srivastava; et al, 2006, pág. 417).

El aumento del diámetro del cilindro desgranador aumenta las pérdidas de trilla a una velocidad de aproximadamente 0.9% por cada 7.5 cm de aumento en el diámetro del cilindro. La velocidad del cilindro es una de las variables más importantes, en condiciones de trilla dura, el aumentar la velocidad de 23 a 33 m/s redujo las pérdidas entre un 4% y 8%. El espacio entre el cóncavo y el cilindro desgranador afecta negativamente las pérdidas en la trilla, el aumento en 1/8 de pulgada aumento las pérdidas entre un 0.6% y 2%. El cambio en la relación entre el espacio en la parte delantera y trasera del cóncavo y el cilindro no causa un efecto consistente en la eficiencia de la trilla. Las pérdidas por trilla aumentan con la velocidad de alimentación del material. El contenido de humedad también afecta la eficiencia de trilla, un cultivo se vuelve difícil de trillar cuanto más contenido de humedad tenga, lo que aumenta las pérdidas, de igual manera se presenta si el cultivo no se encuentra completamente maduro y si hay mucho material verde en el cultivo (Srivastava, y otros, 2006).

La eficiencia de separación se define como el porcentaje de granos separados a través de la rejilla del cóncavo. Una parte importante de la separación total de los granos se realiza en el cilindro desgranador. La eficiencia de separación del cilindro varía del 60% al 90%. Aumentar la longitud del cóncavo aumenta la eficiencia de separación, pero a una velocidad decreciente. La velocidad de separación de granos aumenta con la velocidad del cilindro. El número de barras raspadoras tiene poco efecto, mientras que el aumento del diámetro del cilindro o el espacio libre entre el

cóncavo y el cilindro tiende a reducir la eficiencia de separación. El aumento de la velocidad de alimentación tiene un efecto negativo en la eficiencia de separación (Srivastava, y otros, 2006 págs. 417-418).

El daño del grano se refiere a el daño mecánico al grano durante el proceso de trilla, incluye granos rotos, granos con daños en la piel y granos con daños internos. El daño mecánico al grano da como resultado la germinación deficiente, poca capacidad de almacenamiento y características de procesamiento deficientes. El aumentar la velocidad del cilindro aumenta el daño exponencialmente, el aumento de la longitud del cóncavo aumenta ligeramente el daño del grano. El aumento de la velocidad de alimentación proporciona más amortiguación que puede reducir el daño del grano. El aumento de la humedad del grano aumenta el daño del grano, sin embargo, con un contenido de humedad muy bajo, los granos tienden a agrietarse y aumentar el daño del grano (Srivastava, y otros, 2006 pág. 418).

La rotura excesiva de la paja durante el proceso de trilla da como resultado una mayor carga en las zarandas, lo que provoca pérdidas de limpieza adicionales. El aumento de la ruptura de paja también aumenta los requisitos de potencia al cilindro desgranador (Srivastava, y otros, 2006 pág. 418).

2.1.6. Rendimiento de la separación

El rendimiento de la separación se mide de dos maneras, dicho por Srivastava; et al. (2006 págs. 425-427): la eficiencia de la criba, medida en porcentaje de pérdida de grano y la capacidad de la criba, medida en toneladas / hora de la velocidad de alimentación MOG (material que no sea grano) correspondiente a una pérdida de grano dada (generalmente entre 1% a 2%). La eficiencia de la criba se calcula dividiendo la cantidad de granos separados por la cantidad de granos que ingresan al separador y se expresa como porcentaje. La cantidad de grano que queda en la paja al salir de la cosechadora se considera como la pérdida del separador. Se prefiere este método para comparar el rendimiento de separación de diferentes máquinas.

Los parámetros de rendimiento de separación para cosechadoras y trilladoras se ven afectadas por los siguientes factores:

- **Factores de diseño:** Longitud de la criba, lanzamiento de la manivela y la velocidad;
- **Parámetros de funcionamiento:** Velocidad de alimentación del material, pendiente de la criba;
- **Propiedades del cultivo:** Relación MOG-grano, propiedades físicas y mecánicas del cultivo.

Efecto en los factores de diseño: El efecto de la longitud de la criba en el rendimiento tiene un efecto positivo hasta cierto punto, después de eso hace que la pérdida de grano aumente exponencialmente. El tamaño y la velocidad de la manivela de la criba de paja están diseñados

para obtener una combinación óptima de la agitación de la paja y la tasa de rendimiento del cultivo; aumentar el tamaño de la manivela aumentaría la agitación, pero con un mayor requerimiento de potencia, aumentar la velocidad aumentaría la tasa de rendimiento, pero es posible que no permita que todos los granos se separen antes de que la paja se escape por la parte trasera de la cosechadora (Srivastava, y otros, 2006 pág. 425).

Efecto en los parámetros de funcionamiento: El aumento de la velocidad de alimentación MOG del cultivo aumenta la pérdida de grano exponencialmente. Una pendiente cuesta abajo mejora el rendimiento en la separación (Srivastava, y otros, 2006 pág. 425).

Efecto de las propiedades del cultivo: Srivastava (1990; citada de, Srivastava, Goering, Rohrbach, & Buckmaster, 2006, pág. 427) informó que la densidad aparente del grano, el ángulo de reposo del grano y la densidad aparente de la paja están relacionados con el rendimiento del separador durante la cosecha de trigo y cebada. El aumento de la densidad del grano aumenta la capacidad del separador mientras que el aumento del ángulo de reposo del grano tiene el efecto contrario, una mayor densidad de paja reduce la capacidad del separador.

Hill y Frehlich (1985; citado de Srivastava; et al, 2006 págs. 425-427) informaron que a medida que aumenta la relación MOG/grano, las pérdidas del separador aumentan de manera exponencial en el trigo y la cebada, esto sugiere que un control preciso de la altura del cabezal a cortar de los tallos justo debajo de las cabezas del grano mejoraría el rendimiento del separador.

2.1.7. Limpieza

La separación se logra debido a acciones aerodinámicas y mecánicas, el diseño del “cleaning shoe” o zapata de limpieza consiste en dos o tres zarandas o tamices oscilantes de apertura ajustable y un ventilador tipo paleta para soplar aire a través de las aberturas del tamiz. El cultivo se deja caer sobre el tamiz superior (tamiz de protección, zaranda, zarandón o criba de granzas), la paja vuela por el aire y el grano cae a través de las aberturas hacia el tamiz inferior (tamiz de limpieza, zaranda o criba de grano limpio). El proceso se repite una vez más a medida que el grano limpio pasa al sinfín o sistema que ayude al almacenamiento de grano limpio. La separación ocurre debido a la diferencia en las velocidades terminales del material de grano y paja. Los dos tamices pueden oscilar en la misma dirección u opuestos entre sí para mejorar el equilibrio. La velocidad de oscilación varía de 250 a 325 ciclos por minutos. El área del tamiz depende del ancho del cilindro de trilla. En general, el área del tamiz varía de 114 a 147 cm² por centímetro del cilindro de trilla, Ortiz-Cañavate (2003 pág. 274) propone que la superficie de la criba o zaranda superior está comprendido entre 1,70 y 2,20 m² por metro de anchura del cilindro desgranador, mientras que la inferior oscila entre 1,20 y 1,40 m². Para grano pequeño, el tamiz inferior se reemplaza por un tamiz de orificio redondo. El grano sin trillar que es demasiado grande para atravesar los tamices y demasiado pesado para que el ventilador lo expulse, se conoce

comúnmente como “tailings” o relaves según su traducción (que no expresa de manera correcta el término). Los relaves se desplazan en la parte superior del cárter hacia la parte trasera de la trilladora debido a las oscilaciones, son recogidos por un sinfín y transportados al cilindro de trilla para volver a trillarlos o algún sistema similar que sirva para realizar nuevamente la trilla (Srivastava, y otros, 2006 págs. 427-428).

Las aperturas del zarandón y su extensión junto a la de la zaranda dependen de las características del grano que se está limpiando, en la tabla 2-2 es un indicativo de estas aperturas, pero teniendo en cuenta las características de los granos cambian según su variedad, lo recomendable es hacer ensayos buscando la optimización de la apertura de acuerdo a la variedad (Chaparro Castro, 1997 pág. 15).

Tabla 2-2: Apertura del zarandón, su extensión y la zaranda para varios cultivos.

Cultivo	Apertura [mm]		
	Zarandón	Extensión	Zaranda
Arroz	12 - 19	14 - 16	9 - 12
Cebada	9 - 13	14	7 - 21
Trigo	15 - 19	14	7 - 12
Fríjol – semilla	19 - 25	-	9 - 13
Fríjol – consumo	19 - 25	-	9 - 13
Maíz	11 - 28	18	-
Sorgo	9 - 16	15	13 - 16
Soya	13 - 19	18	6 - 13

Fuente: (Chaparro Castro, 1997 pág. 15)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020.

2.1.8. Rendimiento de limpieza

Como lo indica Srivastava; et al. (2006 págs. 430-431) el rendimiento de la zapata de limpieza se expresa en términos de pérdida de grano o eficiencia de limpieza, capacidad de limpieza y “grain dockage” (atraque de grano según su traducción). La pérdida de grano se calcula determinando el porcentaje de grano perdido sobre la base del grano total que ingresa a la zapata de limpieza. La eficiencia de limpieza es el porcentaje de grano recuperado por la zapata de limpieza. La capacidad del limpiador se determina trazando primero una curva de pérdida del grano que pasa a través de la zapata de limpieza. Se ajusta una curva de los datos, generalmente una función exponencial, y se determina la capacidad de la zapata de limpieza correspondiente a un nivel de pérdida de grano dado. El atraque de grano o “grain dockage” es la cantidad de paja que se separa junto al grano y se almacenan, se determina tomando una muestra de grano del lugar donde se deposite el grano al final del proceso de trilla, se procede a su limpieza de la muestra para

determinar el porcentaje de paja en la muestra. El rendimiento de la zapata de limpieza se ve afectado por los siguientes factores:

- **Factores de diseño:** Tamaño del tamiz, la amplitud de oscilación y la frecuencia;
- **Condiciones de funcionamiento:** Velocidad de alimentación del material, inclinación de la zapata de limpieza, flujo de aire y las aberturas del tamiz de protección;
- **Propiedades del cultivo:** Relación grano a MOG, propiedades de la paja y el grano.

Factores de diseño: Los tamices más largos permiten un mayor tiempo de permanencia para una separación más compleja del grano, sin embargo, las consideraciones físicas limitan el tamaño de la zapata de limpieza. Una disposición en cascada permite una limpieza más completa mientras se mantiene corta la longitud de los tamices que un solo tamiz de una gran longitud. La frecuencia y la amplitud determinan el nivel de aceleración impartido en el cultivo. German y Lee (1969; citado de, Srivastava, Goering, Rohrbach, & Buckmaster, 2006, pág. 431) informaron sobre los efectos de la frecuencia de oscilación en el rendimiento de la zapata de limpieza. El rango de frecuencias utilizado fue de 260 a 460 ciclos por minuto. El aumento de la frecuencia de oscilación a una velocidad de entrada de 90 kg/min redujo significativamente la pérdida de grano. Sin embargo, no se recomienda aumentar la frecuencia debido al aumento de las vibraciones mecánicas.

Condiciones de funcionamiento: Bottinger & Kutzbach (1987; citado de, Srivastava, Goering, Rohrbach, & Buckmaster, 2006, pág. 431) informaron sobre el efecto de la velocidad del ventilador y la velocidad de alimentación, la pérdida de grano aumenta de manera exponencial con la velocidad del ventilador y la velocidad de alimentación, tal como se muestra en el gráfico 2-2. Nyborg et al. (1969; citado de, Srivastava, Goering, Rohrbach, & Buckmaster, 2006, pág. 431) encontraron que las pérdidas de limpieza aumentaron con la velocidad de alimentación de MOG y con la relación grano/paja, el efecto de la velocidad de alimentación se vuelve más significativo a altas relaciones grano/paja y viceversa, ver gráfico 3-2.

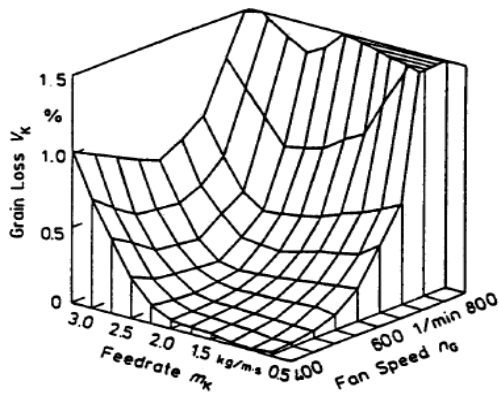


Gráfico 2-2. Características de rendimiento de una zapata de limpieza.

Realizado por: (Bottinger & Kutzbach, 1987 citado de, Srivastava; et al, 2006, pág. 432)

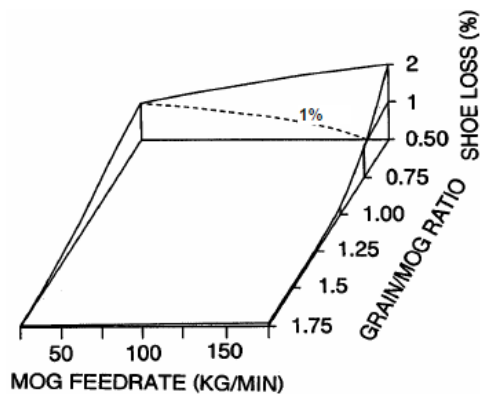


Gráfico 3-2. Perdida de limpieza para una cosechadora estándar de trigo.

Realizado por: (Nyborg et al., 1969 citado de, Srivastava; et al, 2006, pág. 432)

Propiedades del cultivo. Srivastava; et al. (2006 pág. 432) estudiaron el efecto de las propiedades de la paja y el grano del trigo y la cebada en la capacidad de la zapata de limpieza. Descubrieron que el ángulo de reposo de la paja tenía un efecto negativo en la capacidad del limpiador. El aumento de la fricción de la paja también disminuyó la capacidad. El aumento de la densidad del grano aumento la capacidad del limpiador. El aumento de la longitud media de la paja tiende a reducir la capacidad del limpiador. El aumento de la relación grano/MOG disminuyó la capacidad del limpiador.

2.1.9. Pruebas funcionales

Las pruebas funcionales se realizan tanto en el campo como en el laboratorio. Las pruebas de laboratorio tienen la ventaja de las condiciones en las que se probaran. El objetivo de las pruebas funcionales es determinar las pérdidas de grano y la capacidad. Las pérdidas de granos se expresan

como porcentaje del grano total que ingresa a la trilladora. Las pérdidas se dividen en: pérdida de trilla, pérdida por separación y pérdidas de limpieza.

Pérdidas de trilla o cilindro: son aquellas cabezas de grano sin trillar que se escapan de la cosechadora en la parte trasera con paja y se expresan como el porcentaje del grano total que ingresa a la trilladora.

Pérdidas por separación: también llamadas pérdidas de la criba, son granos perdidos con paja que se escapan de la criba, se expresa como el porcentaje del grano total que ingresa a la cosechadora.

Pérdidas de limpieza: también llamadas pérdidas de la zapata de limpieza, es el grano perdido con paja que sale de la zapata de limpieza expresado como el porcentaje del grano total que ingresa a la trilladora.

Las pérdidas de descarga son la suma de las pérdidas de trilla, separación y limpieza. El gráfico de estas pérdidas se representa a diferentes velocidades de alimentación de MOG, esta se denomina curva de rendimiento de la máquina (ver gráfico 4-2).

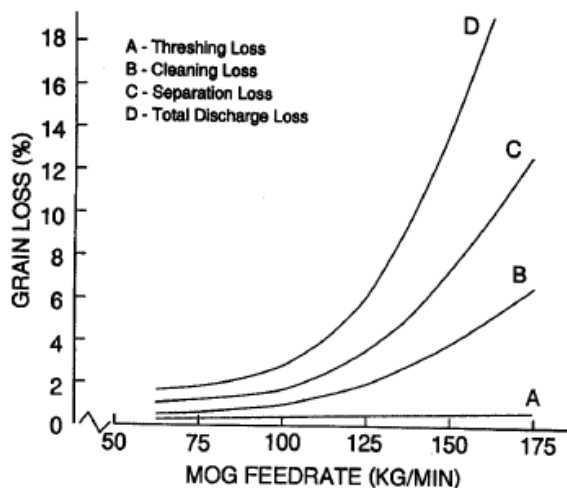


Gráfico 4-2. Curvas de rendimiento típicas.

Realizado por: (Srivastava, y otros, 2006)

2.1.10 Propiedades físicas que influyen en el trillado

Existen una gran cantidad de variables que pueden afectar el correcto funcionamiento de la trilladora, en la tabla 3-2 se puede apreciar las propiedades del cultivo y el efecto a un sistema o elemento de la trilladora o sobre el propio grano a trillar.

Tabla 3-2: Propiedades físicas que influyen en el trillado.

Propiedad		Influyen en
Trilla	Fuerza de desprendimiento del grano	Si es muy débil, pérdidas en la recolección; facilidad de trilla y separación en el cóncavo. Si es muy fuerte, separación cilindro-cóncavo; trilla por fricción.
	Fragilidad de la paja	Picado en el cilindro desgranador, velocidad de giro.
	Humedad	Dificultad de trilla.
	Tamaño del grano	Separación cilindro-cóncavo, tapado de cóncavo, tapado de cilindro desgranador.
	Resistencia a la rotura por impacto	Daños a los granos, menor en granos muy secos.
	Resistencia a la rotura por compresión	Daños a los granos; menor en granos húmedos.
Limpia	Masa, tamaño, forma y rigurosidad del grano	Velocidad del aire del ventilador, apertura de las zarandas, amplitud y frecuencia de vibrado.
	Masa, tamaño, forma y rigurosidad de la paja	Velocidad del aire del ventilador; dirección del aire del ventilador.
	Proporción de grano y paja y dimensiones de ésta	Pérdidas de grano; alimentación (Kg/min, velocidad de avance) amplitud y frecuencia de vibrado

Fuente: (Ortiz-Cañavate, 2003 pág. 282)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020.

2.1.11. Pérdidas y regulaciones

Como lo sugiere Ortiz-Cañavate (2003 págs. 281-282), es muy importante considerar las pérdidas que se producen en las cosechadoras, los estándares internacionales fijan en el 1% el valor deseable de pérdidas en la recolección de trigo, medidas en el conjunto de MOG (material diferente al grano) expulsado por la cosechadora. Es frecuente en campo obtener valores de 2–6%, pudiendo incluso llegar al 10%. El nivel de las pérdidas viene muy influido por condiciones atmosféricas y por el método de recolección. Las pérdidas en las cosechadoras pueden ocurrir:

- Antes de la recolección, por dehiscencia natural de las espigas;
- En la plataforma de corte y en el molinete;
- En el cilindro desgranador y cóncavo: el grano se parte o no se trilla suficientemente;

- En los sacudidores o rotores: el grano se pierde con la paja;
- En las cribas: el grano se pierde con el tamo.

Estas pérdidas se pueden apreciar de mejor manera en la tabla 4-2:

Tabla 4-2: Pérdidas medias en los órganos de una cosechadora.

Sistema donde se producen las pérdidas	Órganos / Elementos	Porcentaje sobre el grano recolectado [%]	Síntoma
Cabezal: <i>*Esto solo se aplica en las cosechadoras.</i>	Divisores	0,1 – 0,5	Plantas no segadas
	Molinete	0,3 – 1,5	Espigas que no entran en la plataforma
	Barra de corte	0,0 – 4,0	Plantas no segadas
Trilla:	Cilindro desgranador	0,1 – 0,2	Granos no trillados Granos partidos
Separación:	Sacudidor / criba	0,3 – 2,0	Sale grano con la paja
Limpia:	Zarandas	0,1 – 0,3	Sale grano con el tamo
Total:		0,9 – 8,5	

Fuente: (Ortiz-Cañavate, 2003 pág. 282)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020.

Es necesario regular la máquina adecuadamente, para ello se puede utilizar la tabla 5-2, la cual tiene una serie de incidencias que se pueden producir, con sus posibles causas y soluciones. El operador de la máquina debe ser personal entrenado para poder adecuar el funcionamiento de la máquina ante las condiciones cambiantes del cultivo, entre los principales parámetros a ajustar se tiene: velocidad periférica del cilindro desgranador, separación delantera/trasera del cilindro desgranador y cóncavo, apertura de los orificios de las zarandas y velocidad del ventilador.

Tabla 5-2: Causas del mal funcionamiento y regulaciones para corregirlas en una cosechadora convencional.

Incidencia	Causa	Solución
<i>El cilindro desgranador se atasca</i>	Velocidad excesiva de avance.	Reducirla.
	Velocidad lenta del cilindro.	Aumentarla.
	Cóncavo muy apretado.	Ajustarlo.
	Mies húmeda.	Esperar a que se seque.
	Cilindro batidor lento.	Tensar la correa.

	Sacudidor no da salida a la paja.	Aumentar revoluciones o quitar cortinas, si los hay.
<i>Pérdidas de grano en el sacudidor/criba</i>	Trilla insuficiente. Velocidad del sacudidor muy reducida. Excesiva cantidad de paja. Orificios de cóncavo o del sacudidor obturados.	Ajustar cilindro o cóncavo. Tensar correa. Reducir la velocidad de avance o subir el corte. Limpiarlos.
<i>Pérdidas de grano en las zarandas</i>	Ventilación excesiva Orificios de las zarandas demasiado cerrados Velocidad reducida de las zarandas.	Reducirla (cerrar las chapas laterales o bajar las revoluciones). Abrirlos (si son regulables). Tensar correa.
<i>Grano perdido</i>	Trilla excesiva. Zaranda inferior muy pequeña o demasiado cerrada (el grano retorna con las granzas al cilindro desgranador).	Reducir velocidad del cilindro o separar el cóncavo. Abrir orificios o cambiar la zaranda.
<i>Grano sucio</i>	Ventilación insuficiente. Criba superior muy abierta. Máquina sobrecargada.	Aumentarla (elevar las revoluciones o abrir las chapas laterales). Cerrar orificios o cambiarla. Reducir velocidad de avance o subir el corte.

Fuente: (Ortiz-Cañavate, 2003 pág. 283)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020.

2.2. Normas

2.2.1. Norma INEN-ISO 11228

Resumen

La Organización Internacional de Normalización – ISO – continuando con su interés en desarrollar y publicar estándares relacionados con diferentes áreas de la ergonomía, con el objeto de uniformizar los criterios de análisis y prevención entre los países que están afiliados al organismo, elaboró el grupo de normas 11228, donde las partes 1 y 2 especifican los límites recomendados para el levantamiento, descenso y transporte manual y para las tareas de empujar y jalar, respectivamente; siendo éstos los cinco movimientos fundamentales en el manejo manual de cargas. Incluyen los criterios usados en los métodos NIOSH y Snook & Ciriello, así como otros procedimientos desarrollados en la Unión Europea (INEN-ISO 11228-3, 2003).

2.2.2. Norma INEN-ISO 4254

Resumen

Esta parte de la Norma INEN-ISO 4254 establece los requisitos generales de seguridad y su verificación para el diseño y construcción de máquinas autopropulsadas con puestos de conducción y máquinas suspendidas, semisuspendidas y remolcadas usadas para agricultura, con el fin de tratar con los peligros habituales de la mayoría de las máquinas. Además, especifica el tipo de información para la realización del trabajo de manera segura, incluyendo los riesgos residuales, que debe ser suministrada por el fabricante (INEN-ISO 4254-7, 2016).

Este documento trata los peligros significativos, situaciones y sucesos peligrosos, tal y como figuran en el anexo A de esta norma, en relación con la maquinaria agrícola utilizada según el uso y bajo condiciones previstas por el fabricante durante un normal funcionamiento. Esta parte de la Norma INEN-ISO 4254 no es aplicable a (INEN-ISO 4254-7, 2016):

- Tractores agrícolas y forestales.
- Aeronaves y vehículos de colchón de aire utilizados en agricultura.
- Equipos de jardinería y espacios verdes.
- Componentes o funciones especificadas de la máquina (por ejemplo, herramientas de trabajo y/o procesos).

CAPÍTULO III

3. MARCO METODOLÓGICO

3.1. Diseño del batidor

El batidor como es mencionado en el capítulo anterior, es un elemento muy importante en el mecanismo de trilla, permite disminuir la energía del material trillado que proviene del cilindro desgranador, guiándolo a la criba y evita el abarrotamiento del material cuando este se quede girando en el cilindro, esto es de gran ayuda debido a que en el diseño posterior del prototipo, el material proveniente del proceso de trilla que ocurría en el cilindro desgranador y el cóncavo enviaba restos de paja, grano trillado y grano no trillado fuera de la máquina, evitando que esta se dirija a la criba que permita separar los granos y dirigirlos posteriormente a la caja de limpia o zapata de limpieza.

Para el diseño del batidor se tomó como referencia modelos de trilladoras y cosechadoras (ver figura 1-2 y figura 2-2) y sobre todo del modelo propuesto por Mera Arana (2009 pág. 54) en su trabajo de titulación el cual servirá de base en el diseño (ver figura 1-3).

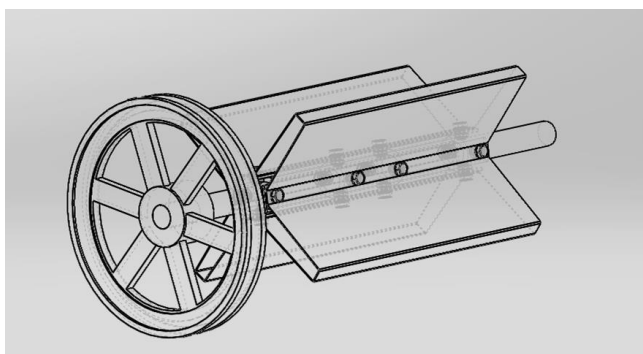


Figura 1-3. Esbozo del batidor.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B.

Como menciona Montoya Merino (1990 págs. 36-37) en su trabajo de titulación, el batidor debe ser de aproximadamente el 62% del diámetro del cilindro desgranador y tener su misma longitud; al tener el cilindro desgranador un diámetro de 380 milímetros, el cálculo para el diámetro del batidor es el siguiente:

$$Diámetro_{Batidor} = Diámetro_{Cilindro} * 0.62$$

$$Diámetro_{Batidor} = 380 \text{ mm} * 0.62$$

$$Diámetro_{Batidor} = 235.6 \text{ mm} \approx 236 \text{ mm}$$

La longitud del cilindro desgranador es de 336 mm, por lo que la longitud del batidor debería ser igual, pero este tiene un juego de 12 milímetros de lado a lado en las paredes de la parte interna de la máquina, si el batidor tuviera esa misma longitud parte de la paja, grano trillado y grano no trillado podría escapar por estos espacios, especialmente la quinua trillada que como lo menciona Gómez & Aguilar (2016 págs. 9 - 10), esta tiene un diámetro promedio entre 1.5 a 3 milímetros, lo cual le da una gran posibilidad de escaparse por los espacios antes mencionados. Para solucionar este posible problema se decidió aumentar la longitud del batidor a 354 milímetros de largo con el fin de reducir el juego entre las paredes internas de la máquina. Con esas medidas y al utilizar un eje de 1 pulgada de diámetro (calculado posteriormente mediante un método iterativo) se procedió al diseño en software CAD (SolidWorks) (ver gráfico 1-3).

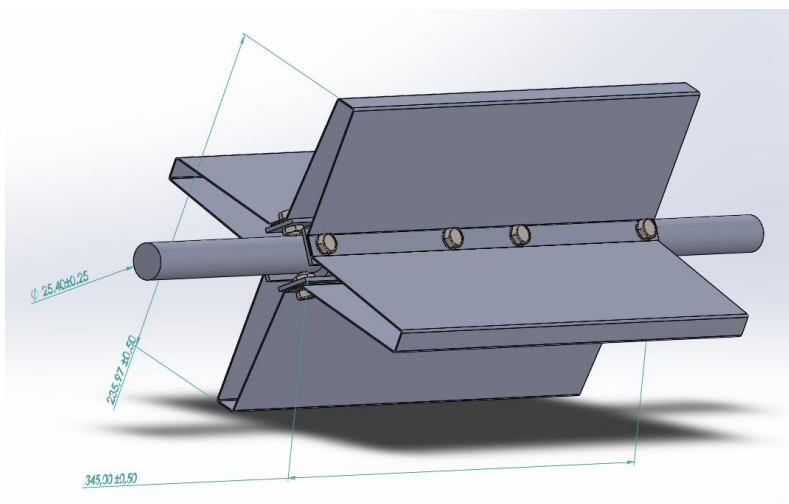


Gráfico 1-3. Batidor.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020.

Con el modelado del batidor en un software CAD, se puede determinar las dimensiones del batidor, las partes que lo conformaran y su masa aproximada, datos necesarios para realizar un análisis de cargas, esfuerzos y fatiga.

Cabe mencionar que la estructura del prototipo de trilladora debe ser modificada a fin de poder acoplar el batidor (el análisis de la estructura se encuentra en el punto 3.6.) y la tapa superior que permite cubrir el cilindro desgranador, el batidor y la criba también debe ser modificada para cubrir los elementos antes descritos (ver Anexo E.).

3.1.1. Determinación de las poleas y banda a utilizar en el batidor

Para las poleas y banda a usar en el batidor, es necesario encontrar la relación de transmisión a utilizar, se sabe que el cilindro desgranador gira aproximadamente a 1000 rpm este dato es obtenido del trabajo de titulación realizado por Carrillo & Vuelva (2019 pág. 23), el eje cilindro desgranador será el eje motor para el batidor, el batidor debe girar entre los 675 y 1275 rpm, pero

en pruebas de campo se notó que el cilindro desgranador debería girar a mayor velocidad para poder reducir la cantidad de grano no trillado, para ello se estimó una relación de transmisión de 2:1.

Para determinar las poleas a utilizar, tipo y longitud de la banda, velocidades, fuerza de tensión y reacciones presentes en los ejes, se utilizará las fórmulas expuestas por Mendoza & Romano (2006 págs. 1-26) junto a las presentadas por Abasolo et al. (2017 págs. 1-26).

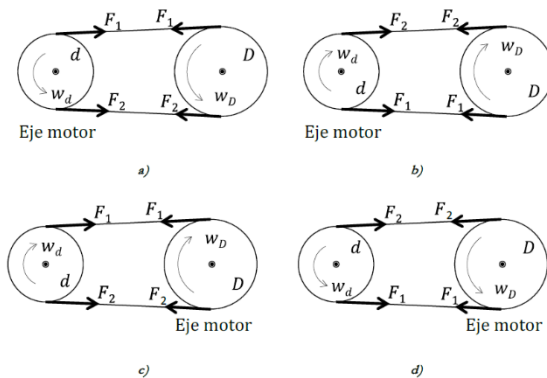


Figura 2-3. Fuerzas F_1 y F_2 en las bandas para distintas disposiciones de giro y eje motor.

Fuente: (Abasolo Bilbao, y otros, 2017)

La configuración en el batidor es el caso a) (ver figura 2-3), los valores necesarios para el cálculo y las figuras referenciales son las siguientes:

Tabla 1-3: Datos para el cálculo de poleas, banda y reacciones del batidor.

Potencia del eje motor	13.5 HP	10066.95 W
Revoluciones del eje motor	1022.22 rpm	107.047 rad/s
Diámetro de la p Polea menor	5 in	0.127 m
Distancia entre centros de los ejes	12.3 in	0.3124 m
Relación de transmisión	2:1	

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

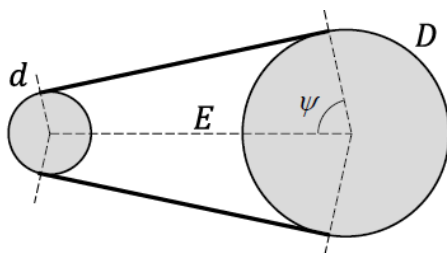


Figura 3-3. Características de las poleas y banda.

Fuente: (Abasolo Bilbao, y otros, 2017)

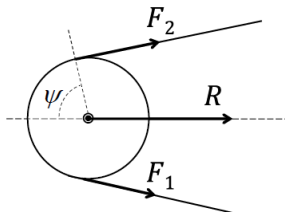


Figura 4-3. Reacción sobre el eje moto.

Fuente: (Abasolo Bilbao, y otros, 2017)

Tabla 2-3: Cálculo de las características para la banda que conecta el batidor.

<p><i>Determinar la potencia corregida</i> (Mendoza Garzón, y otros, 2006 pág. 4)</p> $P_C = P * F_{CP}$ <p>donde P_C: Potencia corregida P: Potencia del eje motor F_{CP}: Coeficiente de corrección de potencia (ver anexo B. tabla 1.)</p> $P = 13.5 \text{ HP} = 10066.95 \text{ W}$ $F_{CP} = 1.2$ $P_C = 13.5 \text{ HP} * 1.2 = 16.2 \text{ HP} = 12080.34 \text{ W}$	
<p><i>Determinar la sección de la correa</i> (Mendoza Garzón, y otros, 2006 pág. 4)</p> <p>La sección de la correa se determina mediante el gráfico 1. (ver anexo C.) en función de la potencia corregida y las revoluciones de la polea menor.</p> $RPM = 1022.22$ $P_C = 16.2 \text{ HP} = 12080.34 \text{ W}$ <p>Sección de la correa = B</p>	<p><i>Determinar el diámetro de la polea mayor</i> (Mendoza Garzón, y otros, 2006 págs. 4-5)</p> $D = d * i$ <p>donde i: Relación de transmisión d: Diámetro de la polea menor D: Diámetro de la polea mayor</p> $d = 5 \text{ pulg} = 0.127 \text{ m}$ $i = 2$ $D = 5 \text{ pulg} * 2 = 10 \text{ pulg} = 0.254 \text{ m}$
<p><i>Longitud primitiva de la correa</i> (Mendoza Garzón, y otros, 2006 pág. 5)</p> $L = 2E * \text{sen}(\psi) + \psi * d + (\pi - \psi) * D$ $\psi = \arccos\left(\frac{D-d}{2E}\right)$ <p>donde: E: Distancia entre centros de los ejes Ψ: Ángulo donde inicia contacto banda polea (ver figura 3-3)</p> $\psi = \arccos\left(\frac{0.254 \text{ m} - 0.127 \text{ m}}{2 * 0.3124 \text{ m}}\right)$ $\psi = 1.366 \text{ rad} = 78.273^\circ$ $L = 2 * 0.3124 \text{ m} * \text{sen}(1.366 \text{ rad}) + 1.366 \text{ rad} * 0.127 \text{ m} + (\pi - 1.366 \text{ rad}) * 0.254 \text{ m}$ $L = 1.236 \text{ m} = 48.672 \text{ pulg}$ <p>Banda a utilizar B47 (ver anexo B. tabla 2.)</p>	

<p><i>Factor de corrección por longitud de la correa</i> (Mendoza Garzón, y otros, 2006 pág. 5)</p> <p>Se establece un factor de corrección a lo largo de la correa, que compense la capacidad de potencia que puede transmitir la correa.</p> <p>F_{Cc} = Factor de corrección por longitud de correa</p> <p>$F_{Cc} = 0.882$ (ver anexo B. tabla 3)</p>	<p><i>Determinar el arco de contacto sobre la polea menor</i> (Mendoza Garzón, y otros, 2006 pág. 6)</p> $\alpha^{\circ} = 180 - 57 \frac{(D-d)}{E}$ <p>donde α°: Arco de contacto sobre la polea menor</p> $\alpha^{\circ} = 180 - 57 \frac{(0.254 \text{ m} - 0.127 \text{ m})}{0.3124 \text{ m}}$ $\alpha^{\circ} = 156.829^{\circ}$
<p><i>Factor de corrección para el ángulo de contacto</i> (Mendoza Garzón, y otros, 2006 pág. 6)</p> <p>Con un arco de contacto de 180° sobre la polea menor se obtiene la capacidad de potencia óptima de la correa.</p> <p>F_{Ca} = Factor de corrección para el ángulo de contacto</p> <p>$F_{Ca} = 0.9394$ (ver anexo B. tabla 4)</p>	<p><i>Velocidad tangencial de la correa</i> (Abasolo Bilbao, y otros, 2017 pág. 6)</p> $V = \frac{d}{2} * N$ <p>donde V: Velocidad tangencial de la correa</p> <p>N: Revoluciones del eje motor</p> $V = \frac{0.127 \text{ m}}{2} * 107.047 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 6.797 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
<p><i>Capacidad de potencia de la correa</i> (Mendoza Garzón, y otros, 2006 pág. 6)</p> <p>$P_{bk} = P_b + \text{Capacidad adicional por relación de transmisión}$</p> <p>donde P_{bk}: Potencia de la correa</p> <p>P_b: Capacidad de potencia de la correa (ver anexo B. tabla 5)</p> $P_{bk} = 2.377 \text{ HP} + 0.45 \text{ HP} = 2.827 \text{ HP} = 2108.09 \text{ W}$	
<p><i>Potencia efectiva por correa</i> (Mendoza Garzón, y otros, 2006 pág. 6)</p> $P_e = P_{bk} * F_{Cc} * F_{Ca}$ $P_e = 2.827 \text{ HP} * 0.882 * 0.9394$ $P_e = 2.342 \text{ HP} = 1746.43 \text{ W}$	<p><i>Cantidad de correas</i> (Mendoza Garzón, y otros, 2006 pág. 7)</p> <p><i>Cantidad de correas</i></p> $= \frac{\text{Potencia corregida total a transmitir}}{\text{Potencia total efectiva por correa}}$ $\text{Cantidad de correas} = \frac{16.2 \text{ HP}}{2.342 \text{ HP}}$ $\text{Cantidad de correas} = 6.917 \text{ correas}$ $\text{Cantidad de correas} \approx 7 \text{ correas}$
<p><i>Tensión recomendada en la banda</i> (Abasolo Bilbao, y otros, 2017 pág. 23)</p> $F_i = \frac{50 * (2.5 - F_{ca}) * P}{F_{ca} * N * V} + K * V^2$ <p>donde F_i: Tensión recomendada en la banda</p> <p>N: Cantidad de correas</p> <p>K: Coeficiente K (ver anexo B. tabla 6.)</p> $F_i = \frac{50 * (2.5 - 0.9394) * 10.06695 \text{ KW}}{0.9394 * 7 * 6.797 \text{ m/s}} + 0.019 * \left(6.797 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 18.451 \text{ daN} = 184.51 \text{ N}$	

Resultante horizontal sobre los ejes de las poleas (Abasolo Bilbao, y otros, 2017 pág. 25)

$$R = 2F_i * \cos(90^\circ - \psi)$$

donde: R: Reacción en el eje (ver figura 4-3)

$$R = 2 * 184.51 N * \cos(90^\circ - 78.273^\circ) = 361.311 N$$

Fuente: (Abasolo Bilbao, y otros, 2017 págs. 1-26), (Mendoza Garzón, y otros, 2006 págs. 1-26), Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.1.2. Diseño del eje batidor

En el eje batidor se realizaron dos análisis, uno consistió en un estudio del eje sometido a cargas estáticas y otro es relacionado a la fatiga del eje, para poder determinar el diseño del eje.

Cálculo de fuerzas, reacciones y momentos sobre el eje batidor

Para poder determinar los esfuerzos cortantes y los momentos flectores al que está sometido el eje debido a cargas estáticas, se utilizará la teoría y fórmulas presentadas por Budynas & Keith (2008 págs. 205-248) en el libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, las cargas estáticas presente en el eje se detallan en la tabla 3-3.

Tabla 3-3: Cargas y fuerzas que actúan en el eje batidor.

<i>Cargas</i>	<i>Denotación</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
Carga distribuida debido a la masa de las partes del batidor sobre el eje	W_1	212.39	N/m
Carga distribuida debido a la masa de las partes del batidor sobre el eje	W_2	212.39	N/m
Fuerza resultante sobre la polea del batidor	F_{TB}	361.311	N
Ángulo respecto a la horizontal que actúa la fuerza resultante sobre la polea del batidor	α	21.6	°

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

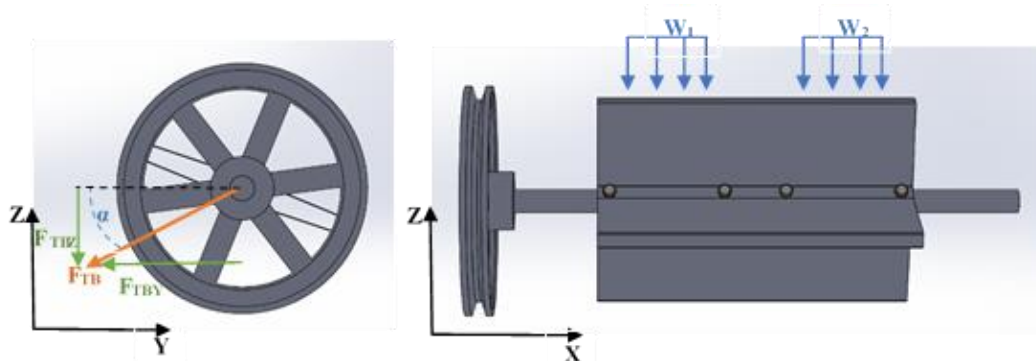


Gráfico 2-3. Cargas y fuerzas expuestas sobre el eje batidor.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Análisis en el plano XY



Gráfico 3-3. Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XY.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

$$\sum M_A = 0$$

$$+(F_{TBY} * 0.0622 \text{ m}) - (R_{BY} * 0.49 \text{ m}) = 0$$

$$+(F_{TB} * \cos \alpha * 0.0622 \text{ m}) - (R_{BY} * 0.49 \text{ m}) = 0$$

$$R_{BY} = 42.644 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$F_{TBY} + R_{AY} - R_{BY} = 0$$

$$R_{AY} = 378.582 \text{ N}$$



Gráfico 4-3. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano XY.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

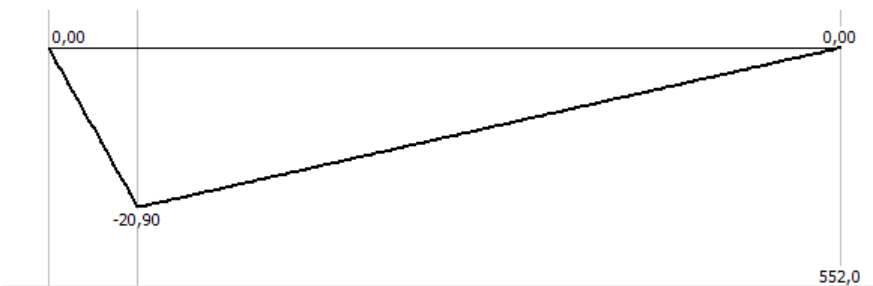


Gráfico 5-3. Diagrama de momentos flectores en el plano XY.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

$$M_{\max XY} = -20.895 \text{ N.m}$$

Análisis en el plano XZ

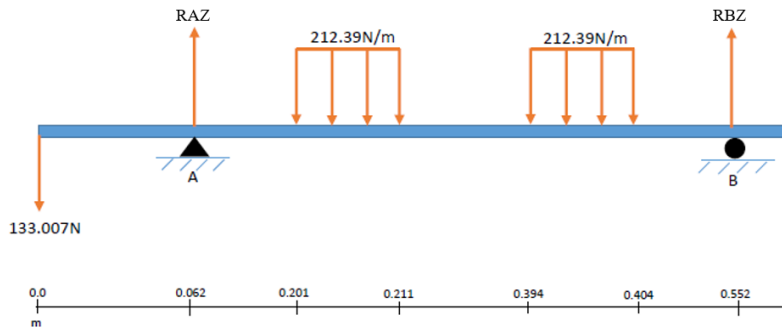


Gráfico 6-3. Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XZ.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

$$\sum M_A = 0$$

$$(F_{TBZ} * 0.0622 \text{ m}) - (W_1 * 0.1 \text{ m} * 0.14 \text{ m}) - (W_2 * 0.1 \text{ m} * 0.337 \text{ m}) + (R_{BZ} * 0.49 \text{ m}) = 0$$

$$F_{TB} * \text{sen} \alpha * 0.0622 \text{ m} - W_1 * 0.1 \text{ m} * 0.144 \text{ m} - W_2 * 0.1 \text{ m} * 0.337 \text{ m} + R_{BZ} * 0.49 \text{ m} = 0$$

$$R_{BZ} = 3.965 \text{ N}$$

$$\sum FZ = 0$$

$$F_{TBZ} + R_{AZ} + (-W_1 * 0.1 \text{ m}) + (-W_2 * 0.1 \text{ m}) + R_{BZ} = 0$$

$$F_{TB} * \text{sen} \alpha + R_{AZ} + (-W_1 * 0.1 \text{ m}) + (-W_2 * 0.1 \text{ m}) + R_{BZ} = 0$$

$$R_{AZ} = 171.520 \text{ N}$$

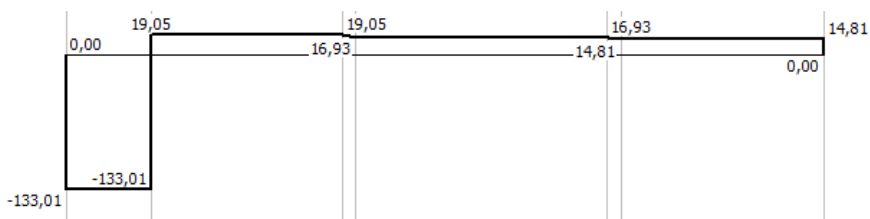


Gráfico 7-3. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano XZ.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

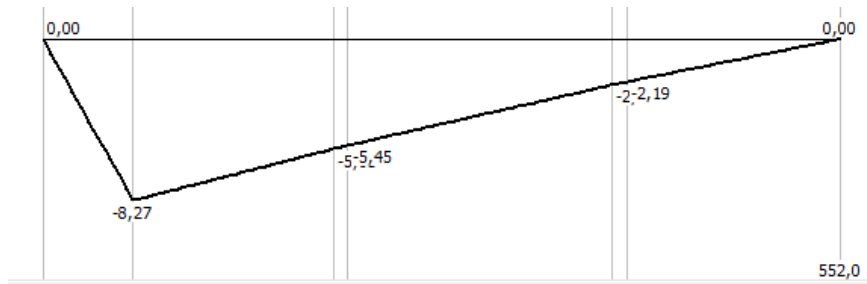


Gráfico 8-3. Diagrama de momentos flectores en el plano XZ.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

$$M_{maxXZ} = -8.273 \text{ N.m}$$

Momento máximo sobre el eje

$$M_{max} = \sqrt{M_{maxXY}^2 + M_{maxXZ}^2}$$

$$M_{max} = 22.473 \text{ N.m}$$

3.1.2.1. Análisis dinámico del eje batidor

Para determinar la resistencia a la fatiga y diámetro recomendado del eje batidor se utilizará la fórmula de Marin, descrita por Budynas & Keith (2008 págs. 278-294) en el libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, los datos necesarios se presentan en la tabla 4-3.

Tabla 4-3: Datos para determinar la resistencia a la fatiga del eje batidor.

<i>Denominación</i>	<i>Denotación</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
Chaveta		8 x 8	mm x mm
Radio de la muesca	r	4	mm
Resistencia máxima del acero AISI 1018	S _{ut}	440	MPa
Momento flector máximo	M _{max}	22.473	N.m
Torque máximo en la polea del batidor	T _m	127.53	N.m
Dureza del acero AISI 1018	HB	126	HB

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

A continuación, se presenta la fórmula para el límite de resistencia a la fatiga presentado en el libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley (Budynas, y otros, 2008 pág. 279).

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

donde	k_a :	factor de modificación de la condición superficial
	k_b :	factor de modificación del tamaño
	k_c :	factor de modificación de la carga
	k_d :	factor de modificación de la temperatura
	k_e :	factor de confiabilidad
	k_f :	factor de modificación de efectos varios
	S'_e :	límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
	S_e :	límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso

Tabla 5-3: Cálculo de los factores y límite de resistencia a la fatiga.

<p><i>Factor de modificación de la condición superficial</i></p> $k_a = a(S_{ut})^b$ <p>donde a y b: Factores para un eje maquinado (ver anexo B. tabla 7.)</p> $k_a = 4.51(440 MPa)^{-0.265}$ $k_a = 0.899$	<p><i>Factor de modificación del tamaño</i></p> <p>Como se desconoce el diámetro del eje batidor, el factor de modificación del tamaño se estima en 1.</p> $k_b = 1$
<p><i>Factor de modificación de la carga</i></p> $k_c = 1$ <p>(ver anexo B. tabla 9.)</p>	<p><i>Factor de modificación de la temperatura</i></p> <p>Se considera que trabajamos a temperatura ambiente (ver anexo B. tabla 10).</p> $k_d = 1$
<p><i>Factor de confiabilidad</i></p> <p>La confiabilidad que se desea usar en la máquina es de un 90%.</p> $k_e = 1 - 0.08 z_a$ <p>donde z_a: Variación de transformación. (ver anexo B. tabla 11.)</p> $k_e = 1 - 0.08 * 1.288$ $k_e = 0.897$	<p><i>Factor de modificación de efectos varios</i></p> <p>Aunque el factor k_f tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos, en verdad significa un recordatorio que estos efectos se deben tomar en cuenta, porque los valores reales de k_f no siempre están disponibles (en varios analistas este valor se toma con un valor de 1). (Budynas, y otros, 2008 págs. 285-286)</p> $k_f = 1$

<p><i>Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria</i></p> <p>$S'_e = 0.5S_{ut}$ (ver anexo B. tabla 12.)</p> <p>$S'_e = 0.5 * 440 MPa$</p> <p>$S'_e = 220 MPa$</p>	<p><i>Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso</i></p> <p>$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$</p> <p>$S_e = 0.899 * 1 * 1 * 1 * 0.897 * 1 * 220 MPa$</p> <p>$S_e = 177.409 MPa$</p>
---	---

Fuente: (Budynas, y otros, 2008 págs. 278-294), Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Cálculo del diámetro recomendado mediante teoría de distorsión con criterio de Goodman

Para el cálculo se utilizará los datos descritos en la tabla 3-3, 4-3 y 5-3, el factor de seguridad a utilizar es de 3, este valor es obtenido del libro Diseño de Elementos de Máquinas de Vanegas Useche (2018 pág. 78) (ver anexo B. tabla 13), el cual es un valor recomendado para el análisis a fatiga de aceros dúctiles.

La fórmula para calcular el diámetro de un eje macizo aplicando la teoría de distorsión con criterio de Goodman, descrita por Budynas & Keith (2008 pág. 356) en el libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley se describe de la siguiente manera:

$$d = \left(\frac{16*n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

- donde
- d: Diámetro recomendado para el eje
 - n: Factor de seguridad
 - K_f : Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión
 - M_a : Momento flexionante alternante
 - K_{fs} : Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión
 - T_a : Torsión alternante
 - M_m : Momento flexionante medio
 - T_m : Torsión media

En el caso de un eje giratorio, el momento flexionante constante creará un esfuerzo flexionante completamente reversible, por lo tanto:

$$M_m = T_a = 0$$

Por lo tanto, la ecuación queda de la siguiente manera:

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

Los factores K_f y K_{fs} se describen de la siguiente forma (Budynas, y otros, 2008 pág. 287):

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad ; \quad K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)$$

donde q : Sensibilidad de la muesca q . (ver anexo C. gráfico 2.)

K_f : Factor de concentración de esfuerzos (ver anexo C. gráfico 3.)

$q_{cortante}$: Sensibilidad de la muesca $q_{cortante}$ (ver anexo C. gráfico 4.)

K_{fs} : Factor de concentración de esfuerzos (ver anexo C. gráfico 5.)

Al ser el diámetro la incógnita a encontrar, el factor de concentración de esfuerzos será estimado a 1.4.

$$K_f = 1.4 \quad ; \quad K_{fs} = 1.4$$

Finalmente se obtiene el diámetro recomendado para un factor de seguridad de 3:

$$d = \left(\frac{16 \cdot 3}{\pi} \left\{ \frac{1}{177.409 \text{ MPa}} \left[4(1.4 \cdot 22.473 \text{ N} \cdot \text{m})^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{440 \text{ MPa}} \left[3(1.4 \cdot 127.53 \text{ N} \cdot \text{m})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.02528 \text{ m} = 25.28 \text{ mm} = 0.995 \text{ in}$$

El diámetro de 0.995 pulgadas es un aproximado puesto que se supone los factores k_b , K_f y K_{fs} son 1, 1.4 y 1.4 respectivamente, este valor debe ser refinado. Con un factor de seguridad de 3 en la formula ED-Goodman que es la más conservadora de las tres presentadas en el libro diseño en mecánica de Shigley y después de 3 iteraciones para refinar el valor, se logra un diámetro recomendado de 0.967 pulgadas. El diámetro de 0.967 pulgadas del eje no es un valor estandarizado, se procedió a utilizar un eje de 1 pulgada.

Validación del factor de seguridad

Para ratificar el factor de seguridad con un eje de 1 pulgada de diámetro, se realiza nuevamente los cálculos para determinar los factores k_b , K_f y K_{fs} y el límite de resistencia S_e , obteniendo:

$$k_b = 0.879; \quad S_e = 141.513 \text{ MPa}; \quad K_f = 1.316; \quad K_{fs} = 1.238$$

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

$$n = \frac{\pi \cdot (0.0254 \text{ m})^3}{\left\{ \frac{1}{155.942 \text{ MPa}} [4(1.316 \cdot 22.473 \text{ N.m})^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{440 \text{ MPa}} [3(1.238 \cdot 127.53 \text{ N.m})^2]^{\frac{1}{2}} \right\}}$$

$$n = 3.215$$

Realizado los cálculos con un diámetro de eje de 1 pulgada para el batidor, se obtiene un factor de seguridad de 3.215, siendo superior al establecido en los puntos anteriores, pero cumpliendo con el factor de seguridad mencionado por Vanegas Useche (2018 pág. 78).

3.1.2.2. Análisis estático del eje batidor

Para el cálculo del factor de seguridad del eje batidor sometido a cargas estáticas se utilizó los datos de la tabla 6-3:

Tabla 6-3: Datos para el cálculo del factor de seguridad con la teoría de Von Mises.

<i>Denominación</i>	<i>Denotación</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
Diámetro del eje batidor	d	1	in
Momento flector máximo	M _{max}	22.473	N.m
Resistencia a la fluencia del eje	S _y	370	MPa

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

La fórmula sobre teoría de la energía de deformación o teoría de Von Mises para el cálculo del factor de seguridad del eje es extraído del libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (Budynas, y otros, 2008 pág. 215).

$$\left(\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2 \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{S_y}{n}$$

donde: σ_x: Esfuerzo normal por flexión en el eje X.

 σ_y: Esfuerzo normal por flexión en el eje Y.

 τ_{xy}: Esfuerzo cortante por torsión.

 S_y: Resistencia a la fluencia.

Dado que el eje batidor solo se encuentra con esfuerzos de torsión al momento de su funcionamiento (τ_{xy} = 0) y solo existe un esfuerzo normal de flexión en el eje X (σ_y = 0), la formula queda de la siguiente manera:

$$\sigma_x = \frac{S_y}{n}$$

$$n = \frac{S_y}{\frac{M}{I/r}} = \frac{S_y * I}{M * r} = \frac{S_y * \frac{1}{4} * \pi * r^4}{M * r}$$

$$n = \frac{1}{32} * \pi * \frac{S_y * d^3}{M}$$

donde: M: Momento máximo sobre el eje.

d: Diámetro del eje.

$$n = \frac{1}{32} * \pi * \frac{370 \text{ MPa} * (0.0254 \text{ m})^3}{22.473 \text{ N.m}}$$

$$n = 26.488$$

Con un factor de seguridad de 26.488, se deduce que el eje batidor podrá soportar las cargas estáticas presentes.

3.1.3. Análisis del eje batidor mediante software CAE

Para validar los esfuerzos y cargas expuestos en el punto anterior se utilizó el software CAE ANSYS WORKBECH, el cual ayuda a determinar los esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad del eje batidor.

3.1.3.1. Calidad de malla y cargas sobre el eje

Calidad de la malla

Para obtener un mejor mallado se utilizó dos elementos de malla, una para las regiones en los que se encuentran presentes las ranuras y otro a las regiones donde no se necesita tanto detalle hacia el mallado, conjuntamente con un tamaño de elemento de 2 milímetros y verificado el Mesh Meric_Element Quality, se tiene un promedio de malla de 0.82 (ver figura 5-3), valor con una calidad muy buena según ANSYS, Inc. (2011; citado en Ardilla Marín, y otros, 2016 pág. 134).

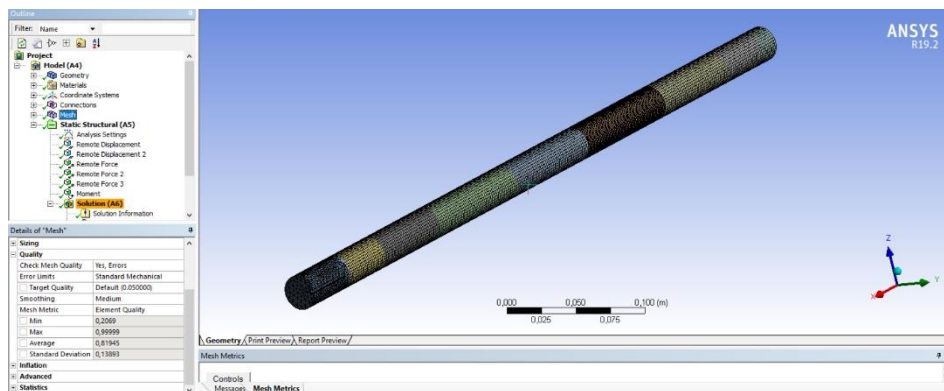


Figura 5-3. Mallado sobre el eje batidor.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Cargas expuestas sobre el eje

En la figura 6-3 se presenta los lugares donde se acopla la polea (C) y los rodamientos (A y B), así como las cargas producidas por la banda (C), el peso del propio batidor (D y E) y el torque (F) presente en el eje cilindro desgranador

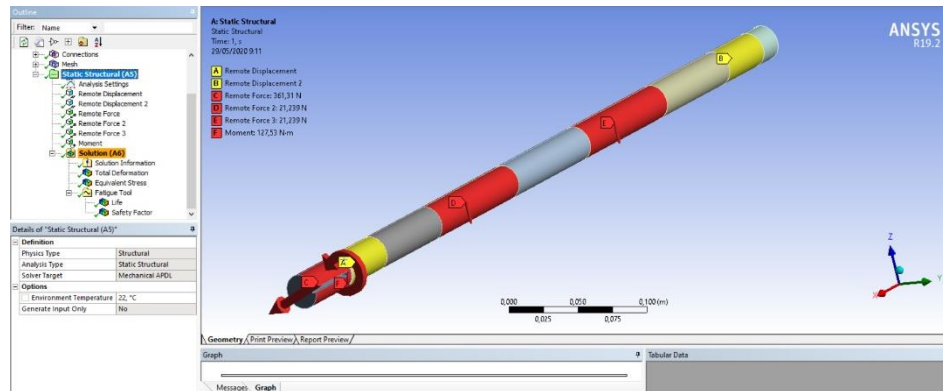


Figura 6-3. Cargas expuestas sobre el eje batidor.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.1.3.2. Análisis de resultados sobre el eje batidor

Deformación total

Con las cargas expuestas sobre el eje batidor, se produce una deformación máxima de 0.2 milímetros como se observa en la figura 7-3.

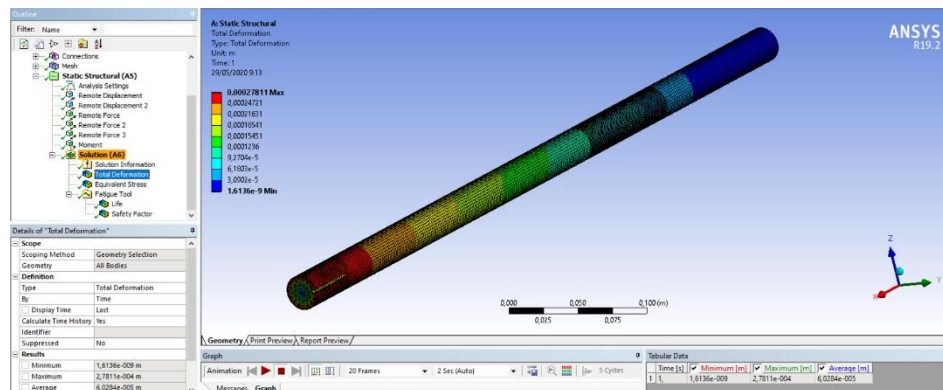


Figura 7-3. Deformaciones expuestas sobre el eje batidor.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Esfuerzo de Von-Mises

El eje batidor presenta un equivalente de Von-Mises de 86.72 MPa (ver figura 8-3), el cual es inferior al límite de fluencia del acero AISI 1018 (370 MPa), por lo que el material y las dimensiones de este son los adecuados con el fin de soportar las cargas expuestas.

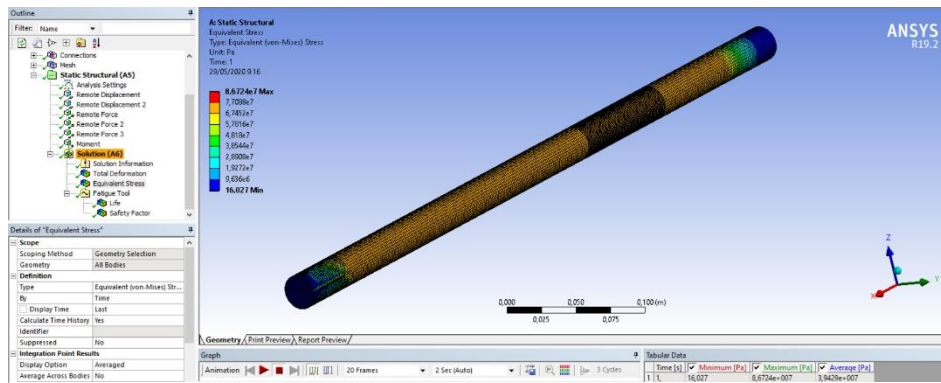


Figura 8-3. Esfuerzo de Von-Mises sobre el eje batidor.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Factor de seguridad

El factor de seguridad se realiza un análisis con una ranura para chavetas de frente recto, el cual presentaba una mayor concentración de esfuerzos con un factor de seguridad de 0.46, valor no aceptable, debido a esto se realizó otro análisis con una ranura para chavetas de frente circular en el que se consiguió un factor de seguridad mínimo de 0.993, factor de seguridad aceptable, con un promedio de 3.08 siendo un factor de seguridad más que valido.

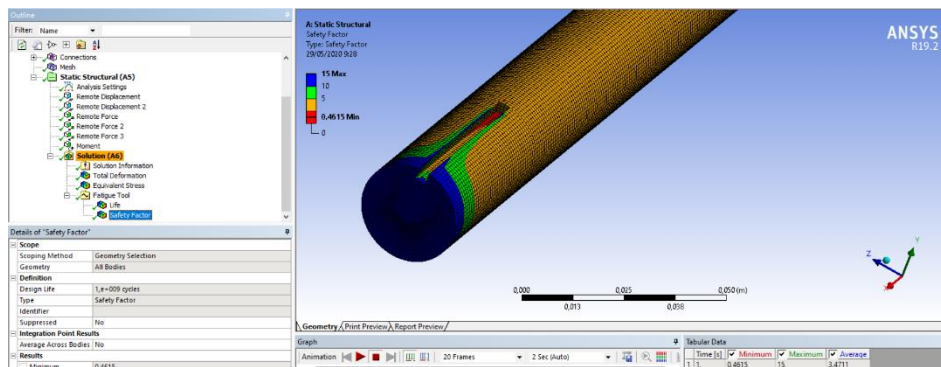


Figura 9-3. Factor de seguridad en el eje con chaveta de frente recto.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

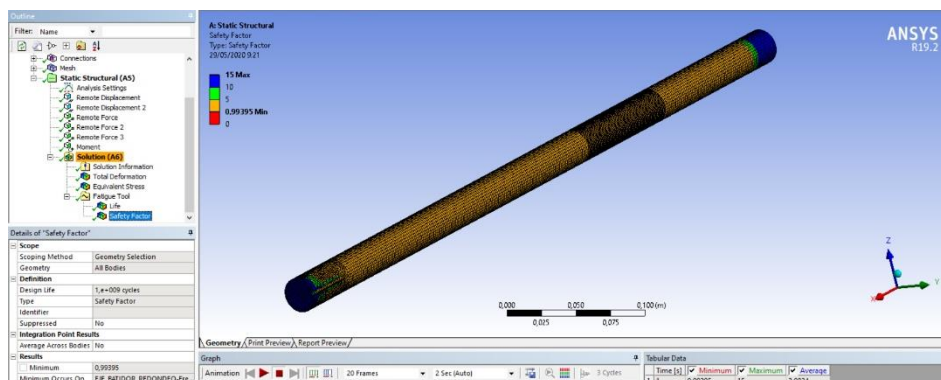


Figura 10-3. Factor de seguridad en el eje con chaveta de frente circular.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Ciclo de vida del eje

Con el uso de una ranura para un chaveta de frente circular se tiene un ciclo promedio de vida aproximado a un millón de ciclos, lo cual significa que el eje batidor tiene vida infinita (ver figura 11-3).

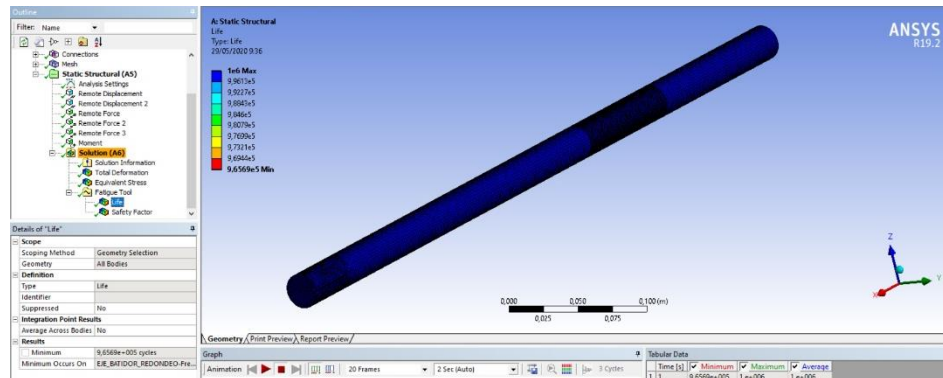


Figura 11-3. Ciclo de vida del eje batidor.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.1.4. Construcción del batidor

Para la construcción del batidor se utilizó los materiales descritos en la tabla 7-3.

Tabla 7-3: Materiales utilizados para la construcción del batidor.

Elemento	Dimensiones	Cantidad	Material
Eje batidor	Diámetro: 1 in Longitud: 601 mm	1	Acero AISI 1018
Eje de soporte	Diámetro exterior: 1.5 in Diámetro interior: 1 in Longitud: 100 mm	2	Acero AISI 1018
Platina	345 x 25.4 x 3 mm	4	Acero ASTM A-36
Plancha de acero inoxidable	125.3 x 345 x 1 mm	8	Acero AISI 430
Pernos y tuercas	M8 x 1.25 x 12	16	Acero ASTM A-36
Polea conectada al batidor	5" x 1B	1	Aluminio 6061
Polea conectada al cilindro desgranador	10" x 1B	1	Aluminio 6061
Banda	47" x 1B	1	Compuesto
Chaveta	8 x 8 x 50 mm	1	Acero C45

Fuente: (Multipernos, 2018), (DIPAC Manta S.A., 2016), (Rodaseros, 2017)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Se realizan los cortes de la platina y plancha de acero inoxidable a las dimensiones establecidas en la tabla 7-3 o en el anexo E. con la ayuda de una amoladora angular (ver figura 12-3), además de las perforaciones correspondientes con un taladro de banco, se maquinaron los ejes y poleas con el uso de un torno y fresadora, las uniones entre las platinas y el eje de soporte se realizaron mediante soldadura de arco eléctrico (ver figura 13-3), los dobleces de las planchas se efectuaron con la ayuda de una máquina dobladora hidráulica.

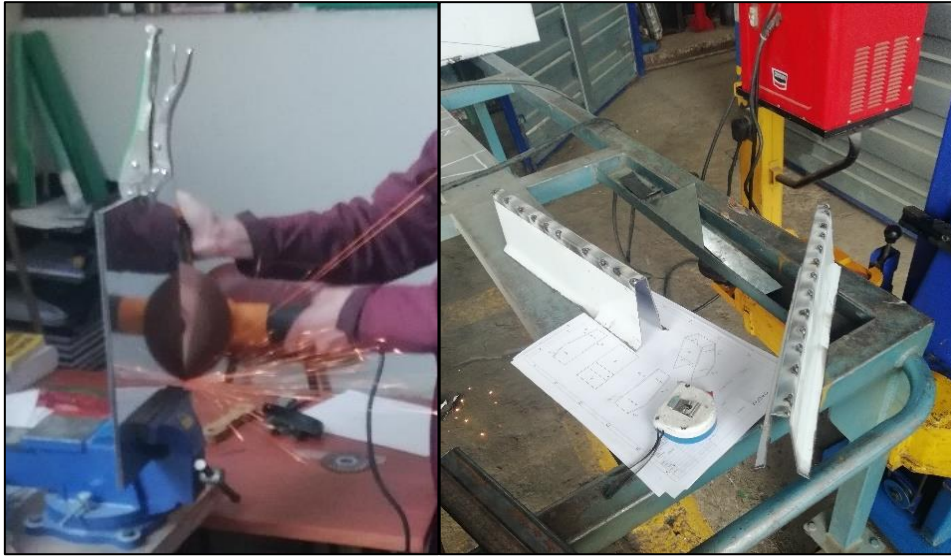


Figura 12-3. Corte de las planchas y construcción de las aletas del batidor.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020



Figura 13-3. Soldadura de las platinas, eje de soporte y soporte del batidor.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Finalmente se realiza el ensamble del batidor para su posterior montaje en el prototipo de trilladora (ver figura 14-3).



Figura 14-3. Ensamble del batidor.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.2. Análisis del eje cilindro desgranador

El batidor toma el movimiento del eje cilindro desgranador, el eje estará sometido a un esfuerzo adicional no considerado en el trabajo de titulación precursor a este (Carrillo Manzano, y otros, 2019), por lo que es necesario realizar un nuevo análisis tomando en cuenta la nueva carga que se añaden al eje, para ello se determinarán los esfuerzos resultantes sobre cada una de las poleas en el cilindro desgranador.

3.2.1. Esfuerzos sobre las poleas en el eje cilindro desgranador

Esfuerzo resultante en la polea conectada al motor

Para poder determinar la fuerza resultante sobre la polea del motor y por consiguiente el esfuerzo a la polea que conecta al cilindro desgranador se utilizara los datos proporcionados por Carrillo & Vuelva (2019 págs. 23-24) en su trabajo de titulación descritos en la tabla 8-3.

Tabla 8-3: Datos para el cálculo del esfuerzo resultante sobre la polea del motor.

Datos		
Potencia del eje motor	13.5 HP	10066.95 W
Revoluciones del eje motor	2300 rpm	240.855 rad/s
Diámetro de la polea menor	4 in	0.127 m
Diámetro de la polea mayor	9 in	0.2286 m
Distancia entre centros de los ejes	28.346 in	0.72 m
Relación de transmisión	2.25:1	

Fuente: (Carrillo Manzano, y otros, 2019)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Tabla 9-3: Cálculo del esfuerzo resultante sobre la polea del motor.

<p>Ángulo ψ de inicio de contacto entre la banda y polea (Mendoza Garzón, y otros, 2006 pág. 5)</p> $\psi = \arccos\left(\frac{D-d}{2E}\right)$ <p>donde: E: Distancia entre centros de los ejes Ψ: Ángulo donde inicia contacto banda polea (ver figura 3-3)</p> $\psi = \arccos\left(\frac{0.2286\text{ m} - 0.1016\text{ m}}{2 * 0.72\text{ m}}\right)$ $\psi = 1.482\text{ rad} = 84.94^\circ$	
<p>Determinar el arco de contacto sobre la polea menor (Mendoza Garzón, y otros, 2006 págs. 4-5)</p> $\alpha^\circ = 180 - 57 \frac{(D-d)}{E}$ <p>donde α°: Arco de contacto sobre la polea menor</p> $\alpha^\circ = 180 - 57 \frac{(0.254\text{ m} - 0.127\text{ m})}{0.3124\text{ m}}$ $\alpha^\circ = 156.829^\circ$	<p>Factor de corrección para el ángulo de contacto (Mendoza Garzón, y otros, 2006 pág. 6)</p> <p>Con un arco de contacto de 180° sobre la polea menor se obtiene la capacidad de potencia óptima de la correa.</p> <p>F_{Ca} = Factor de corrección para el ángulo de contacto</p> <p>$F_{Ca} = 0.9394$ (ver anexo B. tabla 4)</p>
<p>Velocidad tangencial de la correa (Abasolo Bilbao, y otros, 2017 pág. 6)</p> $V = \frac{d}{2} * N$ <p>donde V: Velocidad tangencial de la correa N: Revoluciones del eje motor</p> $V = \frac{0.1016\text{ m}}{2} * 240.855 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ $V = 12.235 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	<p>Tensión recomendada en la banda (Abasolo Bilbao, y otros, 2017 pág. 23)</p> $F_i = \frac{50*(2.5-F_{ca})*P}{F_{ca}*N*V} + K * V^2$ <p>donde F_i: Tensión recomendada en la banda N: Cantidad de correas K: Coeficiente K (ver anexo B. tabla 6.)</p> $F_i = \frac{50*(2.5-0.9798)*10.06695\text{ KW}}{0.9798*4*12.235\text{ m/s}} + 0.019 * \left(12.235 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2$ $F_i = 18.8\text{ daN} = 188\text{ N}$
<p>Resultante horizontal sobre los ejes de las poleas (Abasolo Bilbao, y otros, 2017 pág. 25)</p> $R = 2F_i * \cos(90^\circ - \psi)$ <p>donde: R: Reacción en el eje (ver figura 4-3)</p> $R = 2 * 188\text{ N} * \cos(90^\circ - 84.94^\circ) = 374.553\text{ N}$	

Fuente: (Abasolo Bilbao, y otros, 2017 págs. 1-26), (Mendoza Garzón, y otros, 2006 págs. 1-26), Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Esfuerzo resultante en la polea de la zaranda vibratoria

Para poder determinar la fuerza resultante sobre la polea del sistema de la zaranda vibratoria y por consiguiente el esfuerzo a la polea que conecta al cilindro desgranador se utilizara los siguientes datos descritos en la tabla 10-3.

Tabla 10-3: Datos para el cálculo del esfuerzo resultante sobre la polea de la zaranda vibratoria.

Datos		
Potencia del eje motor	13.5 HP	10066.95 W
Revoluciones del eje motor	1022.222 rpm	107.047 rad/s
Diámetro de la polea menor	3.5 in	0.0889 m
Diámetro de la polea mayor	10 in	0.254 m
Distancia entre centros de los ejes	14.173 in	0.36 m
Relación de transmisión	2.857:1	

Fuente: (Carrillo Manzano, y otros, 2019 pág. 25)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Tabla 11-3: Cálculo del esfuerzo resultante sobre la polea de la zaranda vibratoria.

<p>Ángulo ψ de inicio de contacto entre la banda y polea (Mendoza Garzón, y otros, 2006 pág. 5)</p> $\psi = \arccos\left(\frac{D-d}{2E}\right)$ <p>donde: E: Distancia entre centros de los ejes Ψ: Ángulo donde inicia contacto banda polea (ver figura 3-3)</p> $\psi = \arccos\left(\frac{0.254\text{ m} - 0.0889\text{ m}}{2 * 0.36\text{ m}}\right)$ $\psi = 1.339\text{ rad} = 76.743^\circ$	
<p>Determinar el arco de contacto sobre la polea menor (Mendoza Garzón, y otros, 2006 págs. 4-5)</p> $\alpha^\circ = 180 - 57 \frac{(D-d)}{E}$ <p>donde α°: Arco de contacto sobre la polea menor</p> $\alpha^\circ = 180 - 57 \frac{(0.254\text{ m} - 0.0889\text{ m})}{0.36\text{ m}}$ $\alpha^\circ = 153.859^\circ$	<p>Factor de corrección para el ángulo de contacto (Mendoza Garzón, y otros, 2006 pág. 6)</p> <p>Con un arco de contacto de 180° sobre la polea menor se obtiene la capacidad de potencia óptima de la correa.</p> <p>F_{Ca} = Factor de corrección para el ángulo de contacto</p> <p>$F_{Ca} = 0.9296$ (ver anexo B. tabla 4)</p>
<p>Velocidad tangencial de la correa (Abasolo Bilbao, y otros, 2017 pág. 6)</p> $V = \frac{d}{2} * N$ <p>donde V: Velocidad tangencial de la correa</p>	<p>Tensión recomendada en la banda (Abasolo Bilbao, y otros, 2017 pág. 23)</p> $F_i = \frac{50 * (2.5 - F_{Ca}) * P}{F_{Ca} * N * V} + K * V^2$ <p>donde F_i: Tensión recomendada en la banda N: Cantidad de correas</p>

N: Revoluciones del eje motor $V = \frac{0.0889 \text{ m}}{2} * 107.047 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ $V = 4.758 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	K: Coeficiente K (ver anexo B. tabla 6.) $F_i = \frac{50*(2.5-0.9296)*10.06695 \text{ KW}}{0.9296*9*4.758 \text{ m/s}} + 0.019 * \left(4.758 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2$ $F_i = 20.285 \text{ daN} = 202.85 \text{ N}$
<i>Resultante horizontal sobre los ejes de las poleas</i> (Abasolo Bilbao, y otros, 2017 pág. 25) $R = 2F_i * \cos(90^\circ - \psi)$ donde: R: Reacción en el eje (ver figura 4-3) $R = 2 * 202.85 \text{ N} * \cos(90^\circ - 76.743^\circ) = 394.883 \text{ N}$	

Fuente: (Abasolo Bilbao, y otros, 2017 págs. 1-26), (Mendoza Garzón, y otros, 2006 págs. 1-26), Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Esfuerzo resultante en la polea del ventilador

Para poder determinar la fuerza resultante sobre la polea del ventilador y por consiguiente el esfuerzo a la polea que conecta al cilindro desgranador se utilizara los datos descritos en la tabla 12-3:

Tabla 12-3: Datos para el cálculo del esfuerzo resultante sobre la polea del ventilador.

Datos		
Potencia del eje motor	13.5 HP	10066.95 W
Revoluciones del eje motor	1022.222 rpm	107.047 rad/s
Diámetro de la polea menor	7 in	0.1778 m
Diámetro de la polea mayor	9 in	0.2286 m
Distancia entre centros de los ejes	25.591 in	0.65 m
Relación de transmisión	1.286:1	

Fuente: (Carrillo Manzano, y otros, 2019 pág. 27)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020.

Tabla 13-3: Cálculo del esfuerzo resultante sobre la polea del ventilador.

<p><i>Ángulo ψ de inicio de contacto entre la banda y polea</i> (Mendoza Garzón, y otros, 2006 pág. 5)</p> $\psi = \arccos\left(\frac{D-d}{2E}\right)$ <p>donde: E: Distancia entre centros de los ejes Ψ: Ángulo donde inicia contacto banda polea (ver figura 3-3)</p> $\psi = \arccos\left(\frac{0.2286 \text{ m} - 0.1779 \text{ m}}{2 * 0.65 \text{ m}}\right)$ $\psi = 1.532 \text{ rad} = 87.76^\circ$
--

<p><i>Determinar el arco de contacto sobre la polea menor</i> (Mendoza Garzón, y otros, 2006 págs. 4-5)</p> $\alpha^{\circ} = 180 - 57 \frac{(D-d)}{E}$ <p>donde α°: Arco de contacto sobre la polea menor</p> $\alpha^{\circ} = 180 - 57 \frac{(0.2286 \text{ m} - 0.1779 \text{ m})}{0.65 \text{ m}}$ $\alpha^{\circ} = 175.545^{\circ}$	<p><i>Factor de corrección para el ángulo de contacto</i> (Mendoza Garzón, y otros, 2006 pág. 6)</p> <p>Con un arco de contacto de 180° sobre la polea menor se obtiene la capacidad de potencia óptima de la correa.</p> <p><i>F_{Ca}</i> = Factor de corrección para el ángulo de contacto</p> <p><i>F_{Ca}</i> = 0.9911 (ver anexo B. tabla 4)</p>
<p><i>Velocidad tangencial de la correa</i> (Abasolo Bilbao, y otros, 2017 pág. 6)</p> $V = \frac{d}{2} * N$ <p>donde V: Velocidad tangencial de la correa</p> <p>N: Revoluciones del eje motor</p> $V = \frac{0.1779 \text{ m}}{2} * 107.047 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ $V = 9.516 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	<p><i>Tensión recomendada en la banda</i> (Abasolo Bilbao, y otros, 2017 pág. 23)</p> $F_i = \frac{50*(2.5-F_{ca})*P}{F_{ca}*N*V} + K * V^2$ <p>donde F_i: Tensión recomendada en la banda</p> <p>N: Cantidad de correas</p> <p>K: Coeficiente K (ver anexo B. tabla 6.)</p> $F_i = \frac{50*(2.5-0.9911)*10.06695 \text{ KW}}{0.9911*4*9.516 \text{ m/s}} + 0.019 * \left(9.516 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2$ $F_i = 21.852 \text{ daN} = 218.52 \text{ N}$
<p><i>Resultante horizontal sobre los ejes de las poleas</i> (Abasolo Bilbao, y otros, 2017 pág. 25)</p> $R = 2F_i * \cos(90^{\circ} - \psi)$ <p>donde: R: Reacción en el eje (ver figura 4-3)</p> $R = 2 * 188 \text{ N} * \cos(90^{\circ} - 87.76^{\circ}) = 436.756 \text{ N}$	

Fuente: (Abasolo Bilbao, y otros, 2017 págs. 1-26), (Mendoza Garzón, y otros, 2006 págs. 1-26), Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.2.2. Verificación diseño eje desgranador

En el eje cilindro desgranador se realizaron dos análisis para verificar si era necesario su sustitución, uno que consistió en un estudio del eje sometido a cargas estáticas y otro es relacionado a la fatiga del eje.

Cálculo de fuerzas, reacciones y momentos sobre el eje cilindro desgranador

Al igual que en el análisis del eje batidor, se utilizó la teoría de Von Mises propuesta en el libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (Budynas, y otros, 2008 págs. 213-219), las cargas estáticas presente en el eje cilindro desgranador se detallan en la tabla 14-3 y son apreciadas en el gráfico 9-3.

Tabla 14-3: Cargas que actúan en el eje batidor.

<i>Cargas</i>	<i>Denotación</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
Carga debido a la masa de las partes del cilindro desgranador sobre el eje	P_1	294	N
Carga debido a la masa de las partes del cilindro desgranador sobre el eje	P_2	294	N
Fuerza resultante sobre la polea del motor	F_{TM}	374.553	N
Ángulo respecto a la horizontal que actúa la fuerza resultante sobre la polea que conecta el motor	β	86.5	°
Fuerza resultante sobre la polea de la zaranda vibratoria	F_{TZ}	394.883	N
Ángulo respecto a la horizontal que actúa la fuerza resultante sobre la polea que conecta la zaranda vibratoria	γ	30.70	°
Fuerza resultante sobre la polea del batidor	F_{TB}	361.311	N
Ángulo respecto a la horizontal que actúa la fuerza resultante sobre la polea que conecta el batidor	δ	21.60	°
Fuerza resultante sobre la polea del ventilador	F_{TV}	436.756	N
Ángulo respecto a la horizontal que actúa la fuerza resultante sobre la polea que conecta el ventilador	ε	60.40	°

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

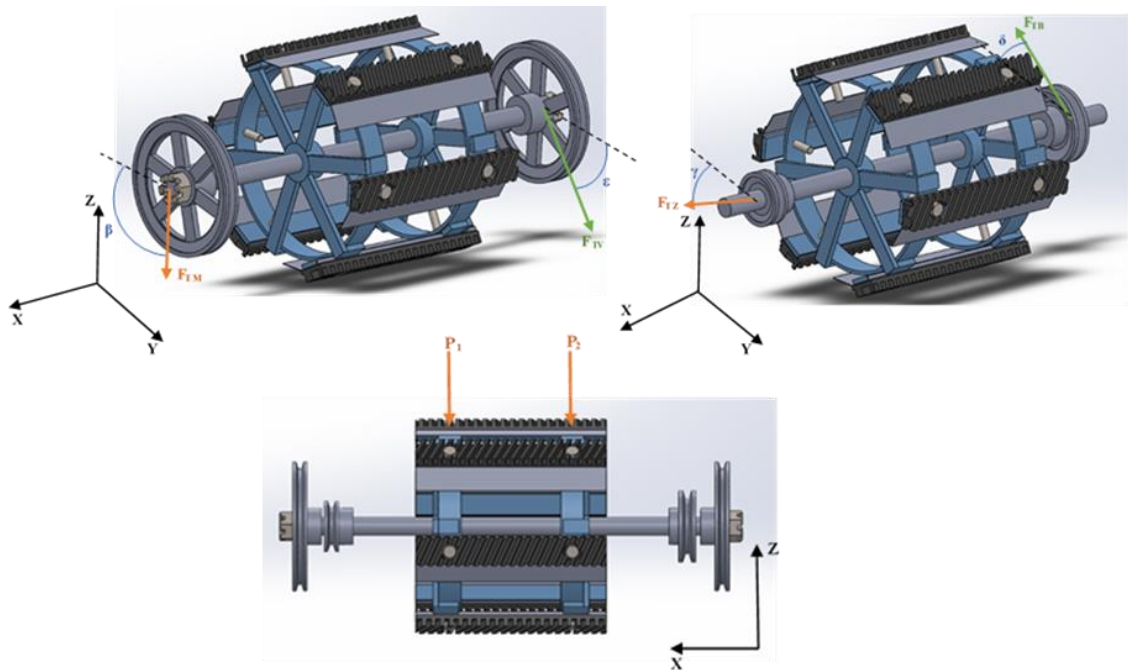


Gráfico 9-3. Cargas y fuerzas expuestas sobre el eje cilindro desgranador.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Análisis del eje en el plano XY

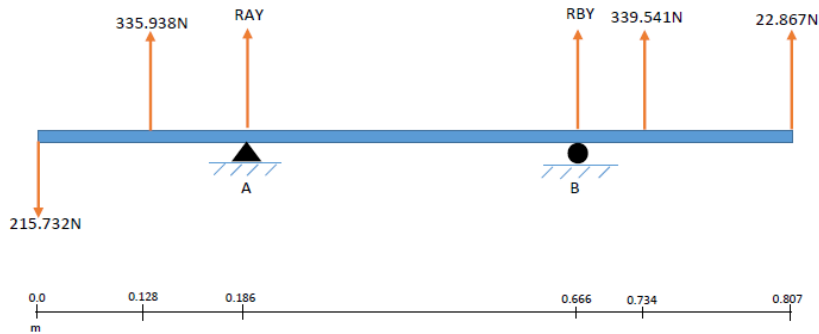


Gráfico 10-3. Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XY.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{TVY} * 0.186 \text{ m} - F_{TBY} * 0.058 \text{ m} + R_{BY} * 0.48 \text{ m} + F_{TZY} * 0.548 \text{ m} + F_{TMY} * 0.621 \text{ m} = 0$$

$$F_{TV} * \cos \varepsilon * 0.186 \text{ m} - F_{TB} * \cos \delta * 0.058 \text{ m} + R_{BY} * 0.48 \text{ m} + F_{TZ} * \cos \gamma * 0.548 \text{ m} + F_{TM} * \cos \beta * 0.621 \text{ m} = 0$$

$$R_{BY} = -460.230 \text{ N}$$

$$\sum FY = 0$$

$$-F_{TVY} + F_{TBY} + R_{AY} + R_{BY} + F_{TZY} + F_{TMY} = 0$$

$$R_{AY} = -22.384 \text{ N}$$

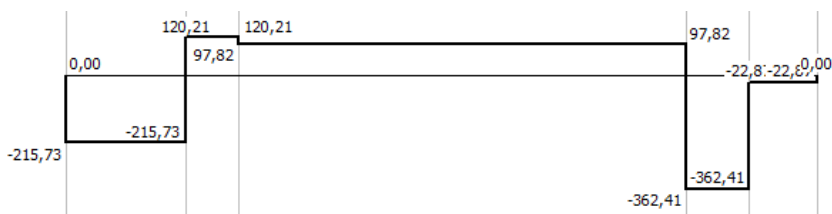


Gráfico 11-3. Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XY.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

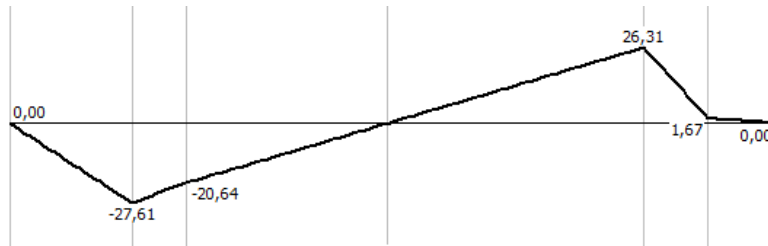


Gráfico 12-3. Diagrama de momentos flectores en el plano XY.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

$$M_{\max XY} = -26.31 \text{ N.m}$$

Análisis del eje en el plano XZ

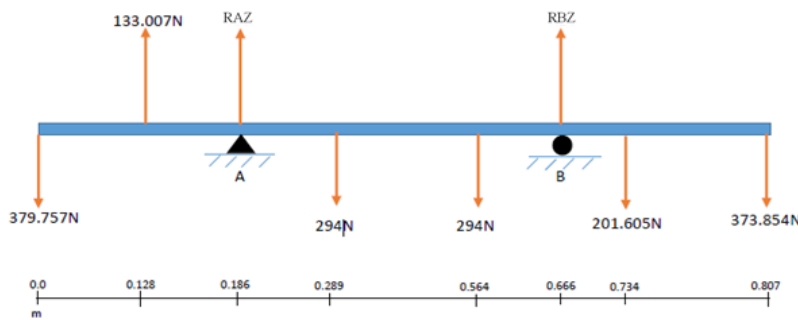


Gráfico 13-3. Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XZ.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{TVZ} * 0.186 \text{ m} - F_{TBZ} * 0.058 \text{ m} - P_1 * 0.103 \text{ m} - P_2 * 0.378 \text{ m} + R_{BZ} * 0.48 \text{ m} - F_{TZZ} * 0.548 \text{ m} - F_{TMZ} * 0.621 \text{ m} = 0$$

$$F_{TV} * \text{sen } \varepsilon * 0.186 \text{ m} - F_{TB} * \text{sen } \delta * 0.058 \text{ m} - P_1 * 0.103 \text{ m} - P_2 * 0.378 \text{ m} + R_{BZ} * 0.48 \text{ m} - F_{TZ} * \text{sen } \gamma * 0.548 \text{ m} - F_{TM} * \text{sen } \beta * 0.621 \text{ m} = 0$$

$$R_{BZ} = 877.368 \text{ N}$$

$$\sum FZ = 0$$

$$-F_{TVZ} + F_{TBZ} + R_{AZ} - P_1 - P_2 + R_{BZ} - F_{TZZ} - F_{TMZ} = 0$$

$$R_{AZ} = 532.841 \text{ N}$$

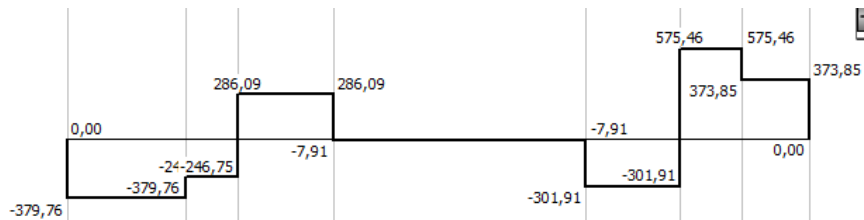


Gráfico 14-3. Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XZ.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

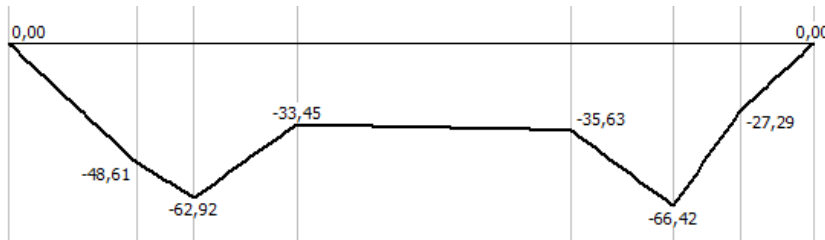


Gráfico 15-3. Diagrama de momentos flectores en el plano XZ.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

$$M_{maxXZ} = -66.423 \text{ N.m}$$

Momento máximo sobre el eje

$$M_{max} = \sqrt{M_{maxXY}^2 + M_{maxXZ}^2}$$

$$M_{max} = 71.441 \text{ N.m}$$

3.2.2.1. Análisis dinámico del eje cilindro desgranador

Para determinar el factor de seguridad del eje cilindro desgranador se utilizó la fórmula de Marin, definida por Budynas & Keith (2008 págs. 278-294) en el libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, los datos necesarios se presentan en la tabla 15-3.

Tabla 15-3: Datos para determinar la resistencia a la fatiga del eje cilindro desgranador.

<i>Denominación</i>	<i>Denotación</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
Resistencia máxima del acero AISI 1018	S_{ut}	440	MPa
Diámetro del eje cilindro desgranador	d	1.25	in
Momento máximo	M_{max}	71.441	N.m

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

A continuación, se presenta la fórmula para el límite de resistencia a la fatiga presentado en el libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley (Budynas, y otros, 2008 pág. 279).

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

donde

- k_a : factor de modificación de la condición superficial
- k_b : factor de modificación del tamaño
- k_c : factor de modificación de la carga
- k_d : factor de modificación de la temperatura
- k_e : factor de confiabilidad
- k_f : factor de modificación de efectos varios
- S'_e : límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
- S_e : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso

Tabla 16-3: Cálculo de los factores y límite de resistencia a la fatiga.

<p><i>Factor de modificación de la condición superficial</i></p> $k_a = a(S_{ut})^b$ <p>donde a y b: Factores (ver anexo B. tabla 7.)</p> $k_a = 4.51(440 \text{ MPa})^{-0.265}$ $k_a = 0.899$	<p><i>Factor de modificación del tamaño</i></p> $k_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} \quad (\text{ver anexo B. tabla 8.})$ $k_b = \left(\frac{1.25 \text{ in}}{0.3}\right)^{-0.107}$ $k_b = 0.858$
<p><i>Factor de modificación de la carga</i></p> $k_c = 1 \quad (\text{ver anexo B. tabla 9.})$	<p><i>Factor de modificación de la temperatura</i></p> <p>Se considera que trabajamos a temperatura ambiente. (ver anexo B. tabla 10.)</p> $k_d = 1$
<p><i>Factor de confiabilidad</i></p> <p>La confiabilidad que se desea usar en la máquina es de un 90%.</p> $k_e = 1 - 0.08 z_a$ <p>donde z_a: Variación de transformación. (ver anexo B. tabla 11.)</p> $k_e = 1 - 0.08 * 1.288$ $k_e = 0.897$	<p><i>Factor de modificación de efectos varios</i></p> <p>Aunque el factor k_f tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos, en verdad significa un recordatorio que estos efectos se deben tomar en cuenta, porque los valores reales de k_f no siempre están disponibles (en varios analistas este valor se toma con un valor de 1). (Budynas, y otros, 2008 págs. 285-286)</p> $k_f = 1$

<p><i>Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria</i></p> <p>$S'_e = 0.5S_{ut}$ (ver anexo B. tabla 12.)</p> <p>$S'_e = 0.5 * 440 MPa$</p> <p>$S'_e = 220 MPa$</p>	<p><i>Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso</i></p> <p>$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$</p> <p>$S_e = 0.899 * 0.858 * 1 * 1 * 0.897 * 1 * 220 MPa$</p> <p>$S_e = 152.217 MPa$</p>
---	---

Fuente: (Budynas, y otros, 2008 págs. 278-294), Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Cálculo del factor de seguridad mediante teoría de distorsión con criterio de Goodman

La fórmula para calcular el factor de seguridad de un eje macizo aplicando la teoría de distorsión con criterio de Goodman, descrita por Budynas y Keith (2008 pág. 356) en el libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley y los datos descritos en la tabla 17-3 son utilizados para calcular el factor de seguridad del eje cilindro desgranador.

Tabla 17-3: Datos para el cálculo de diámetro del eje con ED – Goodman.

<i>Denominación</i>	<i>Denotación</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
Diámetro del eje con muesca	D	1.25	in
Diámetro del eje sin muesca	d	1.014	in
Radio de la muesca	r	3	mm
Torque máximo en la polea del cilindro desgranador	T _m	63.765	N.m
Dureza del acero AISI 1018	HB	126	HB

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Al igual que en el análisis del diámetro recomendado en el eje batidor, al ser un eje giratorio, el momento flexionante constante creará un esfuerzo flexionante completamente reversible ($M_m = T_a = 0$), por lo tanto, la ecuación queda:

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

- donde
- d: Diámetro recomendado para el eje
 - n: Factor de seguridad
 - K_f: Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión
 - M_a: Momento flexionante alternante

K_{fs} : Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión

T_m : Torsión media

Los factores K_f y K_{fs} se describen de la siguiente manera (Budynas, y otros, 2008 pág. 287):

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad ; \quad K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)$$

donde q : Sensibilidad de la muesca q . (ver anexo C. gráfico 2.)

K_t : Factor de concentración de esfuerzos (ver anexo C. gráfico 3.)

$q_{cortante}$: Sensibilidad de la muesca $q_{cortante}$ (ver anexo C. gráfico 4.)

K_{ts} : Factor de concentración de esfuerzos (ver anexo C. gráfico 5.)

$$K_f = 1 + 0.77(1.56 - 1) \quad ; \quad K_{Sf} = 1 + 0.97(1.3 - 1)$$

$$K_f = 1.431 \quad ; \quad K_{Sf} = 1.291$$

Finalmente, con un diámetro de 1.25 pulgadas se consigue un factor de seguridad de:

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

$$n = \frac{\frac{\pi * (0.03175 \text{ m})^3}{16}}{\left\{ \frac{1}{152.217 \text{ MPa}} [4(1.431 * 71.441 \text{ N.m})^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{440 \text{ MPa}} [3(1.291 * 63.765 \text{ N.m})^2]^{\frac{1}{2}} \right\}}$$

$$n = 3.442$$

Con un diámetro de 1.25 pulgadas el eje cilindro desgranador, la formula ED-Goodman que es la más conservadora, indica que el factor de seguridad de este elemento es de 3.442, por lo que este eje está diseñado para soportar incluso la nueva carga originada por el batidor y no ser necesario su sustitución, además de cumplir el factor de seguridad de 3 establecido por Vanegas Useche (2018 pág. 78).

3.2.2.2. Análisis estático del eje cilindro desgranador

Para el cálculo del factor de seguridad del eje cilindro desgranador sometido a cargas estáticas se utilizó los datos de la tabla 18-3:

Tabla 18-3: Datos para el cálculo del factor de seguridad con la teoría de Von Mises.

<i>Denominación</i>	<i>Denotación</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
Diámetro del eje cilindro desgranador	d	1.25	in
<i>Denominación</i>	<i>Denotación</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
Momento máximo	M _{max}	71.441	N.m
Resistencia a la fluencia	S _y	370	MPa

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

La fórmula (simplificada en el punto 3.1.2.2.) sobre teoría de la energía de deformación o teoría de Von Mises para el cálculo del factor de seguridad del eje es extraído del libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (Budynas, y otros, 2008 pág. 215)

$$n = \frac{1}{4} * \pi * \frac{S_y * d^3}{M}$$

donde: M: Momento máximo sobre el eje.

d: Diámetro del eje.

$$n = \frac{1}{32} * \pi * \frac{370 \text{ MPa} * (0.03175 \text{ m})^3}{71.441 \text{ N.m}}$$

$$n = 16.274$$

Con un factor de seguridad de 16.274, se concluye que el eje cilindro desgranador está preparado para soportar las cargas estáticas presentes.

3.2.3. Análisis del eje cilindro desgranador mediante software CAE

Para validar los esfuerzos y cargas expuestos en el punto anterior se utilizó el software CAE ANSYS WORKBECH, el cual ayuda a determinar los esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad del eje cilindro desgranador.

3.2.3.1. Calidad de la malla y cargas sobre el eje

Calidad de la malla

Para obtener una mejor calidad de mallado se utilizó dos métodos de mallado, una hacia las regiones en los que se encuentran presentes las ranuras y otra para las regiones donde no se necesita tanto detalle para el mallado, conjuntamente con un tamaño de elemento de 2 milímetros y verificado el Mesh Meric_Element Quality, se tiene un promedio de malla de 0.8 (ver figura 15-3), valor considerado muy bueno según ANSYS, Inc. (2011; citado en Ardilla Marín, y otros, 2016 pág. 134).

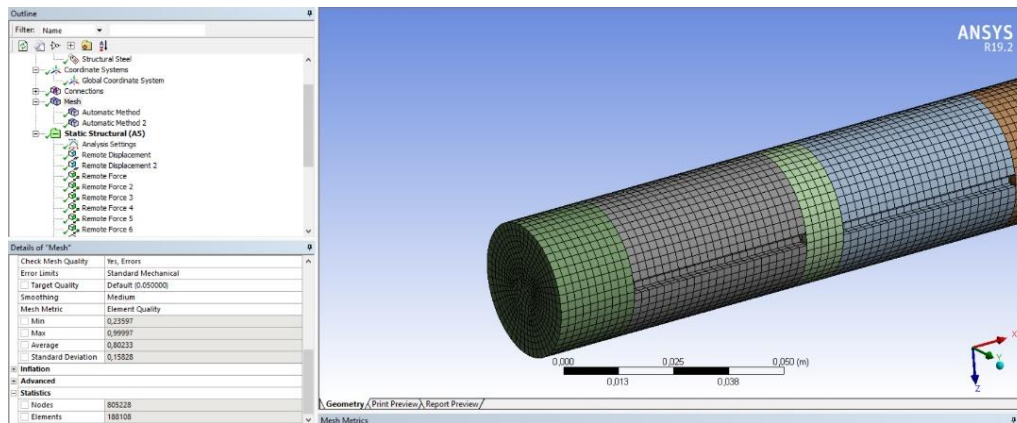


Figura 15-3. Mallado sobre el eje cilindro desgranador.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Cargas expuestas sobre el eje

En la figura 16-3 se presenta los lugares donde se acoplan las poleas (C, D, G y H) y rodamientos (A y B), así como las cargas producidas por las bandas (C, D, G y H), el peso del cilindro desgranador (E y F) y el torque (I) procedente del motor.

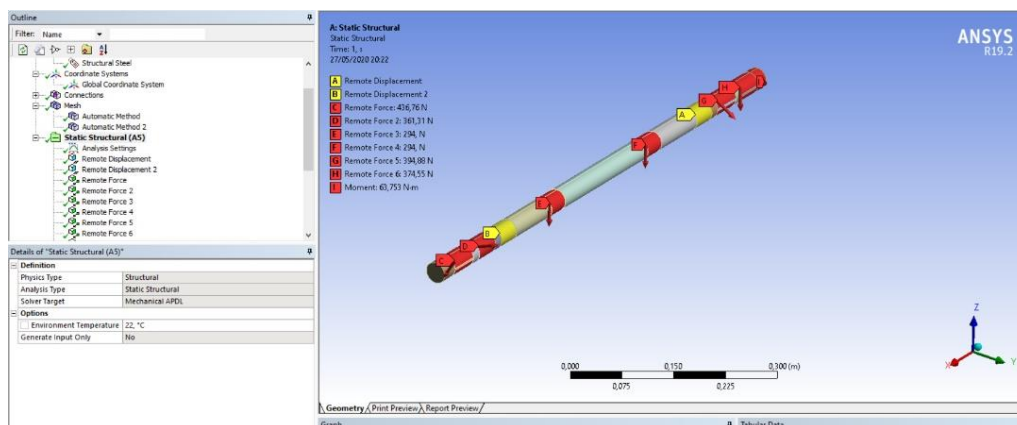


Figura 16-3. Cargas expuestas sobre el eje cilindro desgranador.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.2.3.2. *Análisis de resultados sobre el eje cilindro desgranador*

Deformación total

Con el incremento de la carga producida por el batidor, el eje tiene una deformación de 0.115 milímetros (ver figura 17-3) la cual se considera despreciable.

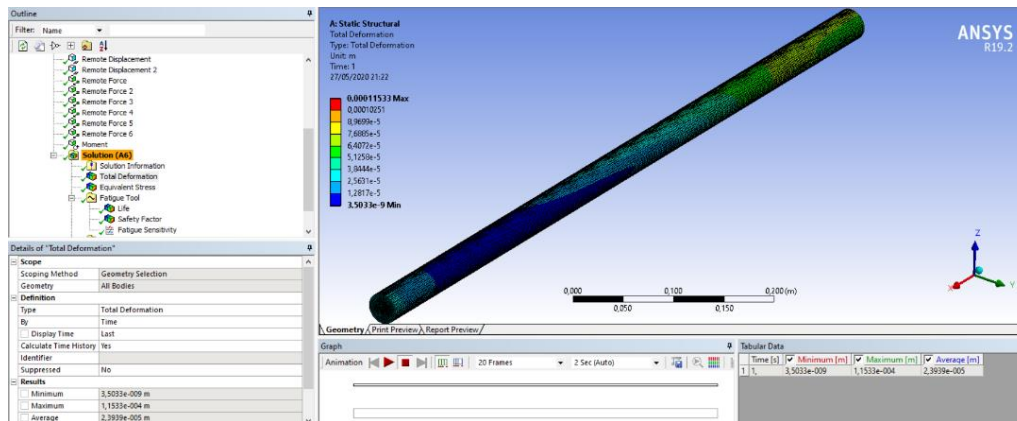


Figura 17-3. Deformaciones expuestas sobre el eje cilindro desgranador.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Esfuerzo de Von-Mises

El eje presenta un equivalente de Von-Mises de 32.88 MPa (ver figura 18-3), inferior al límite de fluencia del acero AISI 1018 (370 MPa), lo cual significa que el material y las dimensiones son las adecuadas.

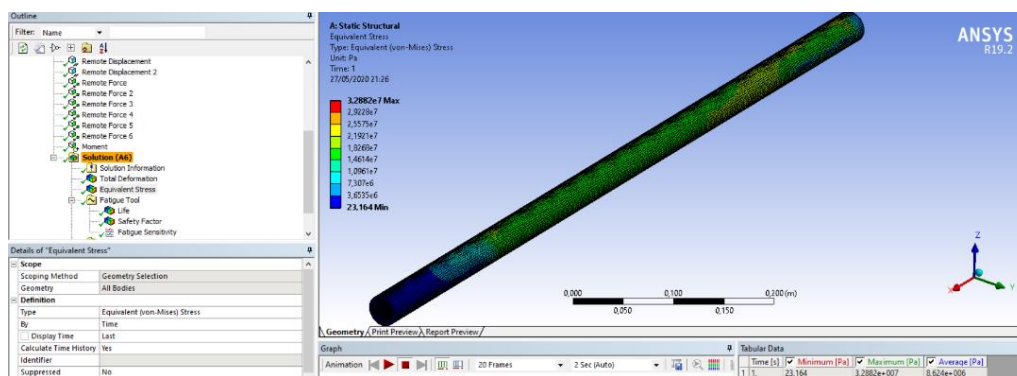


Figura 18-3. Esfuerzo de Von-Mises sobre el eje cilindro desgranador.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Factor de seguridad

Al incrementar la carga sobre el eje cilindro desgranador debido al batidor, el factor de seguridad disminuye a 2.62, siendo de 3.8 en el trabajo realizado por Carillo & Vuelva (2019 págs. 51-52), pero aun así siendo un factor de seguridad aceptable para el diseño.

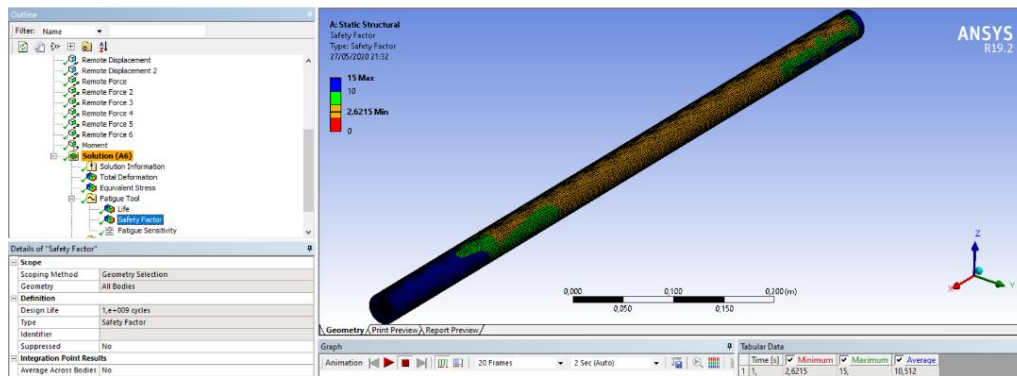


Figura 19-3. Factor de seguridad sobre el eje cilindro desgranador.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Ciclo de vida del eje

Para el ciclo de vida del eje cilindro desgranador, aun con las nuevas cargas generadas por el batidor, este presenta una vida superior a un millón de ciclos, por lo cual tiene una vida infinita.

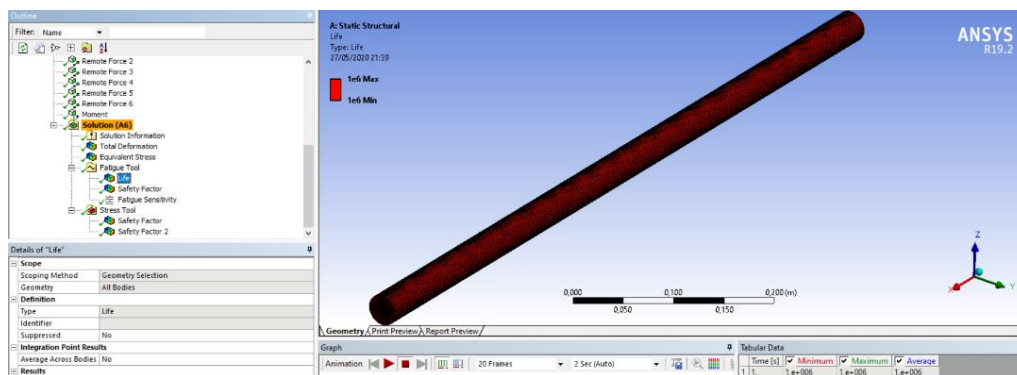


Figura 20-3. Ciclo de vida del eje cilindro desgranador.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.3. Rediseño de la zapata de limpieza

Como lo menciona Srivastava; et al. (2006 págs. 427-428) en el capítulo anterior, el área de las zarandas o tamices de la zapata de limpieza debería estar entre los 114 – 147 cm² por cada centímetro de ancho del cilindro desgranador, las zarandas del prototipo anterior de trilladora tenían en conjunto un área total de zarandeo de 2714.5cm² (Carrillo Manzano, y otros, 2019). Aplicado la fórmula descrita anteriormente con un ancho de 33.6cm del cilindro desgranador, resulta en un área recomendada para las zarandas de:

$$Area_{zarandas} = (114 - 147) \frac{cm^2}{cm} * 33.6 cm$$

$$Area_{zarandas} = 3830.4 - 4939.2 cm^2$$

Con un área total de las zarandas del modelo anterior de 2714.5cm², dichas zarandas no satisfacían el área recomendada, por lo que se decidió aumentar el área de las zarandas a 4680cm², esto también se hizo evidente al momento de realizar pruebas de campo en el que se observó como el material trillado que se dirigía a la zapata de limpieza se comenzaba a aglomerar, obstruyendo los orificios de las zarandas y reduciendo su capacidad de tamizado.

Como se mencionó en el capítulo anterior, las zarandas pueden oscilar en la misma dirección u opuestas entre sí, lo que ayuda a mejorar el equilibrio y reducir las vibraciones (Srivastava, y otros, 2006 págs. 427-428); tomando en cuenta esto, se decidió cambiar el movimientos de las zarandas, debido que en el modelo anterior, toda la zapata de limpieza se movía conjuntamente en la misma dirección lo cual era una gran cantidad de masa que mover (10.3 kg) y por ende generaba vibraciones; pero, si cada zaranda se mueve opuesta a la otra ayuda a equilibrar las fuerzas además, de reducir la masa total que debe moverse (5.86 kg) y disminuir las vibraciones en el prototipo de trilladora.

Finalmente agregar una tolva de recolección para el grano no trillado, esto se debe a que el proceso de trilla no es 100% eficiente, parte del grano no es trillado correctamente y no puede atravesar la zaranda inferior de limpieza; para solucionar esto, es necesario volver a trillar dicho grano, en las cosechadoras de grano y cereales se lo realiza con la ayuda de una bandeja de recolección, un tornillo sin fin y un elevador que desplaza el grano no trillado hacia el cilindro desgranador, pero debido a las limitantes del diseño de dichos elementos, se agregó una tolva donde el grano no trillado será recolectado en costales y llevado manualmente al proceso de trilla.

Entre las limitantes para diseñar la nueva zapata de limpieza, se tiene que el ancho de esta no puede ser alterada, porque la estructura fue diseñada con un ancho específico, por lo tanto, se puede modificar el largo de las zarandas y así aumentar el área de zarandeo; finalmente, utilizar el mismo mecanismo que permitía el movimiento de la zapata de limpieza del prototipo anterior para mover alternadamente cada zaranda. Teniendo en cuenta estas condiciones se realizaron bosquejos y modelos en software CAD (ver figura 21-3) con el fin de obtener una zapata de limpieza de acuerdo a los requerimientos dados.

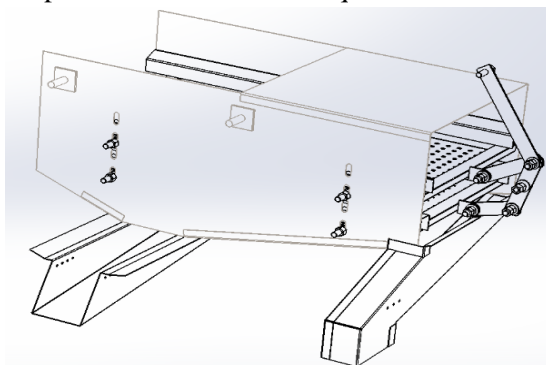


Figura 21-3. Esbozo de la zapata de limpieza.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.3.1. Análisis del mecanismo de las zarandas mediante software CAE.

Dado al número de piezas involucradas en el mecanismo y a los movimientos de estas, es complicado el determinar todos las cargas y fuerzas expresados en fórmulas matemáticas de todos los elementos, con la finalidad de aplicar las teorías de falla; se utilizó los softwares SolidWorks y ANSYS, para encontrar los esfuerzos involucrados al momento del funcionamiento de la máquina y determinar los esfuerzos, resistencia a la fatiga y ciclo de vida de los elementos.

3.3.1.1. Análisis de esfuerzos presentes en las barras y mecanismo de soporte

Es preciso determinar el torque necesario para mover la criba, el mecanismo de barras (ver figura 23-3) y zarandas (se utilizó el software SolidWorks) y, así determinar los esfuerzos presentes en cada barra, por ello se ensambló todo el mecanismo involucrado en el movimiento de la criba y zarandas, esto se realizó mediante el software SolidWorks como se puede observar en la figura 22-3, se colocaron las debidas relaciones entre cada elemento y se aplicó la velocidad de 357.778 rpm que gira el eje, esta velocidad se obtuvo de los datos de la tabla 10-3.

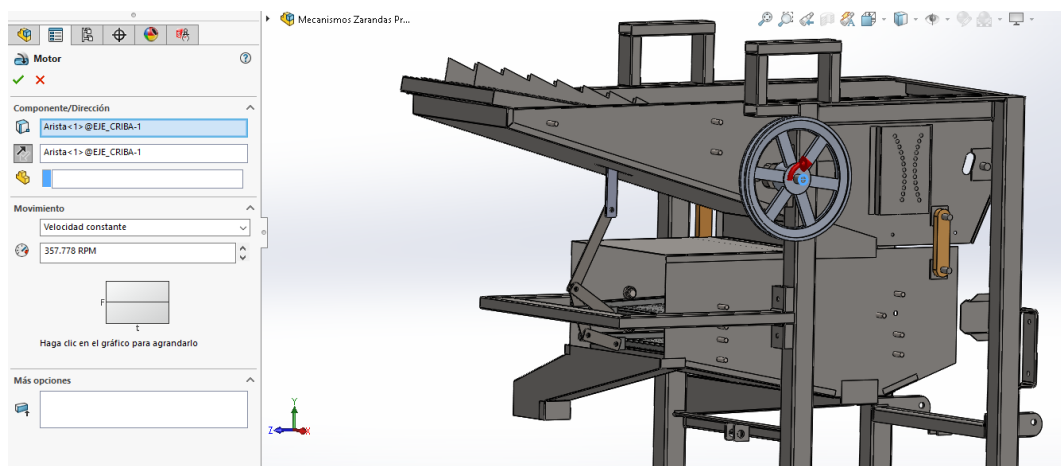


Figura 22-3. Ensamble de la criba y zapata de limpieza.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

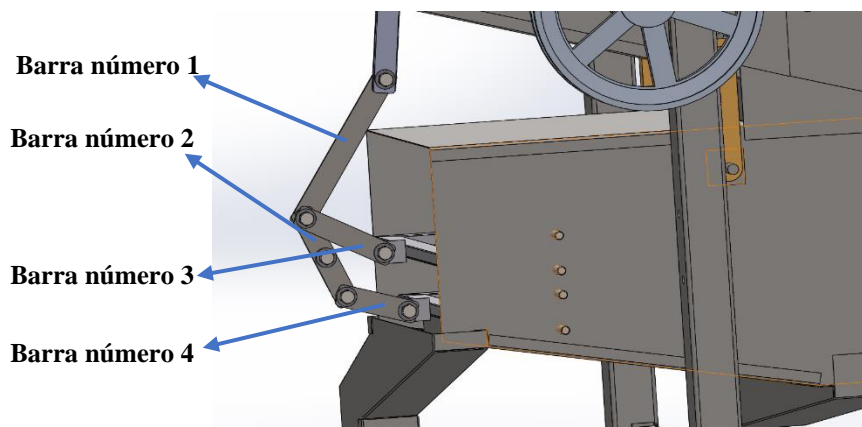


Figura 23-3. Barras en el mecanismo de movimiento de las zarandas.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Las barras que permiten el movimiento de las zarandas vibratorias son fabricadas de Acero ASTM A36 (DIPAC Manta S.A., 2016); el eje que permite el movimiento es elaborado de Acero AISI 1018 (Rodaseros, 2017); la criba es hecha con planchas de Acero AISI 430 (DIPAC Manta S.A., 2016); y, la polea es elaborada de Aluminio 6061 (Rodaseros, 2017); todos estos, son los elementos involucrados en el movimiento de la criba y zarandas vibratorias, siendo definidos en cada elemento del ensamble y, realizando el correspondiente análisis se consigue el gráfico 16-3.

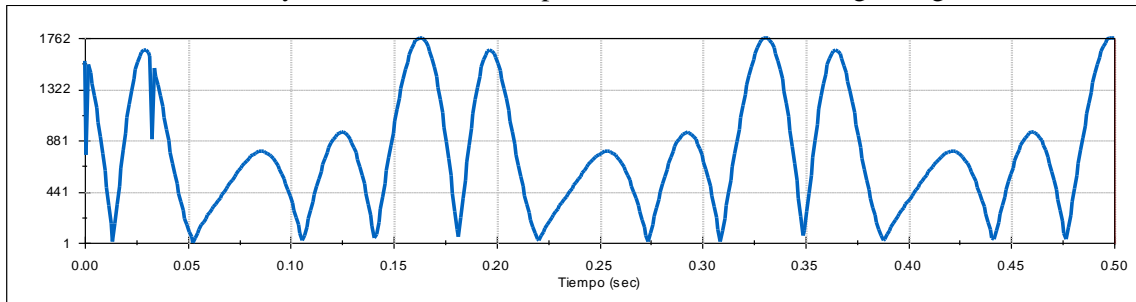


Gráfico 16-3. Torque necesario para mover la criba y zarandas vibratorias.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Como se observa en el gráfico 16-3 el torque máximo que se presenta es de 1.762 newton-metro, y este ciclo se repite 3 veces durante el medio segundo en el que se ha realizado el análisis, con lo que se puede deducir que en ese punto los elementos de la máquina sufren el mayor esfuerzo, con la ayuda de la herramienta importar cargas dinámicas del software SolidWorks se puede trasladar esas cargas a cada elemento y analizarlas por separado; el punto a estudiar es en el segundo 0.16 en el eje “Tiempo” del gráfico 16-3.

3.3.1.2. Análisis de las barras

Cada barra está expuesta a diferentes cargas, tanto de torsión, compresión y tracción, cada una de estas fuerzas y cargas son importadas con la ayuda del software SolidWorks, estas se sintetizan en la tabla 19-3 y se observan en el gráfico 17-3.

Tabla 19-3: Fuerzas y momentos aplicados en las barras.

Barra	Lugar de aplicación	Eje de aplicación	Fuerza [N]	Momento [N.m]
Barra número 1	A	X	7.482×10^{-1}	5.133
		Y	39.171	10.400
	B	X	-2.996×10^{-1}	-5.133
		Y	-38.29	-10.400
Barra número 2	A	X	16.297	5.764
		Y	34.037	4.041
	B	X	-32.279	-2.096
		Y	-21.537	-5.328

	C	X	16.188	-3.668
		Y	-11.849	1.287
Barra número 3	A	X	2.705×10^{-1}	1.972
		Y	-17.866	-5.677
	B	X	3.269×10^{-1}	-1.972
		Y	17.714	5.676
Barra número 4	A	X	2.602×10^{-1}	1.171
		Y	20.013	-3.739
	B	X	2.077×10^{-1}	-1.171
		Y	-19.492	3.739

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020.

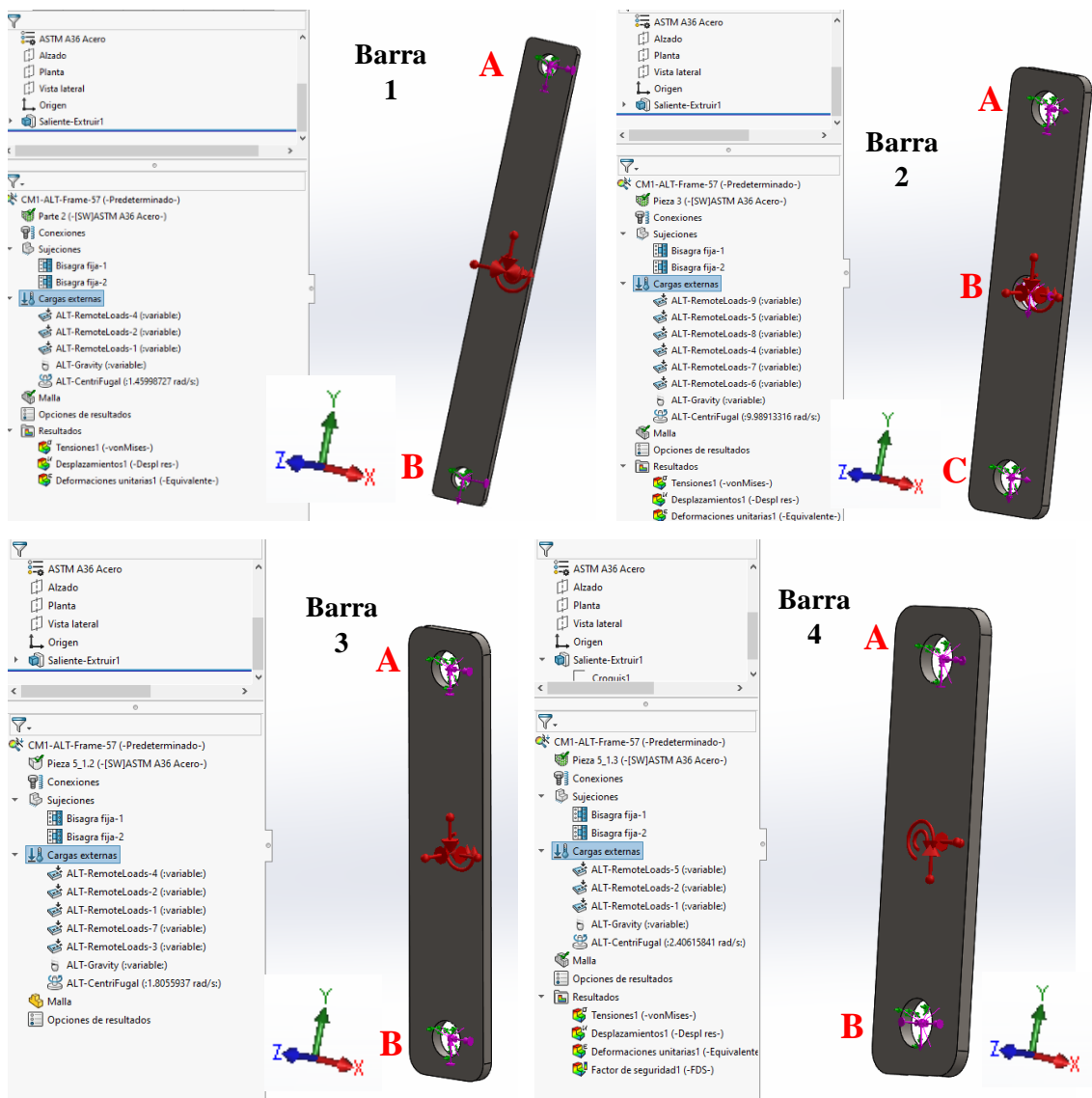


Gráfico 17-3. Cargas sobre las barras.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Deformación Total

Las deformaciones máximas en cada barra se muestran en la tabla 20-3 y gráfico 18-3.

Tabla 20-3: Deformaciones máximas en cada barra.

Barra	Deformación máxima [mm]
Barra número 1	2.374×10^{-4}
Barra número 2	8.521×10^{-5}
Barra número 3	6.892×10^{-5}
Barra número 4	4.706×10^{-5}

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020.

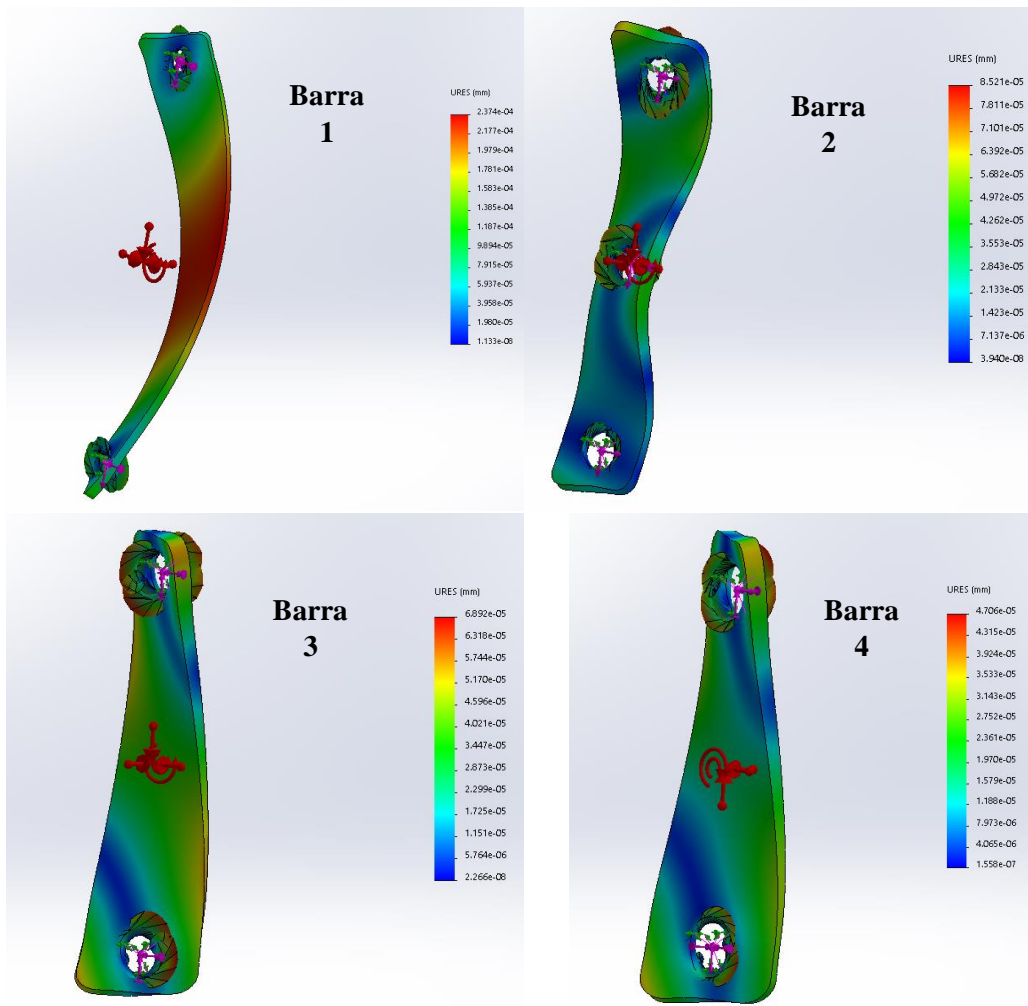


Gráfico 18-3. Deformación total sobre las barras.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Como se puede observar en las deformaciones de todas las barras, ninguna de ellas logra superar los 0.000237 milímetros de deformación de la barra número 1.

Esfuerzo de Von Mises

El esfuerzo de Von Mises en cada barra se describen en la tabla 21-3 y gráfico 19-3.

Tabla 21-3: Esfuerzo de Von Mises en cada barra.

Barra	Esfuerzo de Von Mises [MPa]
Barra número 1	23.13
Barra número 2	14.05
Barra número 3	12.07
Barra número 4	8.319

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020.

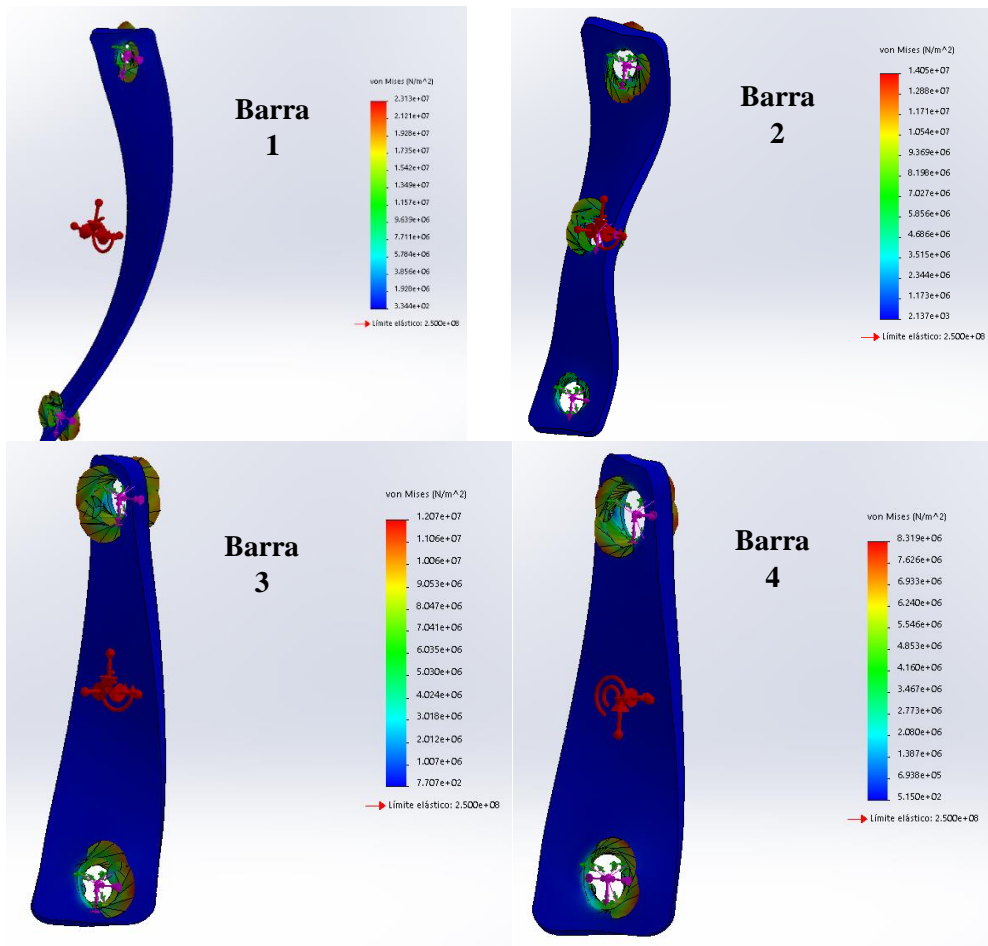


Gráfico 19-3. Esfuerzo de Von Mises sobre las barras.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Ninguna de las 4 barras analizadas supera el límite de fluencia del material (Acero ASTM A36) que es de 250 MPa, el máximo esfuerzo que se presenta es de 23.13 MPa de la barra número 1.

Factor de seguridad

El factor de seguridad mínimo en cada barra se observa en la tabla 22-3 y gráfico 20-3.

Tabla 22-3: Factor de seguridad mínimo en cada barra.

Barra	Factor de seguridad mínimo
Barra número 1	10.81
Barra número 2	17.79
Barra número 3	20.71
Barra número 4	30.05

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020.

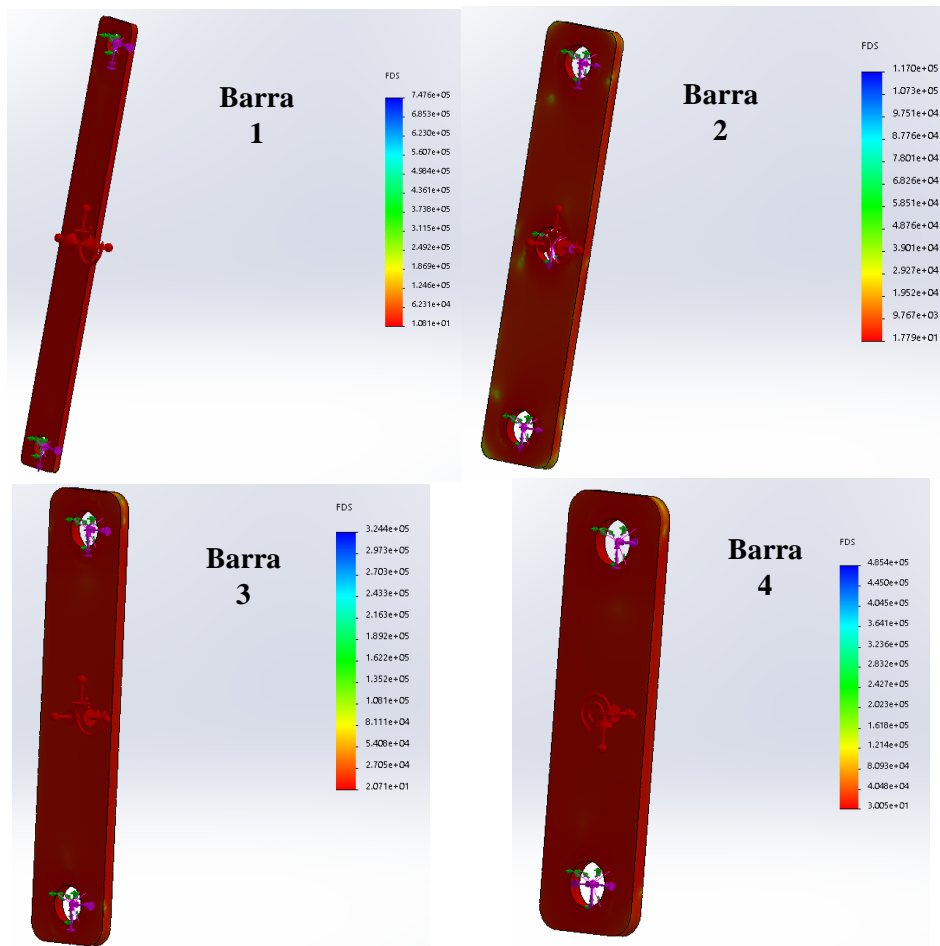


Gráfico 20-3. Factor de seguridad de las barras.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

La barra número 1 presenta el factor de seguridad más bajo de todas, la cual es de 10.81, indicando que puede soportar estos esfuerzos.

El factor de seguridad tan elevado se debe al espesor y tamaño de las barras, en el mercado local estas barras son las más pequeñas disponibles, por lo que su óptimo diseño para un factor de seguridad que ronde entre 3 y 4 como es mencionado por Vanegas Useche en su libro Diseño de Elementos de Máquinas (2018 pág. 78) resulta complicado, además de requerir tiempo y recursos para la modificación y optimización topológica de dichos elemento (que no son relevantes para la optimización).

Ciclo de Vida

En todas las barras (ver gráfico 21-3) se presenta un millón de ciclos de funcionamiento, lo cual expresa que tienen una vida infinita.

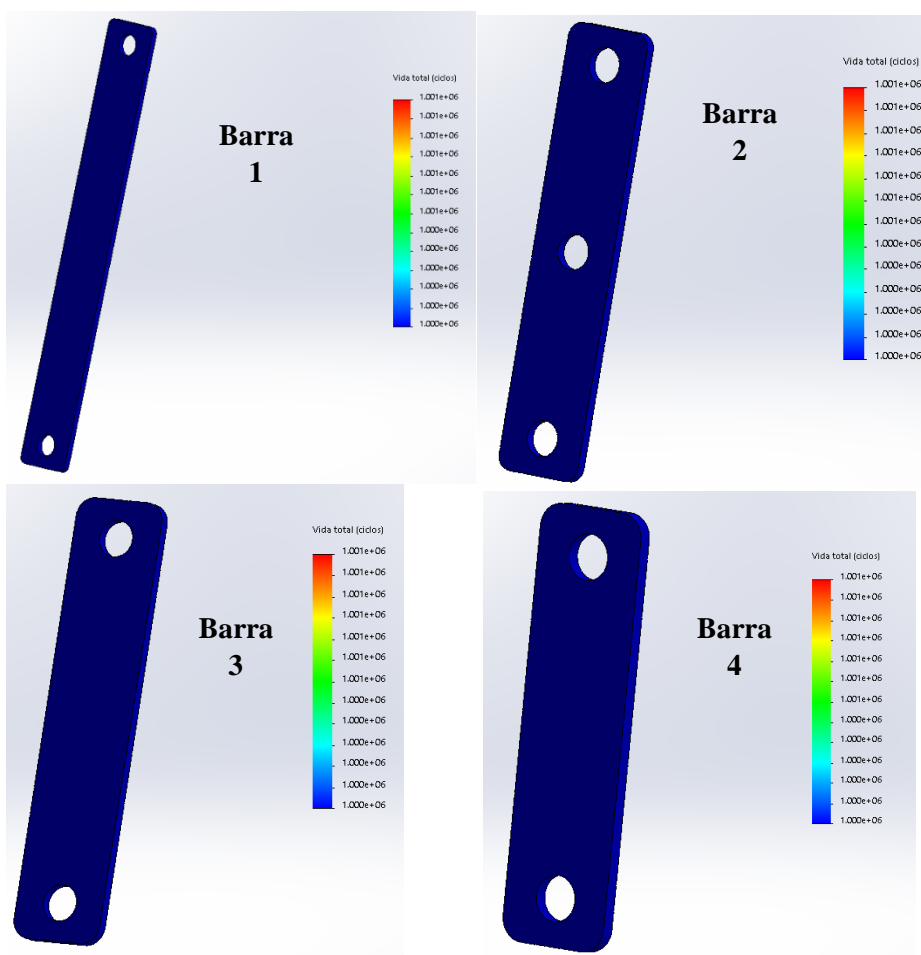


Gráfico 21-3. Ciclo de vida de las barras.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Con esto, se deduce que la barra que está expuesta a los mayores esfuerzos es la barra número 1, pero aun así ésta podrá soportar los esfuerzos presentes.

3.3.1.3. Análisis de esfuerzos a la estructura de soporte

La estructura está fabricada de acero AISI 1008 (DIPAC Manta S.A., 2016), esta sirve de soporte y de eje a la barra número 2, la cual permite transmitir el movimiento de la barra número 1 a un movimiento oscilante a las barras número 3 y 4 (ver figura 22-3).

Calidad de la malla

Se utilizó dos técnicas de mallado, la primera para los perfiles estructurales con elementos de tamaño 5 mm y finalmente para los cordones de soldadura y las platinas se utilizó elementos de tamaño 1 mm, con estas técnicas de mallado se obtuvo una calidad de malla promedio de 0.773, valor considerado muy bueno según ANSYS, Inc. (2011; citado en Ardilla Marín, y otros, 2016 pág. 134).

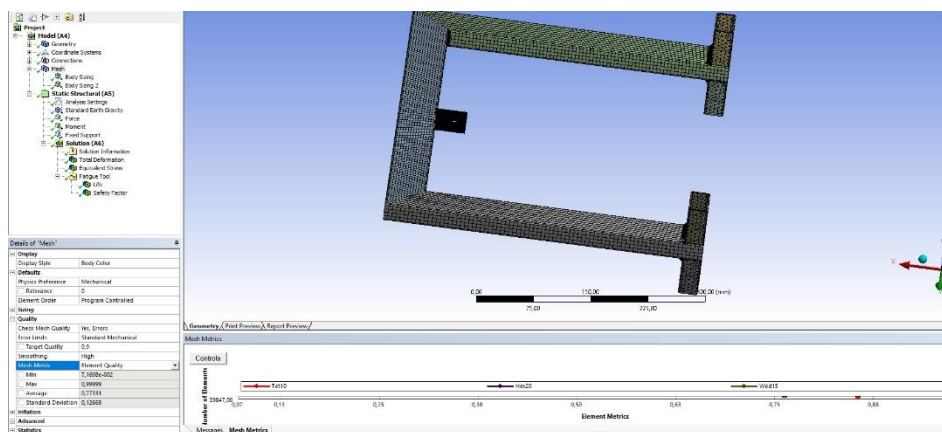


Figura 24-3. Calidad de malla de la estructura.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Cargas sobre la estructura

Las cargas aplicadas a la estructura fueron extraídas de las cargas sobre la barra número 2, debido a que está montada sobre la estructura y comparten los esfuerzos generados, estas son extraídas de la tabla 19-3 (ver figura 25-3).

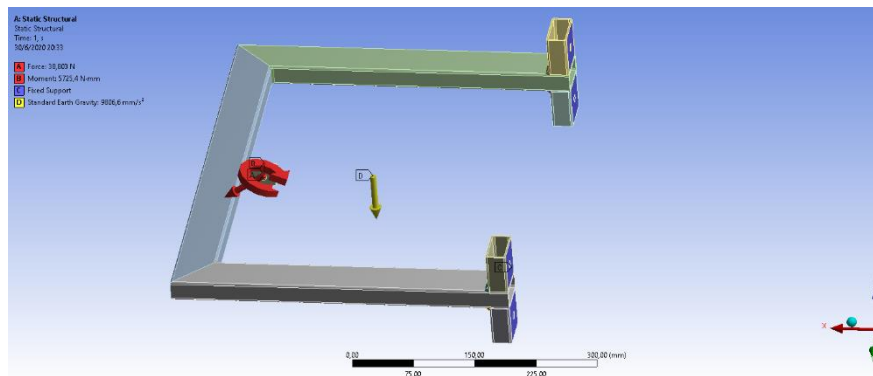


Figura 25-3. Cargas expuestas sobre la estructura.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Deformación Total

Con los esfuerzos generados por las barras, la estructura se deforma un máximo de 0.085 milímetros (ver figura 26-3).

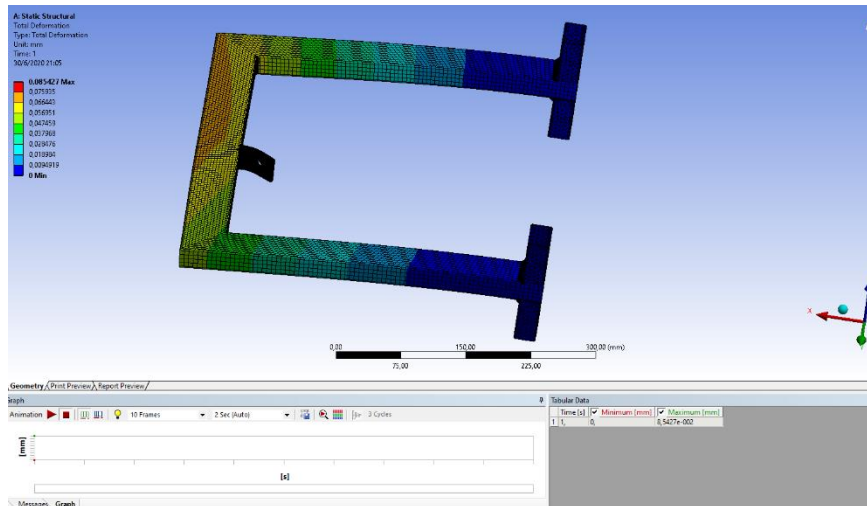


Figura 26-3. Deformación total de la estructura.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Esfuerzo de Von-Mises

Con un límite elástico de 285 MPa para el acero AISI 1008, la estructura presenta un esfuerzo máximo de Von-Mises de 56.82 MPa, estando muy por debajo del límite elástico.

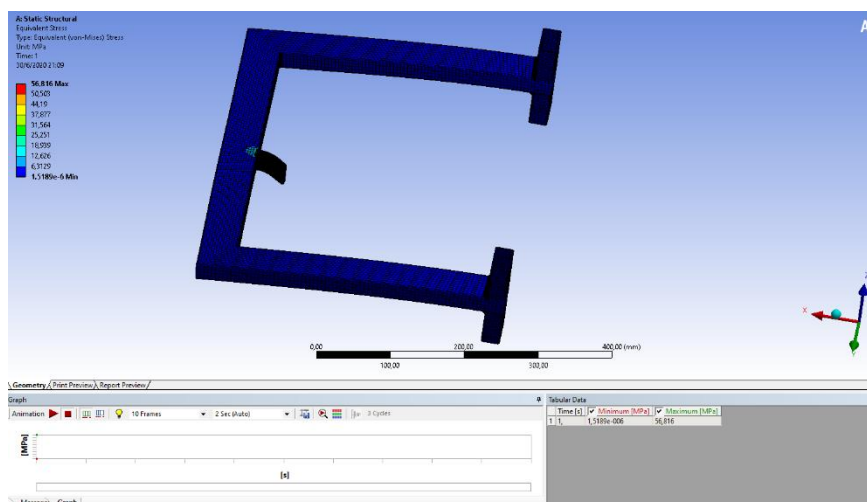


Figura 27-3. Esfuerzo de Von-Mises de la estructura.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Factor de seguridad

La estructura presenta un factor de seguridad promedio de 8.3, lo que expresa que la estructura podrá soportar las cargas antes mencionadas.

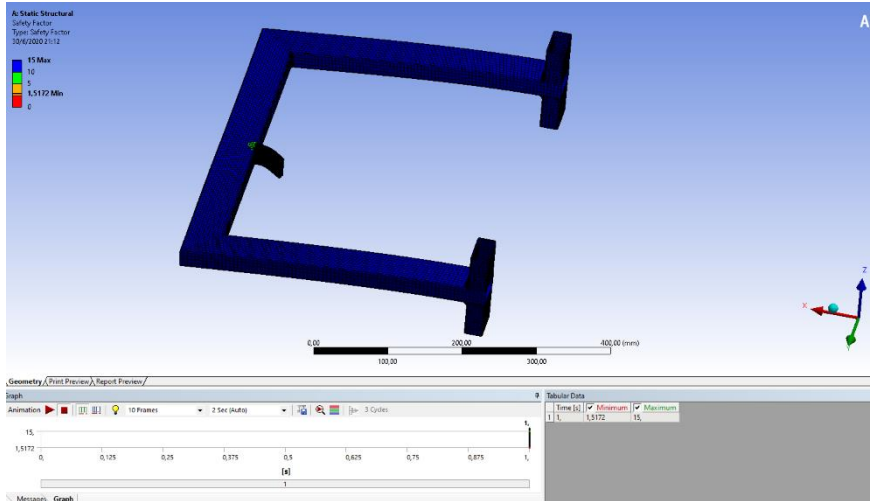


Figura 28-3. Factor de seguridad de la estructura.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Ciclo de vida

Realizado el análisis de fatiga, este indica que podrá superar un millón de ciclos de trabajo, es decir, tener una vida infinita.

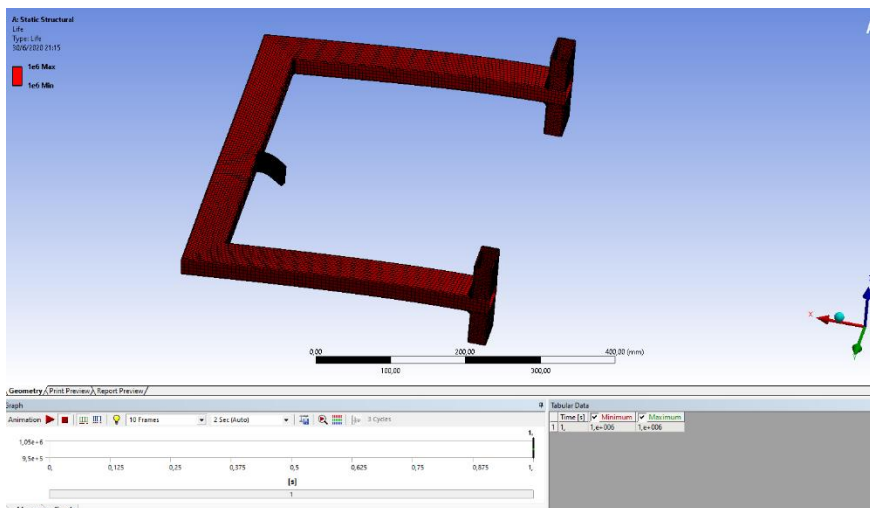


Figura 29-3. Ciclo de vida de la estructura.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.3.2. Construcción de la zapata de limpieza

Para el rediseño de la zapata de limpieza y el mecanismo que permita el movimiento de las zarandas se utilizó los materiales descritos en la tabla 23-3, el recorte de las planchas de acero inoxidable, los perfiles estructurales y platinas, las debidas perforaciones, dobleces, uniones y soldaduras se describen en el anexo E., para los cortes será necesario el uso de una amoladora y cortadora de tol; las perforaciones, un taladro de banco y las uniones con una soldadora de arco eléctrico con el electrodo correspondiente para cada material. Parte del proceso de construcción se aprecia en las figuras 30-3,31-3,32-3 y 33-3.

Tabla 23-3: Materiales utilizados para la construcción de la zapata de limpieza.

Elemento	Dimensiones o Denominación	Cantidad	Material
Platina	1000 x 25.4 x 3 mm	1	Acero ASTM A-36
Plancha de acero inoxidable	1220 x 2440 x 1 mm	1	Acero AISI 430
Perfil rectangular	25.4 x 13.5 x 1 mm 50 x 25 x 2 mm	1 1	Acero SAE 1008
Pernos y tuercas	P03820	23	Acero ASTM A-36
Rodamientos	RLS 8	16	Compuesto

Fuente: (Multipernos, 2018), (DIPAC Manta S.A., 2016), (Rodaseros, 2017)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020



Figura 30-3. Corte de la plancha y barras para la zapata y mecanismo de movimiento de las zarandas.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020



Figura 31-3. Montaje de la zapata de limpieza.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020



Figura 32-3. Construcción de las zarandas y soporte del mecanismo de las zarandas.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020



Figura 33-3. Instalación del mecanismo de movimiento de las zarandas.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.3.3. Modificación del ventilador

Debido al cambio de la zapata de limpieza, es necesario modificar la forma del ventilador, por ello se utilizó los materiales descritos en la tabla 24-3, para su modificación se recortó la plancha y la platina como se describe en el anexo E. con una amoladora angular, se soldó los componentes con una soldadora de arco eléctrico como se observa en las figuras 34-3 y 35-3.

Tabla 24-3: Materiales utilizados para la modificación del ventilador.

Elemento	Dimensiones	Cantidad	Material
Platina	20 x 25.4 x 3 mm	1	Acero ASTM A-36
Plancha de acero inoxidable	20 x 15 x 1 mm	2	Acero AISI 430

Fuente: (DIPAC Manta S.A., 2016), (Rodaseros, 2017)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020



Figura 34-3. Cortes y modificación del ventilador.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020



Figura 35-3. Diseño final del ventilador.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.4. Protectores

El diseño de los protectores se fundamenta en la norma INEN-ISO 4254-7 (2016), que de manera resumida expone: “Todos los elementos móviles de transmisión de potencia deben estar alejados o protegidos para evitar cualquier riesgo de contacto”. El modelado de los protectores (ver figura 36-3) se basó en el ensamble final del prototipo, son fabricados de acero inoxidable AISI 430 con un espesor de 0.7 milímetros, los cortes se describen en el anexo E., de igual manera en dicho anexo se describen los dobleces, uniones y soldaduras de las planchas (ver figura 37-3), obteniendo los protectores como se aprecian en la figura 38-3.

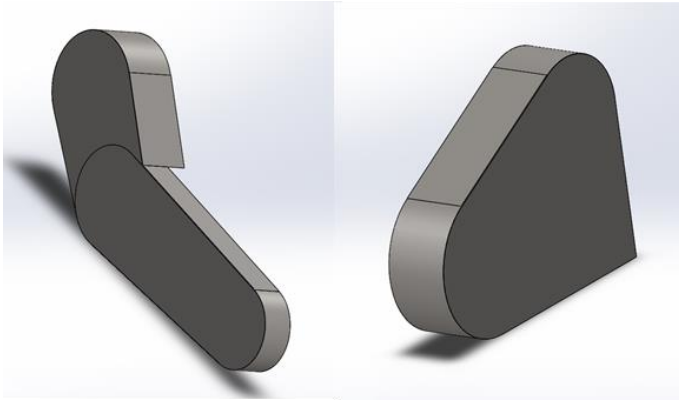


Figura 36-3. Diseño de los protectores en SolidWorks.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020



Figura 37-3. Corte, construcción y soldadura de los protectores.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020



Figura 38-3. Ensamble de los protectores en el prototipo de trilladora.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.5. Enganches de costales

La norma INEN-ISO 11228-3 (2003), establece una serie de pasos y recomendaciones ergonómicas en el manejo manual de cargas, tarea bastante común, que en la Unión Europea y Estados Unidos de América es la mayor causa de lesiones laborales; estos pasos, están relacionados en la optimización del trabajo o diseño de nuevos sistemas considerando un manejo mecanizado o automatizado.

Los enganches de costales se diseñaron para evitar a los operarios de la máquina estén en una posición inapropiada, reducir las altas frecuencias en el levantamiento de la carga e impedir largos tiempos de exposición a las vibraciones producidas por el prototipo de trilladora; además, disminuir el número de operarios para la máquina y mejorar la ergonomía de esta. El diseño de los enganches se los realizo con software SolidWorks (ver figura 39-3), los soportes fueron fabricados con una platina de acero ASTM A-36 y las pinzas de aluminio, los cortes, dobleces y perforaciones son especificados en el anexo E., su construcción y ensamble se pueden observar en la figura 40-3 y 41-3.

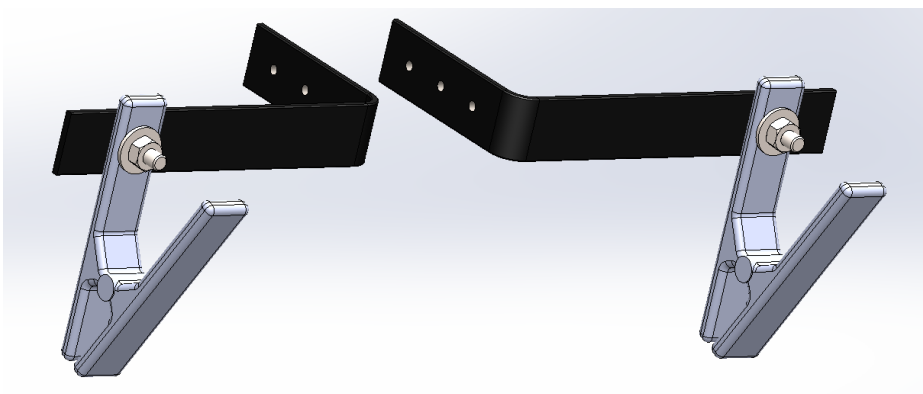


Figura 39-3. Diseño de los enganches de costales en SolidWorks.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020



Figura 40-3. Ensamble de los enganches de costales.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020



Figura 41-3. Enganches de costales.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.6. Análisis de la estructura (chasis)

Debido a que la estructura no tiene contacto directo con el grano, ésta se construyó con acero estructural ASTM-A36, y para el análisis se consideró las cargas expuestas en la tabla 25-3, las cuales se obtuvieron estimando los pesos de los distintos elementos con ayuda del software SolidWorks.

Tabla 25-3: Cargas expuestas sobre la estructura del prototipo de trilladora.

Elemento	Masa [kg]	Peso [N]
Carcaza central de trilladora	9.46	92.802
Conjunto cilindro desgranador	35.4	347.274
Conjunto del batidor	10.2	100.062

Conjunto del cóncavo	8.87	87.015
Conjunto del mecanismo de criba	4.745	46.548
Conjunto del ventilador	13.12	128.707
Criba	3.9	38.259
Mecanismo de zaranda vibratoria	5.29	51.895
Protector derecho	3.78	37.082
Protector izquierdo	6.29	61.705
Soporte de zaranda	3.045	29.871
Tapa superior	11.75	115.268
Tapas	3.145	30.852
Tolva	4.475	43.499
Zapata de limpieza	11.64	114.188
Total	135.11	1325.429

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.6.1. Análisis estructural

3.6.1.1. Calidad de malla y cargas en la estructura

Calidad de malla

Para llegar a un mallado aceptable que brinde los resultados más cercanos a la realidad, se aplicaron varios métodos de mallado a diferentes partes de la estructura, llegando a un promedio en el Element Quality de 0.77 (ver gráfico 22-3), valor considerado muy bueno según ANSYS Inc. (2011; citado en Ardilla Marín, y otros, 2016 pág. 134).

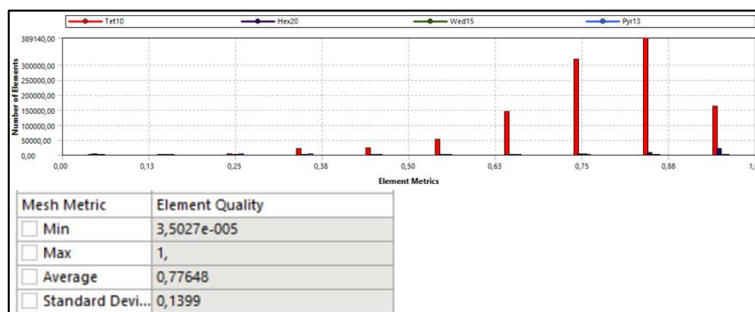


Gráfico 22-3. Elementos y calidad de la malla.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Identificación de cargas

Para mejorar el prototipo anterior se incrementó mecanismos que constan de varios elementos y se añaden nuevas cargas a la estructura, estas cargas se muestran en la tabla 26-3 y gráfico 23-3.

Tabla 26-3: Elementos y esfuerzos sobre la estructura del prototipo de trilladora.

Nomenclatura	Elementos	Masa [kg]	Peso [N]
A	Puntos de soporte de la estructura	-	-
B	Conjunto del batidor	10.2	10.062
C	Motor	29.5	289.39
D	Conjunto del ventilador	13.12	128.707
E	Conjunto del cilindro desgranador	35.4	347.274
F	Zapata de limpieza / mecanismos de zaranda vibratoria / tapa superior / criba / carcaza central de trilladora / conjunto del cóncavo / tolva	58.53	574.18
G	Conjunto del mecanismo de criba	4.745	46.548
H	Soporte de zaranda	3.045	29.871
I	Protector izquierdo	6.29	61.705
J	Protector derecho	3.78	37.082

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

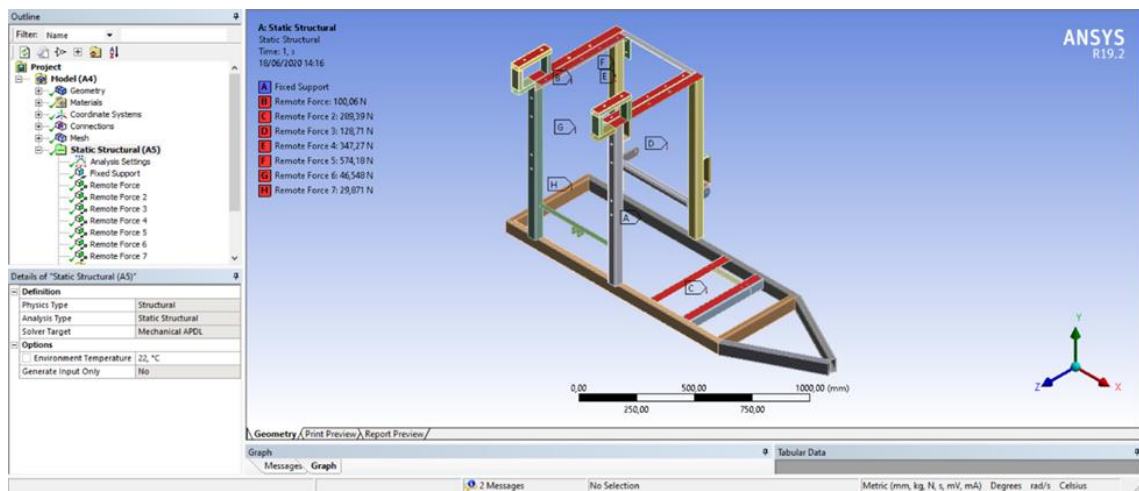


Gráfico 23-3. Cargas expuestas sobre la estructura del prototipo de trilladora.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.6.1.2. Análisis de resultados sobre la estructura

Deformación total

Al incrementar las cargas, se evidencia una deformación máxima de 0.075 milímetros, esta deformación quiere decir, que el incremento de los nuevos elementos no afecta a la geometría de la estructura, como se puede ver en la figura 42-3, la mayor deformación se encuentra en la platina superior (ver figura 43-3), en este punto es donde se tiene la mayor carga.

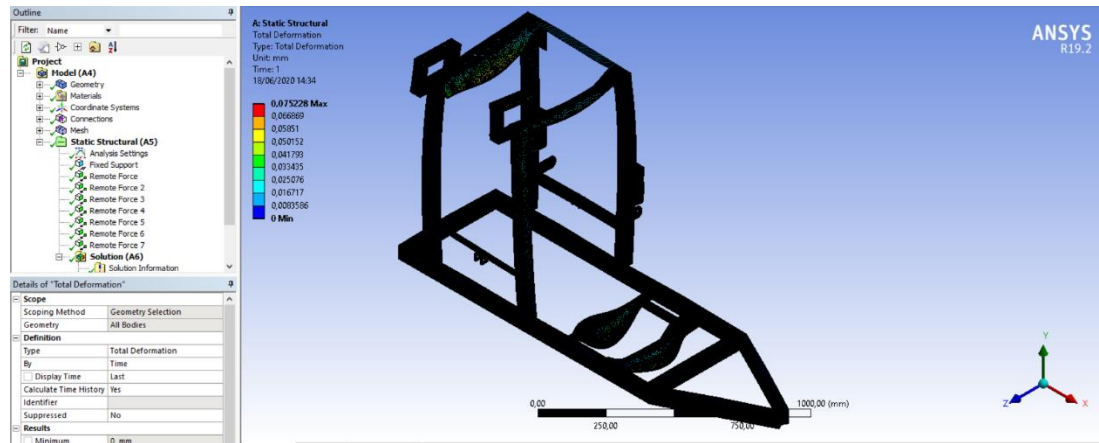


Figura 42-3. Deformaciones expuestas sobre la estructura.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

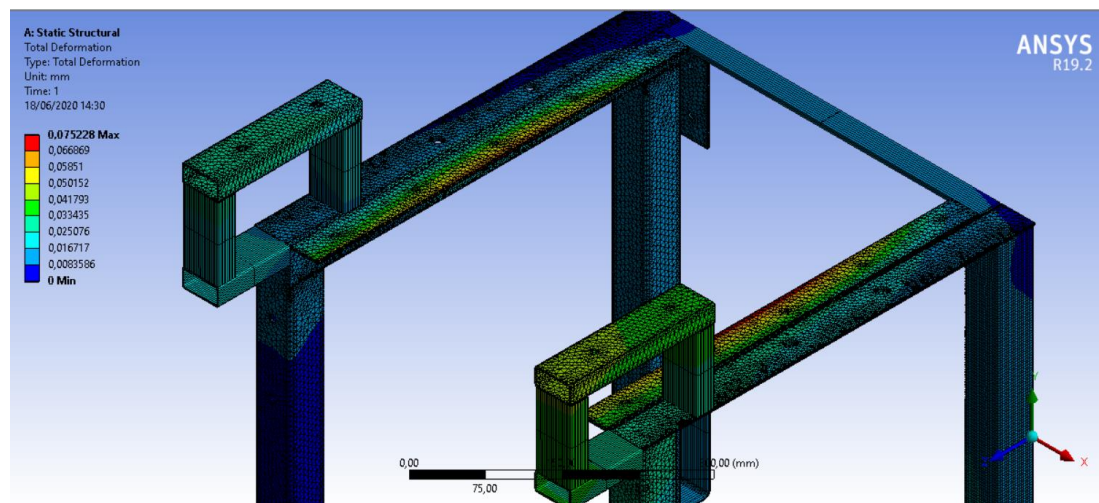


Figura 43-3. Máxima deformación expuesta sobre la estructura.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Esfuerzo equivalente de Von Mises

Como producto de las cargas se consigue un esfuerzo equivalente de 79.5 MPa mucho menor que el límite de fluencia del material de 250 MPa (Acero ASTM A-36) del cual está hecho la estructura (ver figura 44-3). Con esto también se comprueba que el incremento de las cargas no produce mayor efecto sobre la estructura.

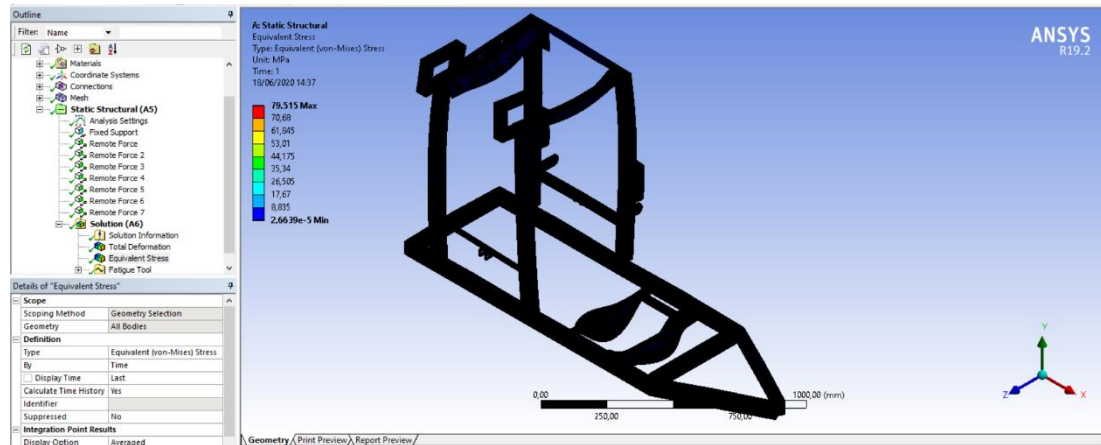


Figura 44-3. Esfuerzo equivalente de Von Mises.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Factor de seguridad

Con las nuevas cargas se tiene un factor promedio de 14.9 (ver figura 45-3) el cual se considera aceptable; pero, en caso de incrementar más cargas, se deberá reforzar la platina superior en este punto, donde se tiene la mayor cantidad de cargas y, por lo tanto, el menor factor de seguridad (ver figura 46-3).

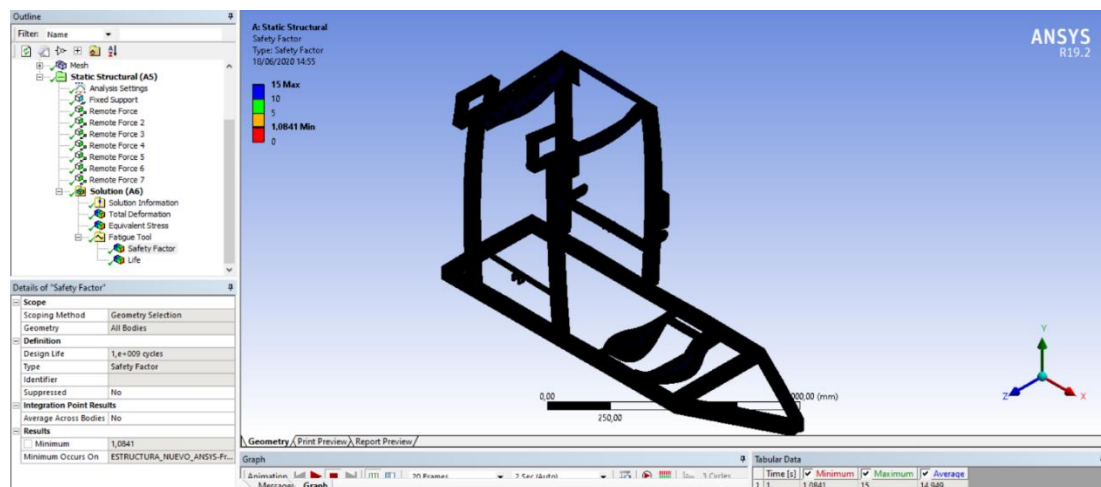


Figura 45-3. Factor de seguridad sobre la estructura.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

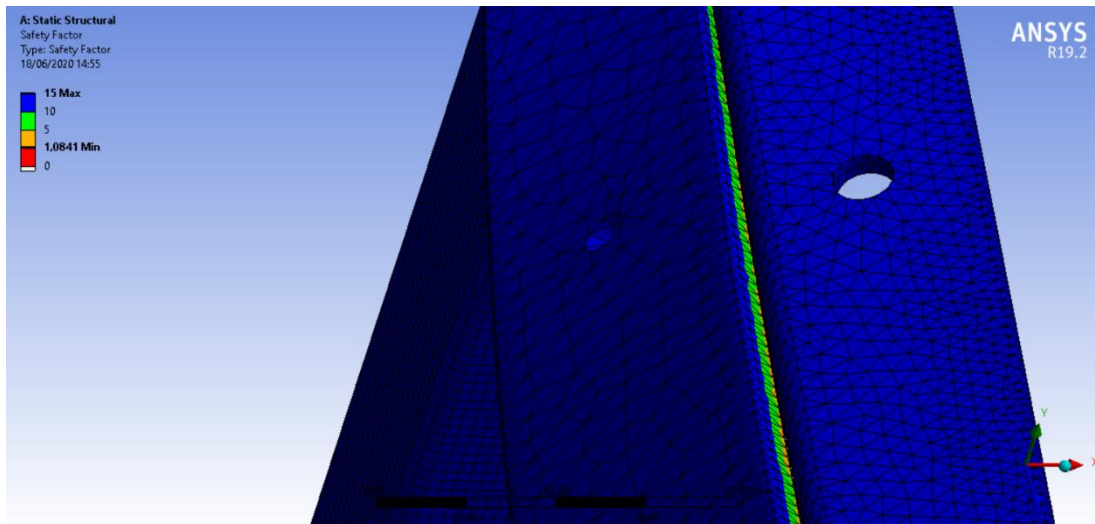


Figura 46-3. Punto de concentración de esfuerzos y disminución del factor de seguridad.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Vida útil de la estructura

Teniendo en cuenta que el factor promedio es de 14.9 y con el incremento de las cargas sobre la estructura, esta sigue teniendo una vida útil infinita como se muestra en la figura 47-3.

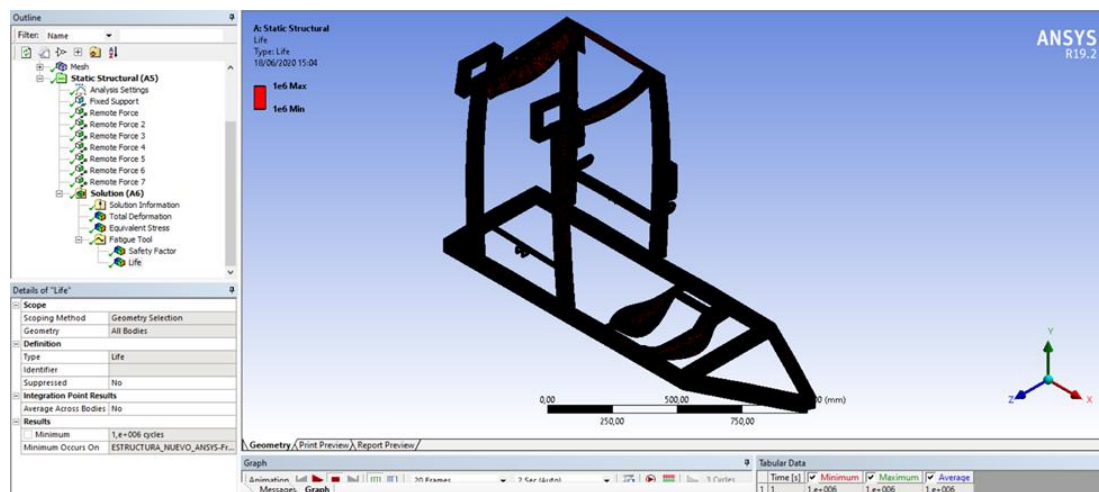


Figura 47-3. Vida útil de la estructura.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.6.2. Análisis modal y respuesta armónica

Como lo menciona Orozco & Colín (2011 pág. 82) , los métodos más usados para un análisis modal son:

- **Método de frecuencia y tiempo:** Para usar este método se debe obtener un historial de comportamiento de la estructura en distintas condiciones de funcionamiento y uso, pero al ser un prototipo nuevo no se cuenta con un historial.

- **Método espectral:** Este método es más usado en las primeras etapas del diseño, tanto las cargas como la respuesta de la estructura, se analizan en dominio de la frecuencia.

Al ser un prototipo se usará el método espectral con ayuda del software ANSYS para su desarrollo, teniendo en cuenta esto, se utiliza los principales puntos de interés especificados en la tabla 27-3.

Tabla 27-3: Frecuencia generada por los distintos elementos.

Unión	Revoluciones [RPM]	Frecuencia [Hz]
Motor – Estructura	2300	38.33
Cilindro desgranador - Estructura	1000	16.66
Ventilador – Estructura	1300	21.6
Eje criba – Estructura	350	5.83
Batidor - Estructura	500	8.33

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

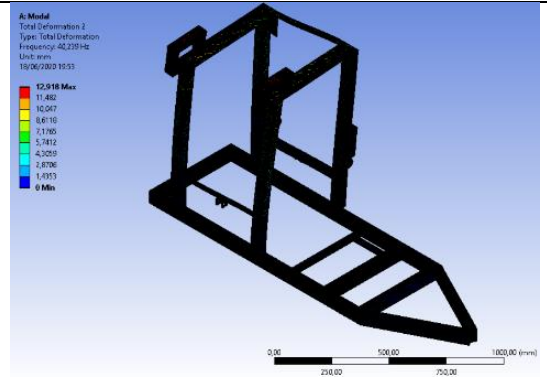
Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

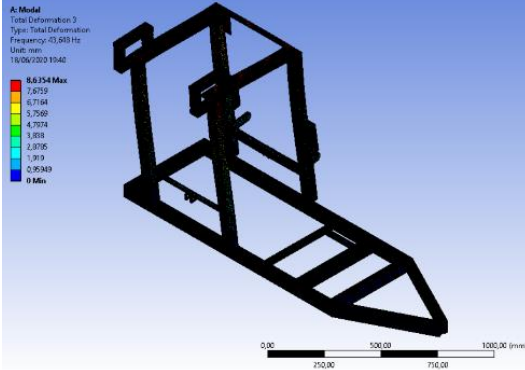
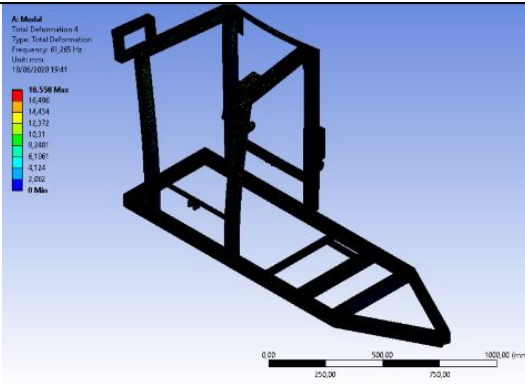
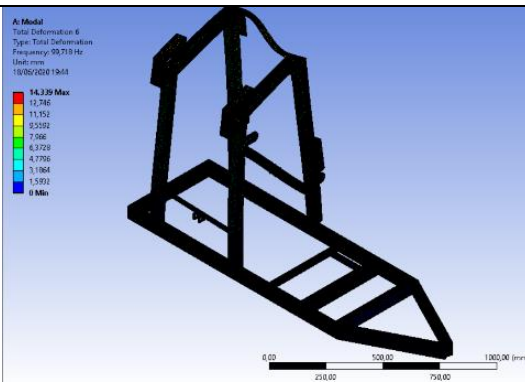
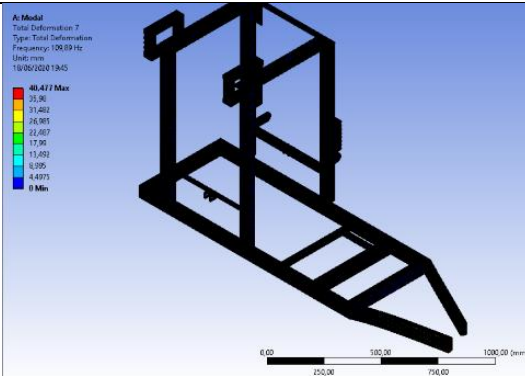
3.6.2.1. Obtención de frecuencias naturales

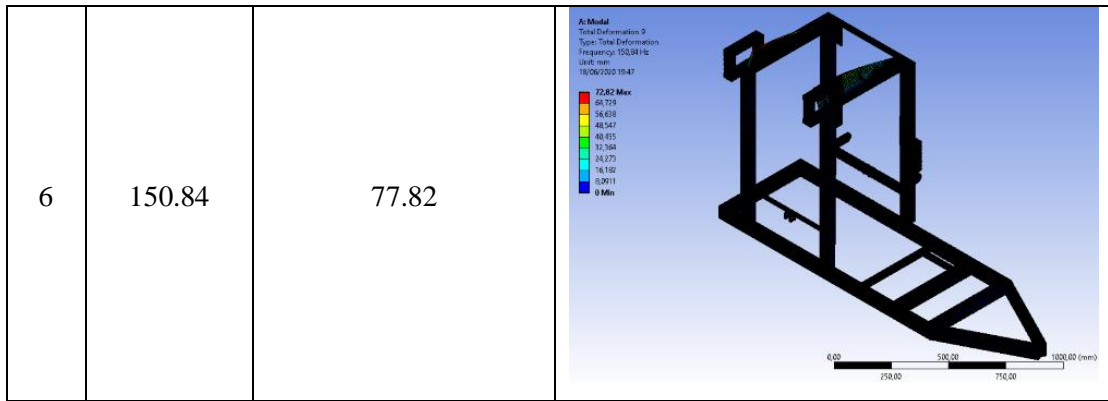
Para obtener las frecuencias naturales de la estructura, se realiza el análisis modal, utilizando métodos de mallado con el fin de obtener una calidad de malla aceptable de 0.7, lo cual da las distintas frecuencias donde la estructura podría llegar a fallar.

Cabe recalcar que cada frecuencia natural, hace que el comportamiento de la deformación sea diferente como se muestra en la tabla 28-3.

Tabla 28-3: Frecuencia natural y comportamiento de la estructura del prototipo de trilladora.

N°	Frecuencia natural [Hz]	Deformación máxima [mm]	Comportamiento
1	40.239	12.918	

2	43.648	8.635	<p>A: Model Total Deformation 3 Type: Total Deformation Frequency: 43.648 Hz Units: mm 18/06/2020 19:42</p> 
3	61.265	18.558	<p>A: Model Total Deformation 4 Type: Total Deformation Frequency: 61.265 Hz Units: mm 18/06/2020 19:41</p> 
4	99.718	14.339	<p>A: Model Total Deformation 6 Type: Total Deformation Frequency: 99.718 Hz Units: mm 18/06/2020 19:41</p> 
5	109.89	48.477	<p>A: Model Total Deformation 7 Type: Total Deformation Frequency: 109.89 Hz Units: mm 18/06/2020 19:45</p> 



Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Comparando la tabla 27-3 y la tabla 28-3 se puede observar que ninguna de las frecuencias de funcionamiento llega a alcanzar las frecuencias naturales de la estructura; por lo tanto, mientras el motor trabaje a 2300 rpm y no supere los 2400 rpm, no existiría ninguna afectación a la estructura.

3.7. Calibración del prototipo de trilladora

3.7.1. Calibración del cilindro desgranador

Como se observa en la figura 48-3, las barras del cilindro desgranador no presentaban un redondeo, por lo que el espacio entre este y el cóncavo variaba en su recorrido, aumentando o disminuyendo la distancia entre estos elementos, afectando el proceso de trilla, debido a que en el momento en que las barras estén muy próximas estas podían dañar o romper el grano y cuando estén muy alejadas no se realice un correcto trillado.

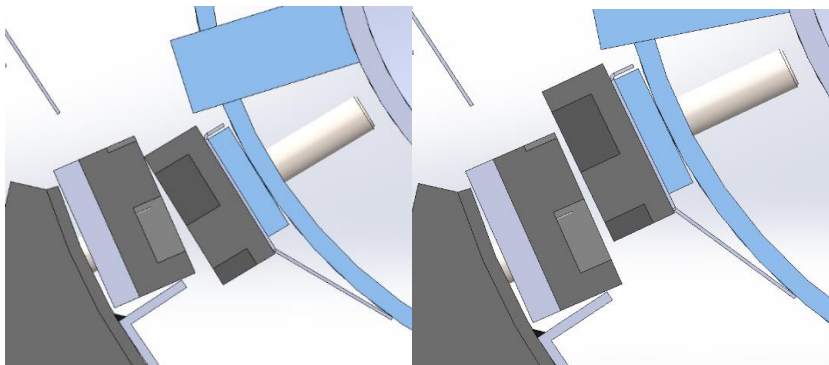


Figura 48-3. Distancia entre las barras del cilindro desgranador y cóncavo con barras rectas.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Para solucionar este problema se redondeó las barras del cilindro desgranador y cóncavo con la ayuda de una amoladora angular (ver figura 49-3) con el fin de que la distancia entre estos elementos sea uniforme en la mayor parte de su recorrido, como se observa en la figura 50-3.

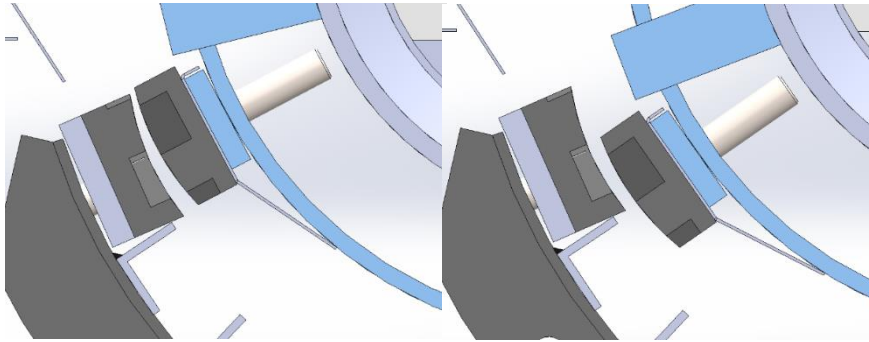


Figura 49-3. Distancia entre las barras del cilindro desgranador y cóncavo con barras redondeadas.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Sin el redondeo la distancia entre las barras del cilindro desgranador y cóncavo era de un mínimo de 6 milímetros, con la modificación las barras, estas podían acercarse un mínimo de 2 mm, cumpliendo con lo establecido por Ortiz-Cañavate (2003 pág. 271), que la salida del cóncavo debe ser del diámetro promedio del grano a trillar (1.5 a 3 milímetros para el grano de quinua).



Figura 50-3. Redondeo de las barras del cilindro desgranador.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.7.2. Calibración del tamaño de los orificios de la criba

La quinua con un tamaño que ronda entre los 1.5 a 3 milímetros de diámetro (Gómez Pando, y otros, 2016 págs. 9-10), se decidió cambiar el tamaño de los orificios de la criba, reduciendo los 7 milímetros que estaban anteriormente, a 3.5 milímetros (ver figura 51-3), con este cambio se consiguió que solo granos atravesen los orificios de la criba, reduciendo la paja, tamo y restos no

deseados que atravesaban la criba e ingresaban a la zapata de limpieza, aumentando la carga sobre las zarandas y reduciendo la eficiencia de limpieza.



Figura 51-3. Cambio del tamaño de los orificios de la criba.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.7.3. Selección de elementos que incrementa la separación en la criba

El modelo anterior contaba con una plancha de acero inoxidable que disminuía la energía del material en la criba, retenerlo en esta y poder separar el grano presente en la paja; el inconveniente que presentaba, era su elevada masa, debido a que el material proveniente de la criba que es dirigido hacia el exterior de la máquina no contaba con la energía suficiente para poder moverla, generando una acumulación del material en la criba y un posible atasco del prototipo; para evitar esto, se retiró la plancha pero, con el inconveniente que parte del material proveniente del proceso de trilla salía fuera de la máquina sin pasar por la criba, causando una pérdida de grano.

Para solucionar este problema, se realizó el cambio de material de la plancha de acero inoxidable por lona, es más ligera, permite retener el material en la criba y puede ser desplazado por el material empujado por la criba y expulsado hacia el exterior, esto también es mencionado por Juan Vázquez (2019 pág. 34), con la implementación de lonas colgantes en la criba para aumentar la separación del grano y asegurar el recorrido de la paja por toda la criba.



Figura 52-3. Lona en la parte final de la criba.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020



Figura 53-3. Lona permitiendo la expulsión del material una vez terminado el proceso de trilla.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.8. Pruebas

En este apartado se describirá los procedimientos para obtener valores cuantificables de la eficiencia y producción, así como la reducción de vibraciones que afectan a la ergonomía y seguridad del prototipo de trilladora.

3.8.1. Prueba de vibración

Singiresu S. Rao (2012 pág. 13) señala que una vibración u oscilación es cualquier movimiento que se repite después de un intervalo de tiempo, así mismo IDEARA, SL (2014 pág. 9) menciona que si algún cuerpo vibra y entra en contacto con el cuerpo humano, le transmite energía generado por la vibración, esta energía es absorbida por el cuerpo y puede producir en él diversos efectos, que

dependen de las características de la vibración. Singiresu S. Rao (2012 pág. 16) menciona que, si la frecuencia de las fuerzas que generan la vibración coincide con las frecuencias naturales de la máquina, ocurre una condición llamada como resonancia, si el sistema sufre oscilaciones peligrosamente grandes puede llegar a la falla en las estructuras debido a la resonancia. Las vibraciones pueden medirse en función del desplazamiento, velocidad o aceleración; este último es el más utilizado por la facilidad de su medición.

Para medir las vibraciones producidas en la máquina, se utilizó el módulo MPU6050 conjuntamente con un Arduino Nano. Como lo menciona Naylamp Mechatronics SAC (2016) y Misión SAE (ca. 2016) el módulo MPU6050 es una unidad de medición inercial o IMU (Inertial Measurement Units) que permite medir aceleraciones en los 3 ejes, conjuntamente con un giroscopio de 3 ejes, el sensor tiene una tolerancia de calibración inicial o error de medición del $\pm 3\%$ (InvenSense Inc., 2012 pág. 13); este permitió medir las vibraciones producidas por el prototipo de trilladora antes y después de las mejoras propuestas en los puntos anteriores a este capítulo. Para la conexión del módulo MPU6050 y el Arduino Nano se tomó de referencia la figura 54-3 y el código utilizado se encuentra en el anexo C. gráfico 7.

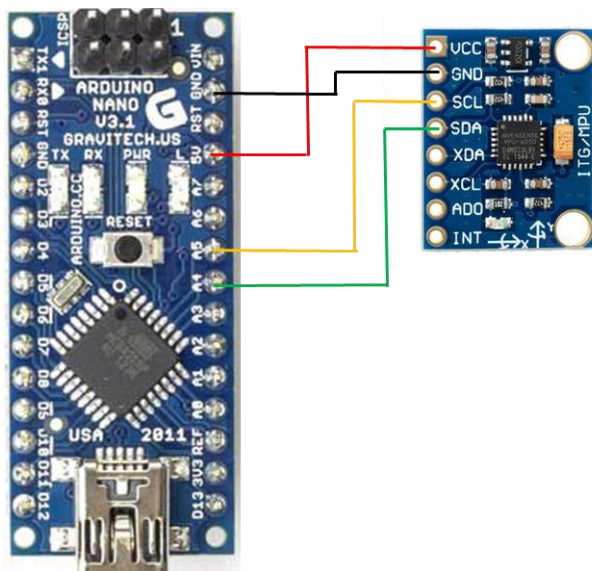


Figura 54-3. Conexión del módulo MPU6050 y un Arduino Nano.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Una vez realizado las conexiones correspondientes y cargado el código en el Arduino Nano se procede a colocar el módulo MPU6050 en 3 partes diferentes de la estructura del prototipo de trilladora, estas se pueden apreciar de mejor manera en la figura 55-3, se asegura el módulo con la ayuda de un adhesivo, se procede a encender la máquina y acelerar el motor hasta su velocidad de funcionamiento, una vez en pleno funcionamiento se toman los valores y gráficos mostradas por el software Arduino, el programa fue diseñado para obtener el valor de la aceleración en los

3 ejes cada 50 milésimas de segundo. Los puntos 1 y 2 (ver figura 55-3) fueron escogidos por ser los más cercanos a las partes de la máquina que tendrán contacto humano, como son la tolva de ingreso del cultivo y las tolvas de recolección del grano limpio y grano para retriillar, tal cual es mencionado en la norma NTE INEN-ISO 2631 (2014); el punto 3 fue seleccionado por estar cerca de los soportes estructurales de la máquina, debido a que en el funcionamiento del prototipo antes de su optimización, la máquina se desplazaba de su lugar de trabajo, pudiendo generar un riesgo.

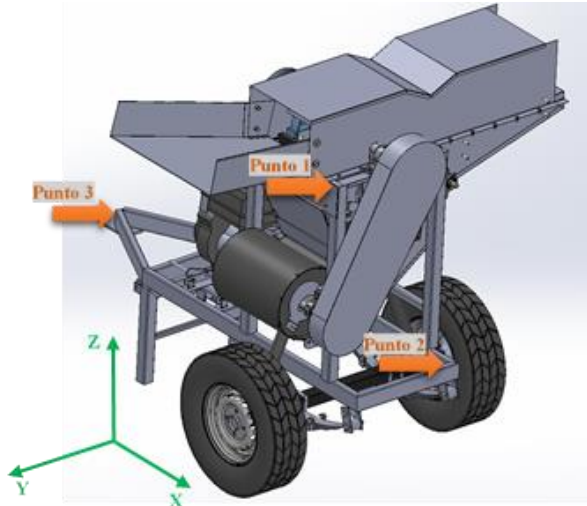


Figura 55-3. Puntos donde se realizarán las pruebas de vibración.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Con los datos obtenidos se realizan comparaciones de los gráficos de vibraciones en cada eje, aceleración resultante y la aceleración resultante promedio de un determinado tiempo y muestra aleatoria. Para el cálculo de la aceleración resultante, se utilizó la siguiente formula descrita por IDEARA, SL (2014 pág. 58).

$$a_R = \sqrt{(a_x)^2 + (a_y)^2 + (a_z)^2}$$

donde

- a_x : Aceleración en el eje x del prototipo de trilladora
- a_y : Aceleración en el eje y del prototipo de trilladora
- a_z : Aceleración en el eje z del prototipo de trilladora
- a_R : Aceleración resultante

3.8.2. Eficiencia del prototipo de trilladora

Este procedimiento se describe en el punto 2.1.9. del capítulo anterior, realizando todas las pruebas descritas menos la prueba de pérdidas de trilla o cilindro, debido a que aislar el cilindro desgranador y recolectar solo los restos de quinua no trillada en el cilindro desgranador y en el

cóncavo es un trabajo complicado y requiere modificaciones en el prototipo; pero, para compensar la pérdida de esta prueba, se agrega una nueva prueba relacionada con las pérdidas por fugas en la máquina; esto se debe a que el prototipo de trilladora no está sellada completamente y el tamaño promedio del grano de quinua que ronda entre los 1.5 a 3 milímetros de diámetro (Gómez Pando, y otros, 2016 págs. 9-10) hace muy probable que parte del grano de quinua se filtre por algún rincón de la máquina y esta sea expulsada fuera del punto de recolección.

Se realizaron “n” pruebas con un peso determinado de quinua, se procedió a trillar cada muestra de quinua; el grano trillado, los desperdicios provenientes de la criba, zapata de limpieza y los generados por las fugas en la máquina (ver figura 56-3) se recolectaron en diferentes envoltorios debidamente marcados, una vez finalizada cada prueba se limpió la máquina y se repitió el proceso hasta terminar con las “n” pruebas.

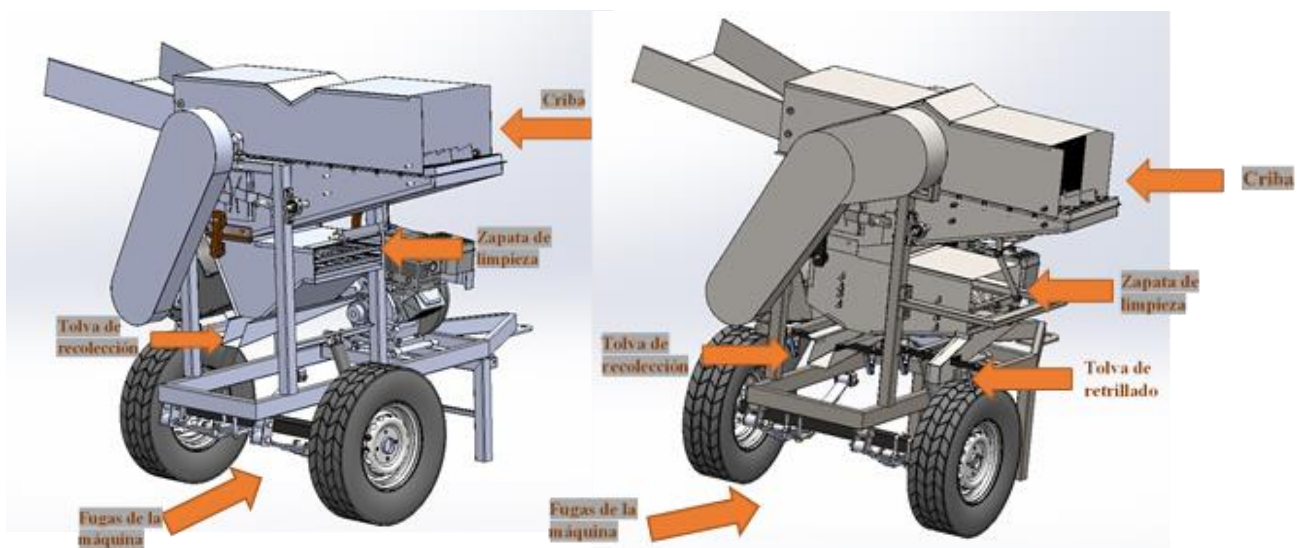


Figura 56-3. Partes para la recolección de las muestras.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Una vez finalizada todas las pruebas, se pesó cada muestra y se procede a trillar de manera manual cada envoltorio para separar el grano del tamo, envolturas y polvo, este se realiza como lo describe Gómez & Aguilar (2016 pág. 98) el cual consiste en envolver cada muestra y mediante la acción de frotar y/o golpear con un garrote o palo permite separar el grano del resto de la planta. Después con la ayuda de cernidores o zarandas manuales se separa el grano del resto de impurezas, finalmente se pesa el grano limpio y las impurezas, con esto se obtiene el porcentaje en peso de impurezas presente en el grano (pesar las impurezas solo se realiza con las muestras recolectadas en la tolva de grano) tal como lo menciona la Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (1993).

Una vez obtenido el peso de grano limpio en cada muestra, se procedió a encontrar el intervalo de confianza con la aplicación de la distribución t de Student a un 95% de confianza, esta es

descrita por Mendenhall et al. (2010 págs. 387-396), con esto se encontrará un intervalo de confianza y la media en porcentaje (del grano total que entra a la máquina), tanto del grano que es recolectado en la tolva así como las pérdidas originadas en la criba, zapata de limpieza y por fugas, con la suma total de estas se obtiene las pérdidas de grano del prototipo de trilladora y por tanto su eficiencia. De igual manera realizando el mismo procedimiento con el grano recolectado en la tolva y las impurezas presentes en ese grano se encontró el porcentaje (del total recolectado en la tolva) de impurezas presentes en el grano y la eficiencia de limpieza de la máquina.

Este procedimiento se realizó en el prototipo de trilladora antes y después de su optimización; las fórmulas que se describen a continuación son extraídas del libro Introducción a la probabilidad y estadística de Mendenhall et al. (2010 págs. 387-396).

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n} = \frac{X_1 + X_2 + \dots + X_n}{n} \quad ; \quad s = \sqrt{\frac{\sum (X_i - \bar{X})^2}{n-1}} \quad ; \quad I.C. = \bar{X} \pm t * \left(\frac{s}{\sqrt{n}} \right)$$

donde	$X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$:	El conjunto de observaciones
	n:	Número de observaciones
	\bar{X} :	Valor promedio de las observaciones
	S:	Desviación estándar de las observaciones
	t:	t de Student (ver anexo B. tabla 16)
	I.C.:	Intervalo de confianza

3.8.3. Producción del prototipo de trilladora

Dado que, en el trabajo de titulación anterior a este, realizado por Carrillo & Vuelva (2019 pág. 58) no describe la metodología o el proceso que se usó para calcular la producción de la máquina, se procedió a realizar una nueva prueba; para ello, es necesario una cantidad importante de quinua, la suficiente para poder ser trillada de manera continua por el operador durante varios minutos.

El procedimiento consiste en que el operador comenzará con el proceso de trilla de la manera estipulada en el trabajo de titulación antecesor a este, una segunda persona en un momento aleatorio durante la trilla recolectará una muestra de quinua trillada de la tolva de grano (ver figura 56-3) durante un tiempo “t”, este proceso se realizará “n” veces para obtener una base de datos del rendimiento, la prueba se efectuará del mismo modo después de su optimización pero, con los pasos especificados en el manual de operaciones descritos en el punto 3.8.

Al igual que en las pruebas descritas en el punto anterior (3.8.2.) se realizarán “n” pruebas, para poder obtener un intervalo de confianza y una media en la producción antes y después de su

optimización, una vez obtenido estos datos se comparó y analizó el grado de mejora en la producción del prototipo de trilladora.

3.9. Manual de usuario y mantenimiento

3.9.1. Manual de mantenimiento



Nota: El responsable del mantenimiento del prototipo, debe tener conocimiento de este manual, ya que, si no lo toma como guía, puede llegar a descalibrar la máquina y no se tendría el resultado esperado durante su operación. A demás debe contar con el equipo adecuado, como herramientas y equipos de protección. Todo tipo de mantenimiento se debe realizar con la máquina totalmente apagada.

Tabla 29-3: Ficha técnica de prototipo de trilladora portátil de quinua con acople a motor de combustión interna de motocultor YTO DF 15Y.

Escuela Superior Politécnica de Chimborazo			
Facultad de Mecánica			
Carrera de Ingeniería Automotriz			
Prototipo de trilladora		<i>Denominación</i>	Prototipo de trilladora portátil de quinua con acople a motor de combustión interna de motocultor YTO DF 15Y
			Dimensiones
		<i>Longitud</i>	1895 mm
		<i>Altura</i>	1657 mm
		<i>Ancho</i>	1862 mm
		<i>Peso</i>	245.9 kg
		Motor	
		<i>Tipo de motor:</i>	4 tiempos, enfriado por aire OHV
<i>Tipo</i>	Estacionaria	<i>Potencia:</i>	13.5 HP a 3600 RPM
<i>Ingreso de panoja</i>	0.5-1 kg	<i>Cilindrada</i>	420 cm ³
<i>Producción</i>	0.796 - 1.095 qq/h	<i>Cilindro</i>	Cubierta en hierro fundido
<i>Material</i>	Acero inoxidable / acero estructural	<i>Peso</i>	29.5 kg
<i>Método de trillado</i>	Rodillo de barras	<i>Dimensiones</i>	305 x 450 x 457 mm
<i>Accionamiento</i>	Mecánico	<i>Diámetro del eje</i>	1 pulgada

Requerimiento de hombres	De 2 a 3 personas	Tipo de eje	Cilíndrico
Numero de zarandas	2 intercambiables	Combustible	Gasolina

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.9.1.1. *Mantenimiento preventivo*

Al ser una máquina prototipo, no se cuenta con el conocimiento del comportamiento histórico de los diferentes elementos de la máquina, por lo cual no se puede dar un tiempo exacto para el mantenimiento, debido a esto, se implementará un mantenimiento preventivo basado en máquinas que se usan en este tipo de trabajos.

Mantenimiento del motor

A continuación, se detalla el mantenimiento de un motor de 4 tiempos monocilíndrico, según especifica el Grupo Byasa Beltran (2017).

Limpieza del filtro

En un ambiente normal, se debe limpiar el filtro cada 50 horas, pero al estar trabajando en un ambiente muy contaminado, se lo debe realizar cada 10 horas y cambiarlo cada 100 horas. El proceso se detalla a continuación.

- Extraer el perno mariposa y la tapa del filtro.
- Retirar el filtro y extraer la esponja.
- Limpiar la esponja con agua y jabón.
- Al momento de colocar la esponja, humedecer con un poco de aceite y colocar el filtro.

Cambios de aceite

El cambio de aceite se lo realiza cada 100 horas de uso, se recomienda el SAE 30 monogrado, el proceso es el siguiente:

- Extraer el tapón ubicado en la esquina inferior derecha del motor.
- Drenar el aceite usado en un recipiente adecuado.
- Colocar el motor de modo horizontal.
- Introducir el aceite, las cantidades se detalla en la tabla 30-3.



Figura 57-3. Entrada de aceite.

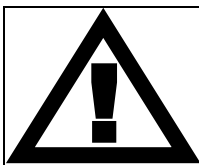
Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Tabla 30-3: Medidas de cantidad de aceite.

<i>Tipo de motor</i> <i>[HP]</i>	<i>Cantidad de aceite</i> <i>[ml]</i>
Motor 5.5 y 6.5	600
Motor 8 y 9	1100
Motor 13	1100
Motor 15	1100
Motor 20	1400

Fuente: (Beltran,2017)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020



Nota: se debe revisar el nivel de aceite, el llenado excesivo podría producir que el aceite entre en la cámara de combustión, deteriorando el motor y si el nivel es inferior, haría que el guardián se active y no deje arrancar el motor.

En caso de que el motor no se use por un largo periodo de tiempo, se encomienda vaciar el combustible del tanque. Esto se lo realiza aflojando el perno ubicado en la parte inferior del tanque de combustible.

Cambio de bujía

El cambio de bujía se debe realizar cada 100 horas y la calibración de los electrodos esta entre 0.7 y 0.8 mm

3.9.1.2. Mantenimiento de la máquina

Según John Deere (2018) existen mantenimientos que se realizan cada 10, 50 y 250 horas de trabajo, los cuales consisten en una revisión visual de elementos como poleas y chumaceras, pero debido al funcionamiento de la máquina, es recomendable cambiarlos cada cierto número de horas

de trabajo, para determinar un mantenimiento preventivo apropiado para el prototipo, se ha estimado un valor en horas, de acuerdo a cosechadoras de la marca.

Chumacera

Al ser una máquina trilladora de grano se ve expuesta a varios factores que afectan al lubricante en los rodamientos, por lo cual es recomendable realizar un cambio de grasa cada 250 horas usando la grasa SFK LGMT 3, adecuada para maquinaria agrícola.

Además de una inspección diaria del estado de los mismos, si se encontraran en mal estado estos elementos producen ruidos y tendrían que ser sustituidos.

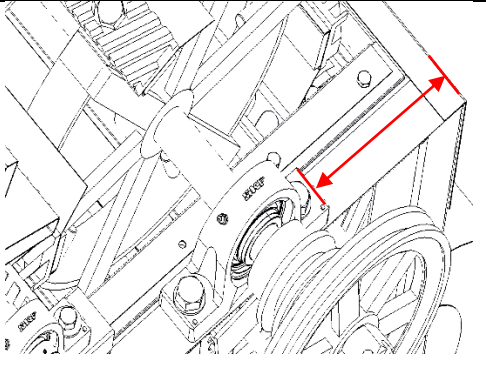
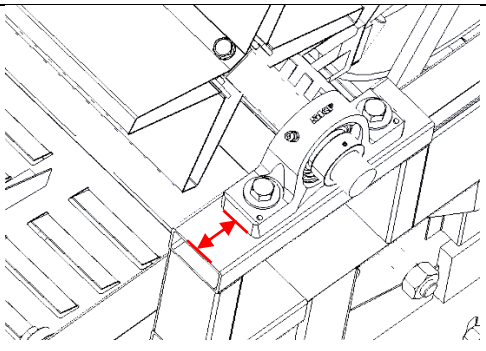
Correas

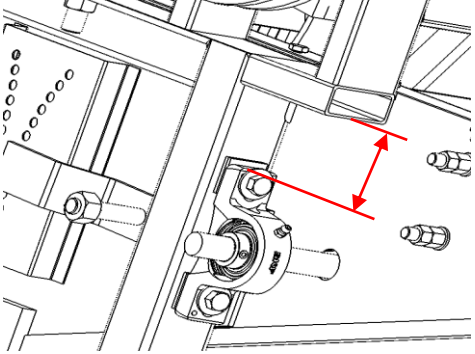
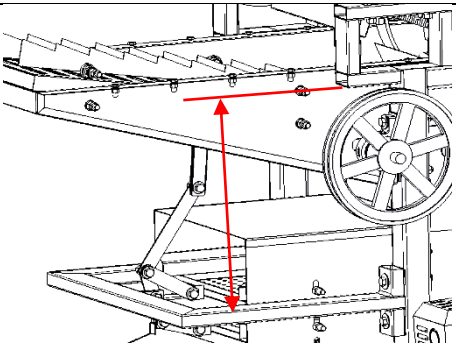
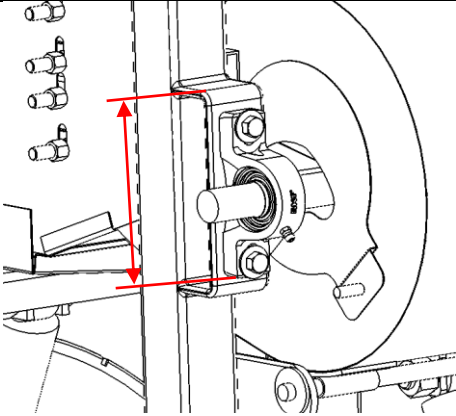
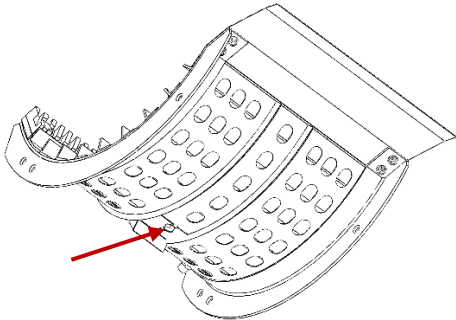

Las correas se ven expuestas de igual manera a factores que pueden afectar su estructura, por eso se recomienda realizar una inspección visual de cada correa diariamente y sustituirla a las 6000 horas o cada 2 años.

Chasis

Al ser una maquina sujeta a varias vibraciones debido a su funcionamiento, es necesario realizar un ajuste de los distintos elementos que conforman la suspensión de la máquina como amortiguadores, ruedas, pernos de sujeción de chumaceras y pernos de poleas esto se lo puede realizar cada 250 horas.

Tabla 31-3: Calibración de los elementos.

1	Chumaceras del eje cilindro desgranador	La distancia comprendida entre la parte posterior de la máquina y la chumacera del cilindro desgranador debe rondar los 173mm.	
2	Chumaceras del eje batidor	La distancia comprendida entre la parte delantera de la base del batidor y la chumacera debe rondar los 41mm.	

3	Chumaceras del eje de la criba	La distancia comprendida entre la parte inferior de la base del batidor y la chumacera del mecanismo de la criba debe rondar los 55 mm.	
4	Soporte mecanismo de zaranda vibratoria	La distancia comprendida entre la parte inferior de la base del batidor y el soporte del mecanismo zaranda vibratoria debe rondar los 402 mm.	
5	Chumaceras eje ventilador	La distancia comprendida entre la parte superior de la base del ventilador y la parte inferior de la chumacera debe rondar los 153mm.	
6	Apertura del cóncavo	La apertura del cóncavo está determinado por el tamaño de grano que se trillada, pero para la quinua, se recomienda dejarlo entre 2 mm y 2.5mm.	
7	Separación del cóncavo y cilindro desgranador	Esta separación está determinada por el tamaño del grano a trillar, pero para quinua se recomienda dejar en posición marcada en la	

	máquina. Izquierda y derecha respectivamente.	
--	---	--

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.9.1.3. Plan de mantenimiento

Para realizar un plan de mantenimiento más adecuado, se optó adaptar un horómetro digital, el cual funciona de manera inductiva, colocando un cable alrededor del cable de bujía. El horómetro al ser inductivo, funciona cuando el motor está en marcha, no hace falta ningún otro tipo de conexiones.

Forma de lectura del horómetro

El horómetro instalado, tiene un valor de 1 hora/10, es decir que el valor marcado, incrementará cada 6 minutos, hasta llegar a 1 hora, como se visualiza en la figura 58-3, que está marcando 12 minutos.

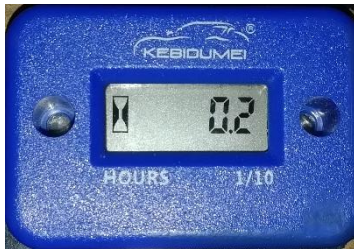


Figura 58-3. Horómetro.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Tabla 32-3: Plan de mantenimiento cada 10 horas.

Actividad / Horas	10	20	30	40	50
Motor	E	E	E	E	E
Filtro de motor	L/E	L/E	L/E	L/E	L/E
Chumaceras	E	E	E	E	E
Cóncavo	E	E	E	E	E
Neumáticos	R	R	R	R	R

Fuente: (John Deere, 2018)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Tabla 33-3: Plan de mantenimiento cada 50 horas.

<i>Actividad / Horas</i>	<i>50</i>	<i>100</i>	<i>150</i>	<i>200</i>	<i>250</i>	<i>300</i>	<i>350</i>	<i>400</i>	<i>450</i>	<i>500</i>	<i>550</i>	<i>600</i>
Aceite de motor		C		C		C		C		C		C
Filtro de aire		C		C		C		C		C		C
Bujía		C		C		C		C		C		C
Suspensión					A					A		
Neumáticos	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R	R
Correa	R	R	R	R	R/A	R	R	R	R	R/A	R	R
Aceite de chumaceras					R/C					R/C		
Mecanismo de zaranda vibratoria		L/A		L/A		L/A		L/A		L/A		L/A
Mecanismo de la criba		L		L		L		L		L		L

Fuente: (John Deere, 2018)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020


Tabla 34-3: Codificación del plan de mantenimiento.

Cambiar	C
Ajustar	A
Limpiar	E
Revisar	R
Lubricar	L

Fuente: (John Deere, 2018)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

3.9.2. Manual del usuario

	<p>Nota: El operador de la máquina debe estar capacitado sobre el uso de este prototipo, el mal uso del mismo puede llegar a no tener el resultado esperado, provocar accidentes o daño de la trilladora.</p>
---	--

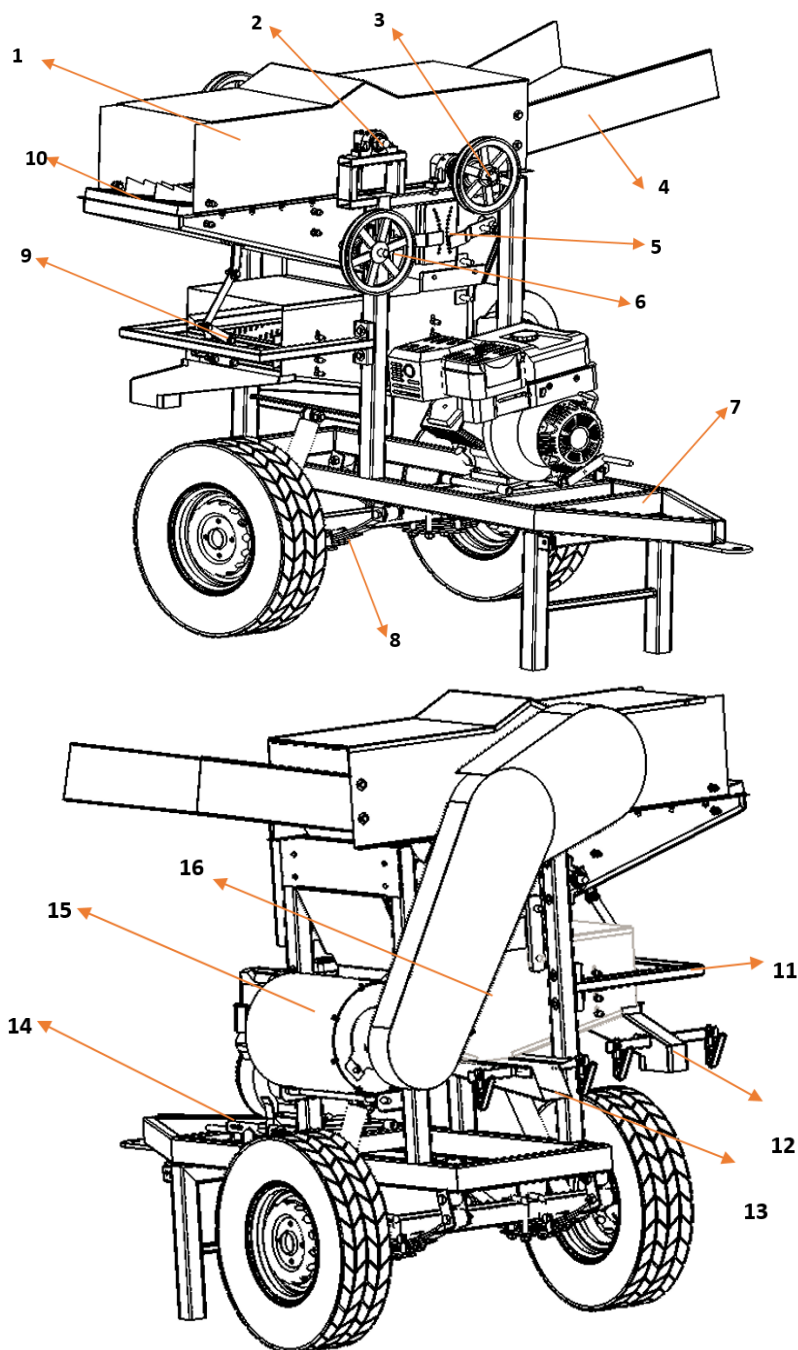


Gráfico 24-3. Partes de la máquina.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Tabla 35-3: Partes de la máquina.

1	Tapa superior	9	Mecanismo de zaranda vibratoria
2	Eje de batidor	10	Criba
3	Eje cilindro desgranador	11	Soporte del mecanismo de zaranda vibratoria
4	Tolva	12	Colector de grano para retriñado
5	Regulador del cóncavo	13	Colector de grano

6	Eje del mecanismo de criba	14	Mecanismo de acople de transmisión
7	Chasis	15	Ventilador
8	Conjunto de suspensión	16	Zapata de limpieza

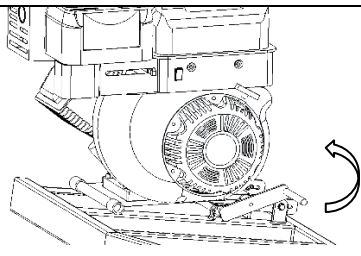

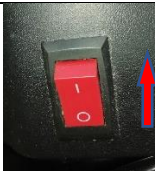
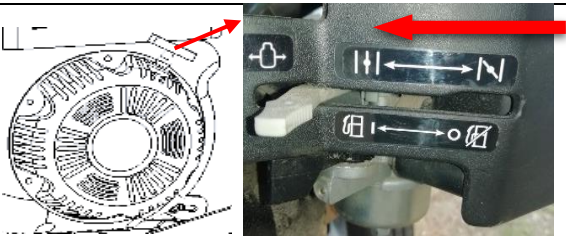
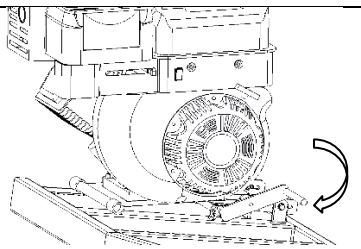
Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Actividades previas al encendido

- Colocar la máquina en un área nivelada y con buena ventilación.
- Realizar un chequeo visual, del estado de las bandas, chumaceras y motor.
- Usar elemento de protección personal: mascarillas, gafas y tapones de oídos.

Tabla 36-3: Puesta en marcha de la máquina.

Para el primer encendido del motor en frío se desconecta totalmente la transmisión de movimiento.	
Colocar la posición de la mariposa totalmente cerrada.	
Colocar el motor en la posición de "on" y dar arranque.	
Tirar firmemente de la polea de arranque y colocar las posiciones de la mariposa en totalmente cerrada.	
Se procede a permitir la transmisión de movimiento, bajando lentamente la palanca de conexión de la transmisión hasta que la correa quede tensa y se asegura el motor.	

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Operación de la máquina


- Colocar los sacos de recolección en los distintos enganches, colocados a la salida de grano limpio y de retriado.
- Incrementar las revoluciones del motor, hasta la posición marcada en la figura 59-3, la óptima para el funcionamiento de la misma.



Figura 59-3. Marca de revoluciones del motor.

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020


- Proceder a ingresar el material para trillar en la tolva de la máquina.

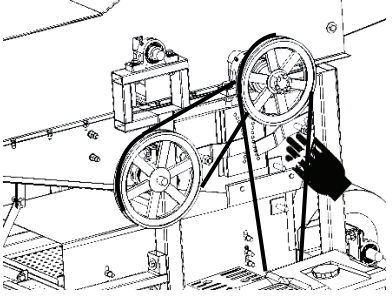
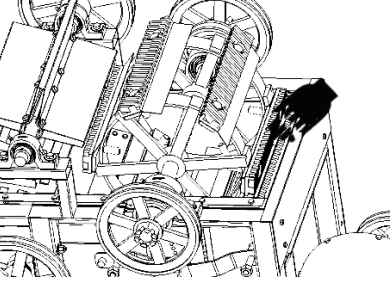
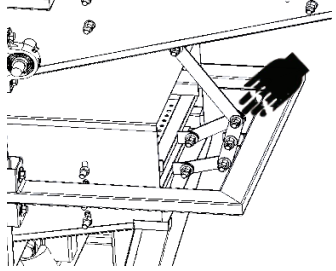
	<p>Nota: Al ser una máquina trilladora prototipo, se tiene restricciones al momento de ingresar el material para trillar, al ingresar demasiado material, se ve afectado el rendimiento de la máquina y se producen pérdidas por acumulación.</p>
--	--

Actividades posteriores al trabajo

- Dejar la máquina en funcionamiento sin ningún tipo de carga alrededor de 5 a 10 min, para que los residuos de material trillado salgan expulsados de la máquina.
- Detener la máquina y limpiar su exterior, con el fin de evitar la acumulación de polvo que afectaría tanto al motor, como a los rodamientos.
- Proteger la máquina con elementos que eviten el ingreso de agua, de preferencia se recomienda en un lugar con techo.

Tabla 37-3: Áreas de riesgo para el operario.

	<p>Nota: Durante la manipulación de la máquina, existen varias áreas que, al no tomar las precauciones necesarias, pueden llegar a producir golpes, hasta mutilación de extremidades. A continuación, se detallan estas áreas.</p>
---	---

<p>Correas y poleas</p> <p>Estas son áreas de corte o cizallamiento, si no se toma las medidas necesarias, puede llegar a atrapar extremidades y producir cortes, fracturas, hasta mutilación.</p>	
<p>Cilindro desgranador</p> <p>Al momento de ingresar el material a trillar, se debe tener precaución con el cilindro desgranador y usar el mismo material para introducirlo totalmente, al ser un elemento que gira a grandes revoluciones, puede atrapar extremidades y producir graves lesiones.</p>	
<p>Mecanismo de zaranda vibratoria</p> <p>El mecanismo de zaranda vibratoria, se encontrará descubierto, debido a que está en la dirección por la que sale el tamo de las zarandas, por esta razón se debe tener precaución, estos elementos pueden producir golpes, llegando a provocar lesiones.</p>	
<p>Riesgos físicos a largo plazo</p>	
<p>Riesgos auditivos</p>	<p>Al ser una máquina agrícola, puede llegar a superar los 85db, lo cual, con un tiempo prolongado de exposición, llegará a causar daños auditivos, es recomendable el uso de tapones de oídos, que permitan reducir la exposición al ruido (Gunsha Llamuca, y otros, 2019 pág. 149).</p>
<p>Riesgos por vibración</p>	<p>Las exposiciones prolongadas a vibraciones en el cuerpo, pueden llegar a causar lumbalgia, síntomas neurológicos y trastornos de la visión, es recomendable intercambiar de actividad cada cierto tiempo, con el fin de evitar la exposición prolongada a las vibraciones producidas por la máquina (Gunsha Llamuca, y otros, 2019 pág. 149).</p>
<p>Riesgos respiratorios</p>	<p>El proceso de trillado, produce gran cantidad de material fragmentado y volátil, el cual fácilmente entra por las vías respiratorias, llegando a producir con el tiempo afecciones respiratorias, es recomendable el uso de mascarillas o cubre bocas con el fin de mitigar este riesgo.</p>

Fuente: (Gunsha Llamuca, y otros, 2019 pág. 149), Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Ficha de registro del comportamiento del prototipo

A continuación, se presenta una ficha donde el operario anotará el valor en horas, en donde diferentes elementos del prototipo, comiencen a mostrar un comportamiento irregular, así como ruidos y desgaste. Esto se hace con el fin de obtener mayor cantidad de información del comportamiento del prototipo y realizar un manual de mantenimiento y operación más detallado.

Tabla 38-3: Ficha de registro.

Elemento	Fecha	Horas	Descripción de la falla Observaciones
Rodamientos del cilindro desgranador			
Rodamientos del batidor			
Rodamientos del mecanismo de criba			
Rodamientos del ventilador			
Bandas			
Mecanismo de zaranda vibratoria			
Mecanismo de criba			
Otros			

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

CAPÍTULO IV

4. RESULTADOS

4.1. Vibraciones

Como se especifica en el punto 3.8.1. del capítulo anterior, la vibración producida por el prototipo de trilladora se mide de acuerdo a su aceleración resultante promedio; ya que, como lo menciona Singiresu S. Rao (2012) estas vibraciones son de tipo aleatoria y su magnitud no puede ser determinada en función del tiempo, así como no es posible determinar su frecuencia.

De esta forma se obtuvo la aceleración resultante promedio antes y después de su optimización, teniendo como resultado una disminución de 3.303 m/s^2 en la aceleración resultante promedio en el punto 1 (ver tabla 1-4), una reducción de 5.18 m/s^2 en el punto 2 (ver tabla 2-4) y 2.621 m/s^2 en el punto 3 (ver tabla 3-4). Los datos se describen en las tablas 1-4, 2-4 y 3-4, valores que representan las aceleraciones en los 3 ejes (X, Y y Z) y la aceleración resultante en cada instante de tiempo (cada 50 milisegundos) de los 3 puntos seleccionados para la prueba (ver figura 55-3), además de la aceleración resultante promedio en cada punto.

Tabla 1-4: Vibraciones en el Punto 1 del prototipo de trilladora antes y después de su optimización.

		Punto 1. Prototipo antes de su optimización				Punto 1. Prototipo después de su optimización			
		<i>Aceleración [m/s²]</i>				<i>Aceleración [m/s²]</i>			
<i>Tiempo [ms]</i>	<i>Tiempo [s]</i>	<i>Eje X</i>	<i>Eje Y</i>	<i>Eje Z</i>	<i>Resultante</i>	<i>Eje X</i>	<i>Eje Y</i>	<i>Eje Z</i>	<i>Resultante</i>
0	0.00	-13.01	3.71	5.38	14.559	2	1.36	-2.61	3.558
50	0.05	-5.64	-0.69	3.31	6.576	0.07	-6.5	3.94	7.601
100	0.10	-7.15	-1.70	-1.50	7.501	-0.66	2.44	-1.73	3.063
150	0.15	3.39	-4.05	7.39	9.083	4.12	-0.56	0.72	4.220
200	0.20	-7.78	-3.15	3.04	8.927	-0.14	-1.25	0.53	1.365
250	0.25	6.39	5.76	-1.08	8.670	4.62	2.02	3.78	6.302
300	0.30	-0.13	0.85	-1.03	1.342	0.27	-2.3	4.53	5.088
350	0.35	-1.28	5.94	5.16	7.972	1.09	3.27	4.09	5.349
400	0.40	-7.27	-3.25	2.34	8.300	1.52	-4.46	-0.68	4.761
450	0.45	-13.74	-1.34	5.60	14.898	9.41	0.35	-4.11	10.274
500	0.50	11.39	1.70	-3.98	12.185	2.73	1.29	-1.03	3.190
550	0.55	-7.80	-1.24	-4.50	9.090	2.94	-0.61	-4.45	5.368
600	0.60	15.72	-2.40	6.23	17.079	1.3	5.32	-0.44	5.494
650	0.65	8.61	0.35	0.46	8.629	2.86	-3.09	-0.13	4.212
700	0.70	5.94	-0.67	-2.86	6.627	7.96	-0.54	0.47	7.992
750	0.75	-5.59	0.73	-3.77	6.782	-0.84	-3.75	1.76	4.227

800	0.80	-10.66	2.33	9.19	14.266	5.7	1.7	4.93	7.726
850	0.85	2.65	4.07	9.81	10.946	4.13	3.47	5.19	7.486
900	0.90	-10.35	1.36	-2.85	10.821	4.65	3.44	-3.28	6.649
950	0.95	-9.79	-0.36	1.98	9.995	4.87	2.05	3.08	6.116
1000	1.00	13.02	-6.05	2.69	14.607	-6.86	-1.46	1.8	7.241
1050	1.05	5.02	5.00	1.46	7.234	7.72	4.55	3.33	9.560
1100	1.10	-2.48	-3.20	2.23	4.622	-9.52	-2.39	-0.42	9.824
1150	1.15	-13.31	8.54	5.06	16.604	4.09	2.88	-4.44	6.689
1200	1.20	-3.30	0.70	5.75	6.667	-2.92	3.75	5.45	7.231
1250	1.25	-9.61	2.78	-0.67	10.026	-6.14	1.19	6.16	8.778
1300	1.30	19.62	10.00	1.61	22.080	2.21	5.85	0.81	6.306
1350	1.35	-3.25	1.23	-2.27	4.151	-9.93	-0.18	-3.91	10.674
1400	1.40	2.04	-2.68	-2.23	4.039	4.82	3.69	-1.27	6.202
1450	1.45	-2.70	0.80	-4.93	5.678	-3.8	-2.54	-4.79	6.621
1500	1.50	1.08	-3.21	3.46	4.842	-6.41	-3.65	-3.3	8.081
1550	1.55	6.81	6.62	-12.65	15.818	5.65	-3.98	-3.45	7.724
1600	1.60	-7.75	4.00	-7.98	11.821	-5.24	-6.5	-3.95	9.236
1650	1.65	1.47	-1.17	-2.35	3.009	3.07	-1.69	-4.04	5.348
1700	1.70	5.19	-3.87	1.40	6.624	-2.94	-4.42	-1.31	5.468
1750	1.75	0.30	-4.86	2.74	5.587	2.03	-0.92	-0.9	2.404
1800	1.80	3.52	2.24	7.91	8.943	-2.51	-6.11	0.89	6.665
1850	1.85	-5.35	-3.12	-5.23	8.106	0.34	6.43	-2.54	6.922
1900	1.90	-3.58	-1.12	5.13	6.355	-5.67	-5.7	2.82	8.520
1950	1.95	19.62	6.17	-0.99	20.591	-4.71	1.38	0.32	4.918
2000	2.00	-10.96	1.39	-6.92	13.036	0.74	-3.29	3.44	4.817
<i>Aceleración Resultante Promedio</i>					9.627	<i>Aceleración Resultante Promedio</i>			6.324
						<i>Error de medición</i>			±3%

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Tabla 2-4: Vibraciones en el Punto 2 del prototipo de trilladora antes y después de su optimización.

<i>Tiempo [ms]</i>	<i>Tiempo [s]</i>	Punto 2. Prototipo antes de su optimización				Punto 2. Prototipo después de su optimización			
		<i>Aceleración [m/s²]</i>				<i>Aceleración [m/s²]</i>			
		<i>Eje X</i>	<i>Eje Y</i>	<i>Eje Z</i>	<i>Resultante</i>	<i>Eje X</i>	<i>Eje Y</i>	<i>Eje Z</i>	<i>Resultante</i>
0	0.00	3.55	17.68	-5.95	18.989	-4.21	-11.62	3.59	12.870
50	0.05	8.2	16.13	-5.18	18.822	-3.1	-9.18	0.61	9.708
100	0.10	5.01	11.4	-3.95	13.064	1.72	-4.39	6.4	7.949
150	0.15	-2.01	-0.12	7.01	7.293	5.48	0.19	0	5.483
200	0.20	-5.34	-0.35	-7.46	9.181	3.19	3.18	2.58	5.191
250	0.25	2.83	-6.25	-3.44	7.675	4.52	12.44	2.03	13.390
300	0.30	12.25	-17.1	0.3	21.037	4.18	0.72	4.33	6.061
350	0.35	-1.01	12.58	9.27	15.659	0.44	-4.11	-1.23	4.313
400	0.40	-2.69	-0.02	7.25	7.733	-5.08	0.06	2.76	5.782

450	0.45	-2.79	-9.91	-9.03	13.694	-0.6	-8.79	6.64	11.032		
500	0.50	-1.6	-7.62	-4.5	8.993	-0.06	0.03	-4.23	4.231		
550	0.55	4.19	-5.53	-11.36	13.311	-0.07	-3.5	-6.09	7.024		
600	0.60	7.63	2.55	-1.66	8.214	6.88	0.4	7.67	10.311		
650	0.65	5.7	19.62	-2.41	20.573	-3.95	4.69	-2.56	6.645		
700	0.70	-0.19	15.87	-9.08	18.285	1.27	5.14	-2.69	5.939		
750	0.75	-8.58	-4.98	-9	13.395	-5.6	0.85	-4.12	7.004		
800	0.80	-7.56	-19.62	-13.05	24.747	-4.7	1.27	-1	4.970		
850	0.85	-4.01	-1.07	-9.37	10.248	-0.88	-2.82	1.12	3.159		
900	0.90	3.25	-4.94	-13.23	14.491	-1.13	-18.65	5.28	19.416		
950	0.95	-2.81	13.44	4.08	14.324	5.38	10.76	9.81	15.523		
1000	1.00	2.47	8.52	-4.91	10.139	2.21	9.25	0.1	9.511		
1050	1.05	-12.24	12.46	-10.67	20.467	6.91	0.78	4.88	8.495		
1100	1.10	-12.02	3.74	1.67	12.699	1.34	7.11	1.29	7.349		
1150	1.15	6.65	1.15	-3.98	7.835	-1.29	2.91	-2.34	3.951		
1200	1.20	8.5	-9.5	5.43	13.856	1.04	-5.65	-3.69	6.828		
1250	1.25	0.63	15.3	7.43	17.020	2.01	-7.86	-3.07	8.674		
1300	1.30	-0.82	9.98	8.38	13.057	2.77	6.84	6.74	9.994		
1350	1.35	-5.96	-1.64	9.58	11.401	-0.13	8.85	-13.88	16.462		
1400	1.40	-4.85	-15.89	9.81	19.294	0.09	-0.49	-2.58	2.628		
1450	1.45	-3.5	-15.89	-15.38	22.389	2.29	3.22	-4.25	5.803		
1500	1.50	1.1	3.01	-8.13	8.739	-6.33	0.99	-12.09	13.683		
1550	1.55	8.8	4.08	9.81	13.796	1.09	6.68	-8.39	10.780		
1600	1.60	-2.76	-3.19	-5.37	6.829	-4.95	-9.91	-0.53	11.090		
1650	1.65	3.73	-5.38	-5.01	8.244	-10.85	1.2	2.52	11.203		
1700	1.70	1.56	-4.29	6.56	7.992	0.72	0.86	0.68	1.312		
1750	1.75	-5.92	8.62	-9.8	14.331	4.19	-9.61	3.99	11.217		
1800	1.80	11.73	19.62	-11.08	25.403	4.63	1.35	9.81	10.931		
1850	1.85	5.11	5.17	4.52	8.560	8.5	0.14	3.02	9.022		
1900	1.90	-7.96	-6.78	-0.57	10.472	0.36	3.72	3.72	5.273		
1950	1.95	0.99	-14.78	5.05	15.650	2.38	-11.38	-0.16	11.627		
2000	2.00	-3.83	-9.4	-6.82	12.229	-1.98	4.78	2.89	5.926		
					<i>Aceleración Resultante Promedio</i>	13.662				<i>Aceleración Resultante Promedio</i>	8.482
								<i>Error de medición</i>		±3%	

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Tabla 3-4: Vibraciones en el Punto 3 del prototipo de trilladora antes y después de su optimización.

		Punto 3. Prototipo antes de su optimización				Punto 3. Prototipo después de su optimización			
		<i>Aceleración [m/s²]</i>				<i>Aceleración [m/s²]</i>			
<i>Tiempo [ms]</i>	<i>Tiempo [s]</i>	<i>Eje X</i>	<i>Eje Y</i>	<i>Eje Z</i>	<i>Resultante</i>	<i>Eje X</i>	<i>Eje Y</i>	<i>Eje Z</i>	<i>Resultante</i>
0	0.00	0.64	11	-16.15	19.551	4.07	-8.69	9.81	13.723
50	0.05	3.01	8.25	-15.81	18.085	1.15	5.47	-9.74	11.230

100	0.10	2.72	-3.09	-12.81	13.455	-0.97	-3.18	-10.83	11.329
150	0.15	-2.81	0.5	7.01	7.569	1.19	-6.69	9.81	11.933
200	0.20	4.1	-17.32	-2.97	18.045	3.22	-5.42	9.81	11.661
250	0.25	-0.17	1.84	9.81	9.983	-0.99	-7.51	5.66	9.456
300	0.30	-1.23	18.44	1.55	18.546	-4.23	-1.51	-29.43	29.771
350	0.35	-4.94	-3.22	-6.33	8.651	-0.79	3.22	-18.64	18.933
400	0.40	-0.69	3.27	-11.63	12.101	-2.07	7.38	-13.03	15.117
450	0.45	3.36	-1.54	-10.02	10.680	1.78	12.13	9.81	15.702
500	0.50	-2.47	-2.38	9.81	10.392	5.77	-1.59	9.81	11.492
550	0.55	-0.72	-1.98	9.81	10.034	-3.27	5.93	-20.01	21.125
600	0.60	2.43	-5.38	9.81	11.449	1.18	2.04	-3.52	4.236
650	0.65	6.1	18.61	-2.92	19.801	-3.5	7.48	-4.63	9.468
700	0.70	8.34	-7.53	-29.43	31.502	0.18	-6.58	9.81	11.814
750	0.75	0.9	-14.46	9.81	17.497	1.95	-1.2	9.81	10.074
800	0.80	0.58	-3.92	7.62	8.589	-1.86	-9.51	-5.94	11.366
850	0.85	-3.43	-19.62	5.79	20.742	-4.55	0.58	-29.26	29.617
900	0.90	-2.36	-8.12	9.81	12.951	1.31	8.25	-25.44	26.776
950	0.95	-0.28	5.61	-8.13	9.882	0.49	-1.99	1.42	2.493
1000	1.00	-10.66	10.03	9.29	17.336	5.04	-6.46	9.81	12.782
1050	1.05	-4.7	18.16	5.76	19.623	-0.82	1.43	-9.01	9.160
1100	1.10	2.92	5.51	-17.26	18.352	1.38	-4.33	5.84	7.400
1150	1.15	7.24	-6.62	-16.43	19.136	3.75	-0.83	9.81	10.535
1200	1.20	-2.81	4.42	9.81	11.121	-5.69	4.72	-23.04	24.197
1250	1.25	-8.18	-6.22	9.81	14.207	-0.46	-8.95	9.81	13.287
1300	1.30	0.82	14.97	8.43	17.200	-0.94	-3.77	-3.28	5.085
1350	1.35	1.85	18.47	4.52	19.105	-0.58	-4.85	7.08	8.601
1400	1.40	1.57	10.61	-6.05	12.314	-0.94	2.21	-10.81	11.074
1450	1.45	3.53	2.33	-21.08	21.500	3.11	1.52	-8.19	8.891
1500	1.50	-0.3	-10.47	-29.43	31.238	1.25	0.76	1.22	1.905
1550	1.55	-3.7	6.02	0.43	7.079	-1.45	13.12	-12.88	18.443
1600	1.60	4.34	-15.45	-22.25	27.434	3.57	-6.61	5.52	9.322
1650	1.65	-1.2	5.28	-3.58	6.491	0.66	-7.85	-6.82	10.420
1700	1.70	-3	-1.87	2.91	4.579	-0.95	7.72	5.82	9.715
1750	1.75	-6.7	-1.88	9.81	12.027	-0.35	5.84	9.81	11.422
1800	1.80	-5.41	-13.13	4.12	14.786	1.29	-10.84	9.81	14.677
1850	1.85	-1.05	-10.46	9.81	14.379	-0.16	-0.67	9.81	9.834
1900	1.90	-0.83	2.44	9.81	10.143	-2.51	4.83	-20.81	21.510
1950	1.95	4.57	13.66	-16.37	21.805	0.91	-7.36	-9.64	12.163
2000	2.00	1.19	19.62	-29.43	35.390	1.95	8.97	-17.3	19.585
<i>Aceleración Resultante Promedio</i>					15.726	<i>Aceleración Resultante Promedio</i>			13.105
						<i>Error de medición</i>			±3%

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

La Norma NTE INEN-ISO 2631 (2014) sobre la evaluación de la exposición de los seres humanos a la vibración en todo el cuerpo, establece que el valor límite para la exposición a vibraciones referido al sistema mano-brazo, no ha de sobrepasar el valor 5 m/s^2 como valor ponderado para las 8 horas de una jornada laboral de referencia y expresado como A(8).

Teniendo en cuenta lo mencionado por la Norma NTE INEN-ISO 2631 (2014), se procede a estimar el tiempo máximo de contacto mano-brazo para el prototipo de trilladora, con el fin de no sobrepasar el valor ponderado de 5 m/s^2 , los valores se presentan en la Tabla 4-4. Cabe recalcar que no se realizaron pruebas para estimar el tiempo en que el/los operario/s están en contacto con las vibraciones originadas por el prototipo de trilladora, por lo que la Tabla 4-4 estima el tiempo máximo de contacto que una persona puede estar de manera diaria con la máquina para no presentar problemas de salud.

Tabla 4-4: Tiempo máximo de exposición para el prototipo de trilladora

Lugar de contacto	Tiempo máximo de exposición en el prototipo de trilladora	
	Antes de la optimización	Después de la optimización
Punto 1	2 horas y 10 minutos	5 horas
Punto 2	1 hora	2 horas y 45 minutos

Fuente: (NTE INEN ISO 2631, 2014); Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

La reducción en la magnitud de la aceleración del prototipo de trilladora optimizado, la cual es de 6.324 m/s^2 y 8.482 m/s^2 (ver tabla 1-4 y 2-4) versus a la magnitud de la aceleración antes de su optimización que era de 9.627 m/s^2 y 13.662 m/s^2 (ver tabla 1-4 y 2-4) en el punto 1 y 2 respectivamente permite incrementar las horas de exposición a la máquina (ver tabla 4-4), reducir los riesgos de salud y aumentar la seguridad para el operario, evidenciando una mejora significativa en el prototipo.

A continuación, se presentan en forma gráfica los datos de aceleración obtenidos en cada uno de los puntos especificados en el punto 3.8.2. del capítulo anterior

4.1.1. Análisis en el Punto 1

En los gráficos 1-4, 2-4 y 3-4 se representan los valores de las aceleraciones en el eje X, Y y Z en función del tiempo en el punto 1 antes y después de la optimización del prototipo (ver tabla 1-4), en los gráficos se evidencia una menor amplitud en el valor de la aceleración en cada uno de sus componentes.

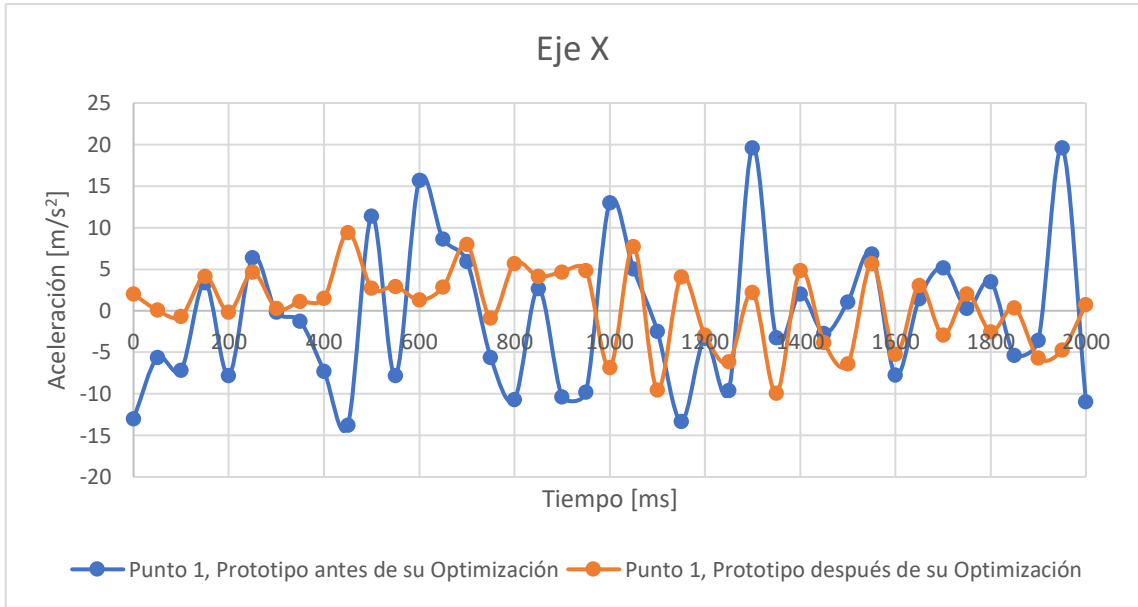


Gráfico 1-4. Aceleración en el Eje X del Punto 1.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

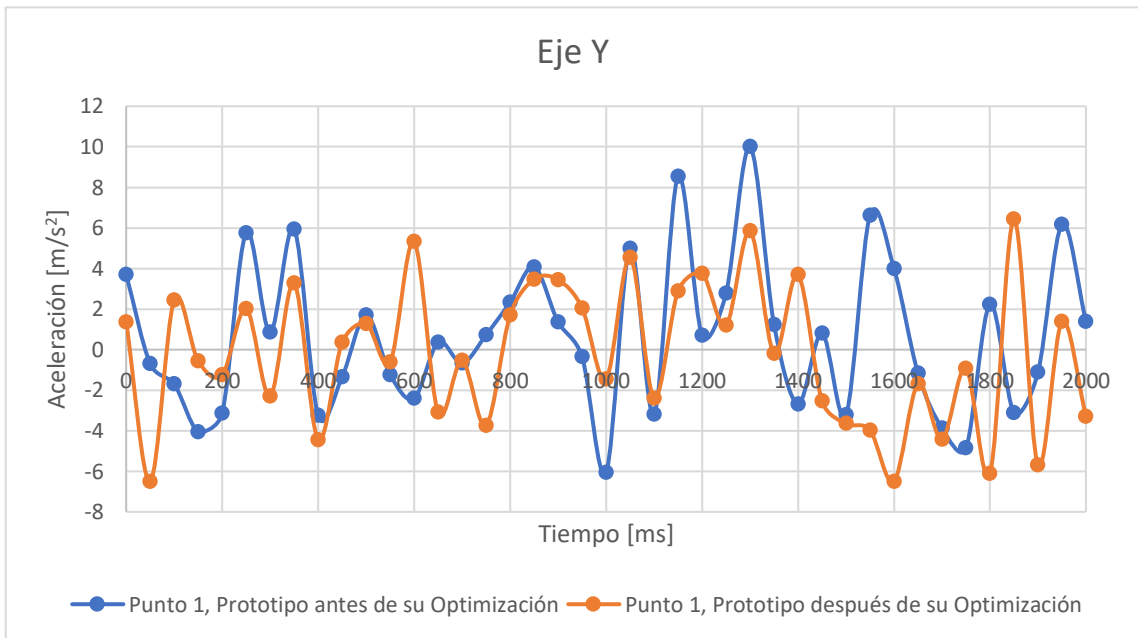


Gráfico 2-4. Aceleración en el Eje Y del Punto 1.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

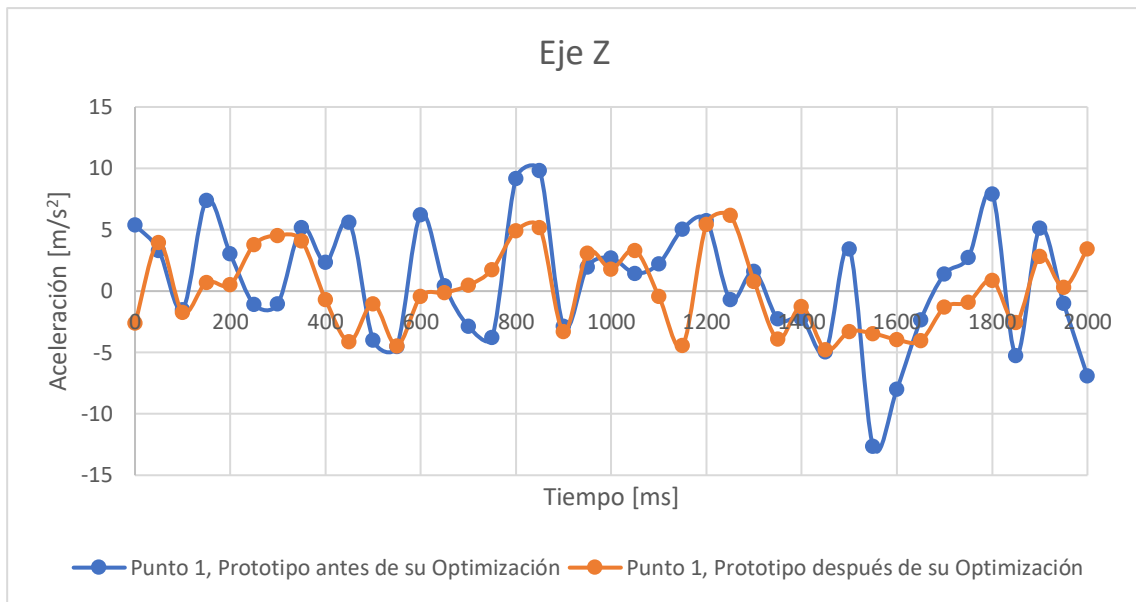


Gráfico 3-4. Aceleración en el Eje Z del Punto 1.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

En el gráfico 4-4 se representa la aceleración resultante en función del tiempo del punto 1 antes y después de la optimización del prototipo (ver tabla 1-4), se observa la disminución de la amplitud en la aceleración resultante (intensidad de la vibración en el punto 1) después de los cambios realizados en el prototipo de trilladora en el presente trabajo de titulación; la aceleración resultante promedio se redujo en un 34.31%, este valor representa la media de los valores en el gráfico 4-4, que fue determinado en la tabla 1-4 y presentado en la tabla 5-4.

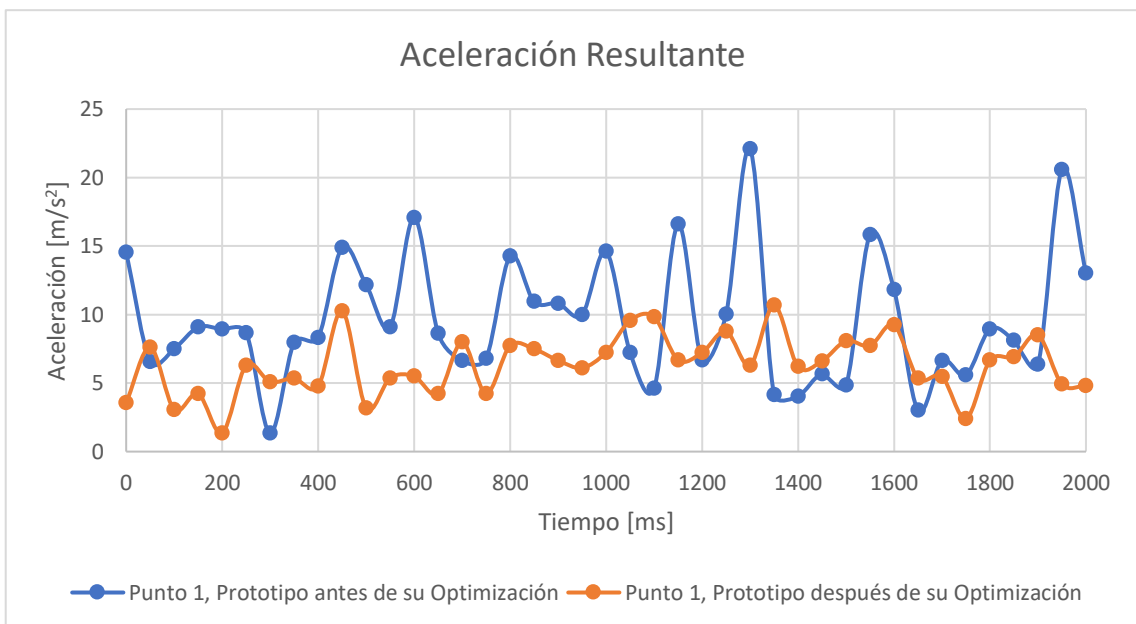


Gráfico 4-4. Aceleración Resultante en el Punto 1.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Tabla 5-4: Aceleración resultante promedio en el Punto 1.

Fase	Aceleración resultante promedio [m/s ²]
Prototipo antes de su optimización	9.627
Prototipo después de su optimización	6.324
Porcentaje de disminución	34.31 %

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

4.1.2. Análisis en el Punto 2

En los gráficos 5-4, 6-4 y 7-4 se representan los valores de las aceleraciones en el eje X, Y y Z en función del tiempo en el punto 2 antes y después de la optimización del prototipo (ver tabla 2-4), en los gráficos se evidencia una menor amplitud en el valor de la aceleración en cada uno de sus componentes.

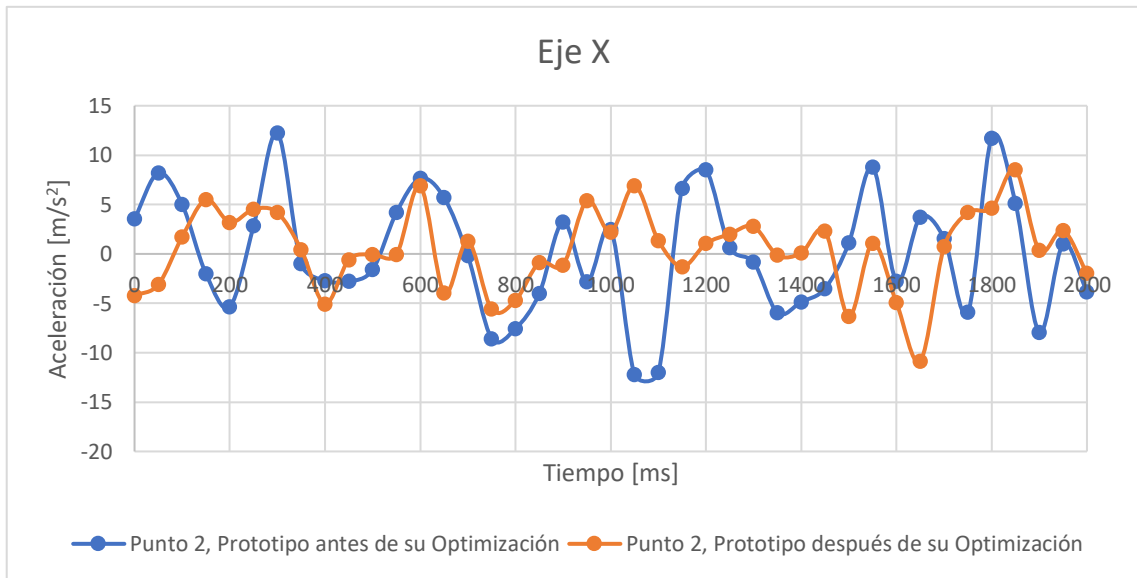


Gráfico 5-4. Aceleración en el Eje X del Punto 2.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

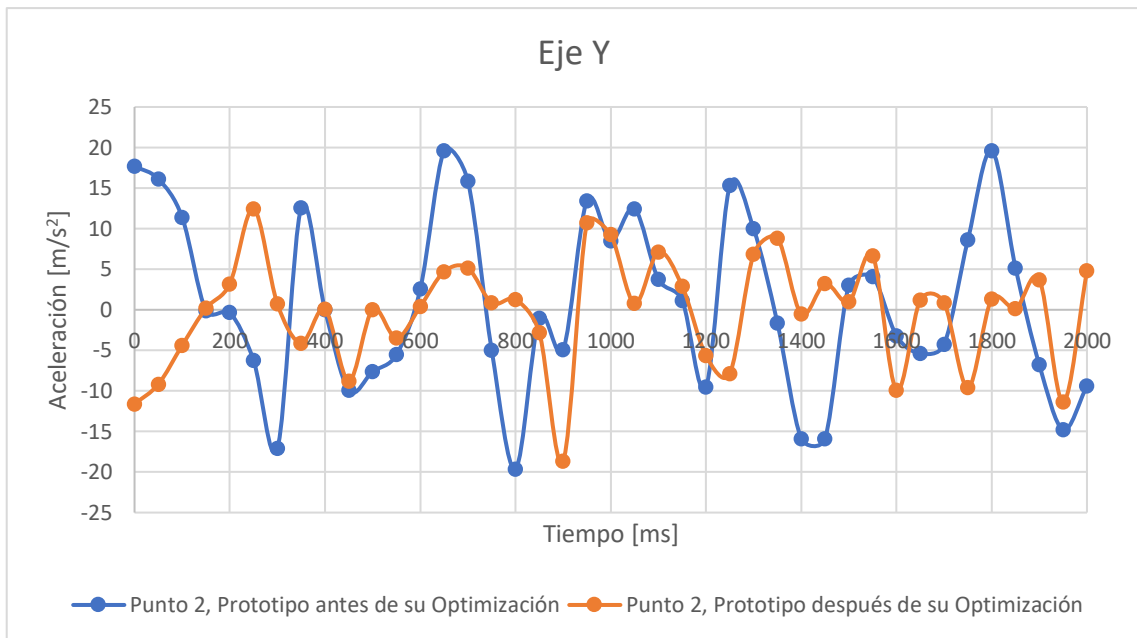


Gráfico 6-4. Aceleración en el Eje Y del Punto 2.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

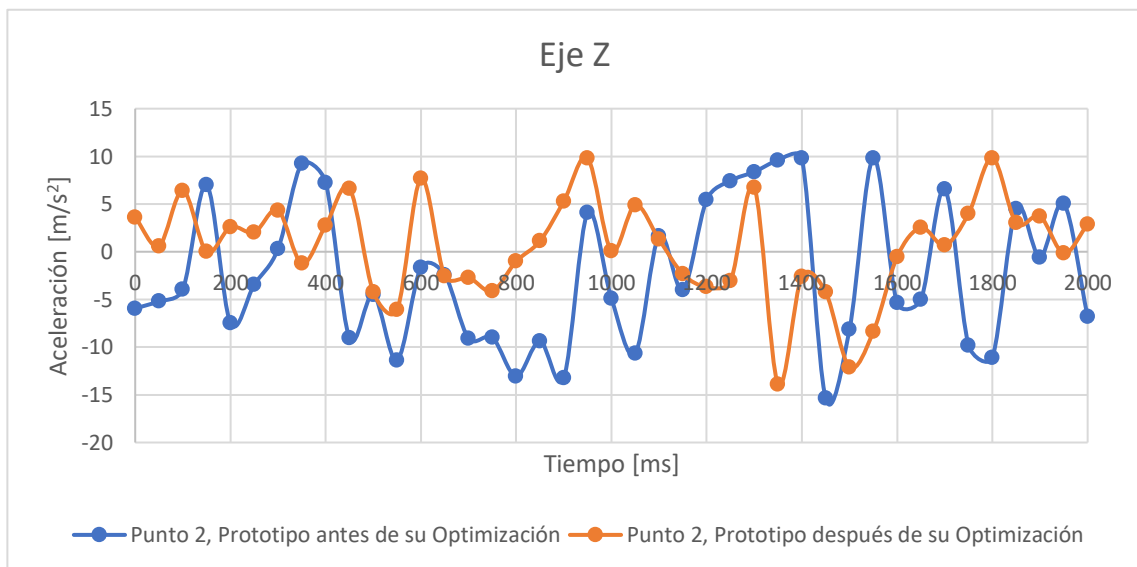


Gráfico 7-4. Aceleración en el Eje Z del Punto 2.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

En el gráfico 8-4 se representa la aceleración resultante en función del tiempo en el punto 2 antes y después de la optimización del prototipo (ver tabla 2-4), se observa la disminución de la amplitud en la aceleración resultante (intensidad de la vibración en el punto 2) después de los cambios realizados en el prototipo de trilladora; la aceleración resultante promedio se redujo en un 37.91%, este valor representa la media de los valores en el gráfico 8-4, que fue determinado en la tabla 2-4 y presentado en la tabla 6-4.

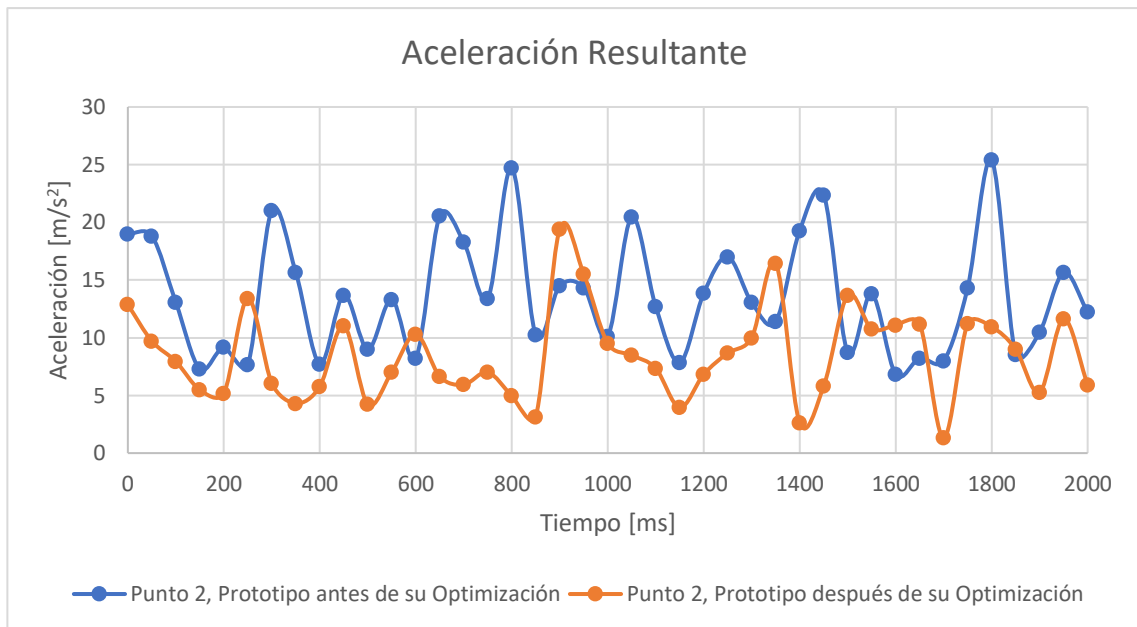


Gráfico 8-4. Aceleración Resultante en el Punto 2.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Tabla 6-4: Aceleración resultante promedio en el Punto 2.

Fase	Aceleración resultante promedio [m/s ²]
Prototipo antes de su optimización	13.662
Prototipo después de su optimización	8.482
Porcentaje de disminución	37.91 %

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

4.1.3. Análisis en el Punto 3

En los gráficos 9-4, 10-4 y 11-4 se representan los valores de las aceleraciones en el eje X, Y y Z en función del tiempo en el punto 3 antes y después de la optimización del prototipo (ver tabla 3-4), en los gráficos 9-4 y 10-4 se evidencia una menor amplitud en el valor de la aceleración.

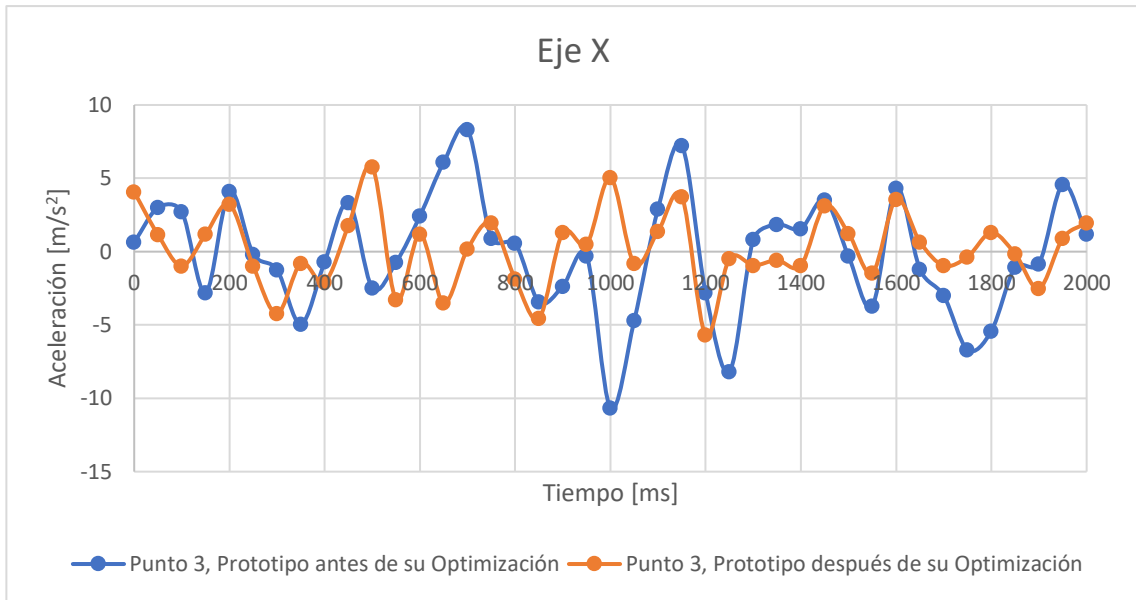


Gráfico 9-4. Aceleración en el Eje X del Punto 3.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

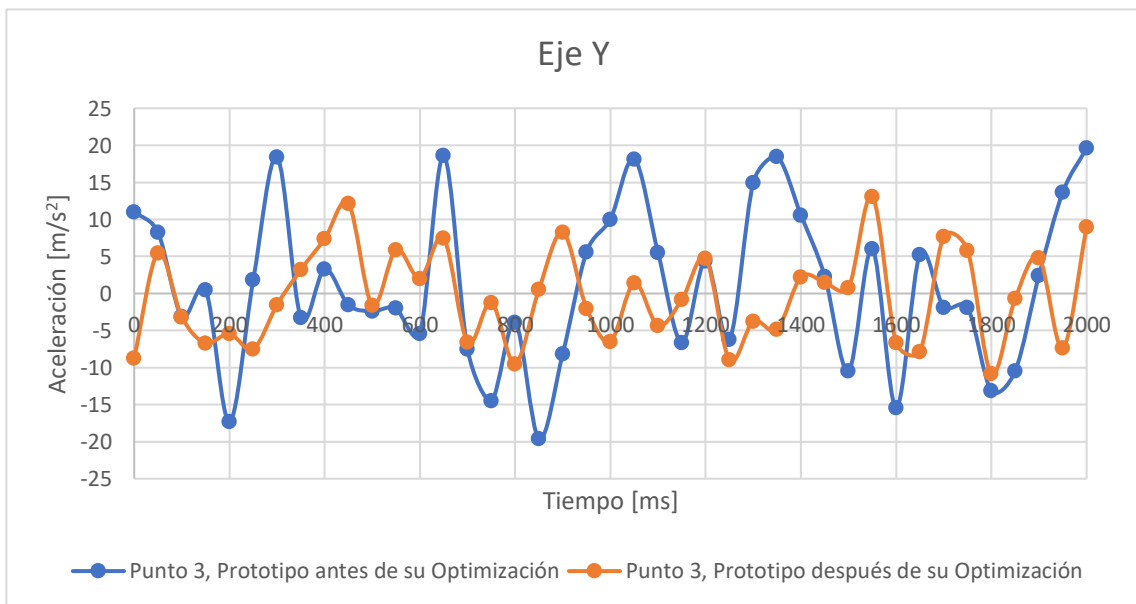


Gráfico 10-4. Aceleración en el Eje Y del Punto 3.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

En el gráfico 11-4 no se observa una disminución aparente en la amplitud de la aceleración, esto puede ser causado por las vibraciones originadas en el motor, puesto que, el punto 3 donde fue tomado los datos esta próximo al motor, donde el movimiento ascendente y descendente del único pistón coincide con el eje Z de las aceleraciones medidas (ver gráfico 55-3), presentadas en la tabla 3-4 y representadas en el gráfico 11-4.

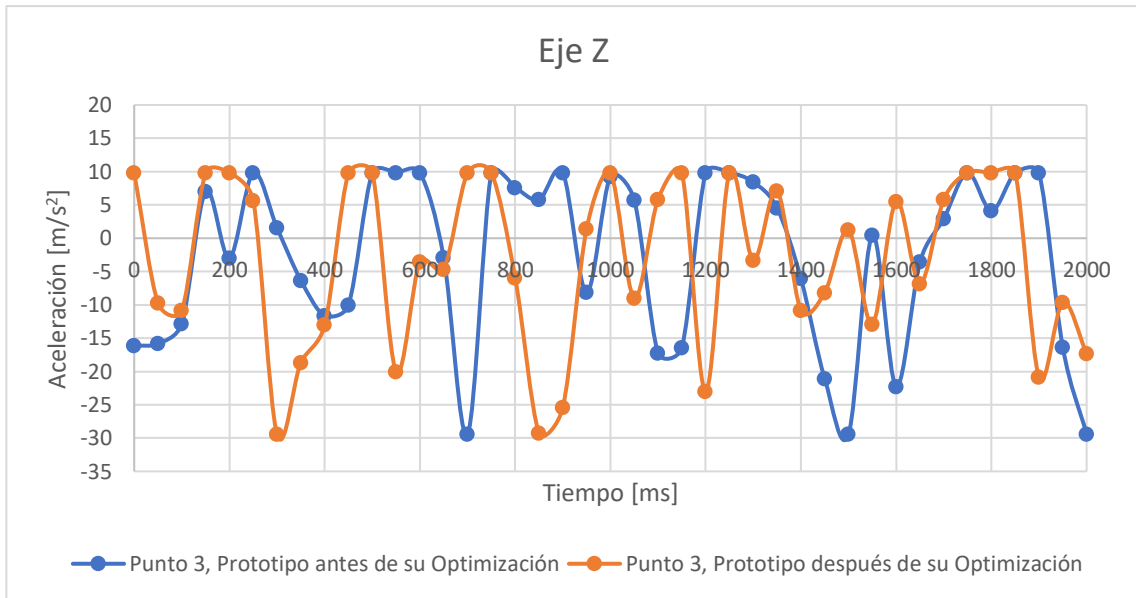


Gráfico 11-4. Aceleración en el Eje Z del Punto 3.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

En el gráfico 12-4 se representa la aceleración resultante en función del tiempo en el punto 3 antes y después de la optimización del prototipo (ver tabla 3-4), se observa la disminución de la amplitud en la aceleración resultante (intensidad de la vibración en el punto 3) después de los cambios realizados en el prototipo de trilladora en el presente trabajo de titulación; la aceleración resultante promedio se redujo en un 16.66%, este valor representa la media de los valores en el gráfico 12-4, que fue determinado en la tabla 3-4 y presentado en la tabla 7-4

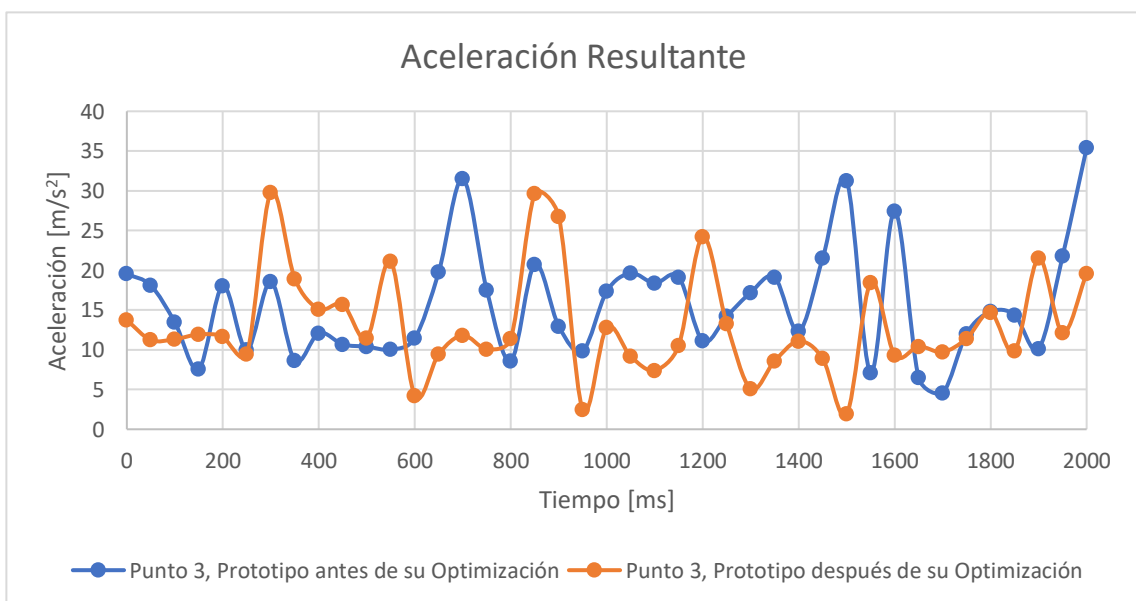


Gráfico 12-4. Aceleración Resultante en el Punto 3.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Tabla 7-4: Aceleración resultante promedio en el Punto 3.

Fase	Aceleración resultante promedio [m/s²]
Prototipo antes de su optimización	15.726
Prototipo después de su optimización	13.105
Porcentaje de disminución	16.66 %

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

4.2. Eficiencia del prototipo de trilladora

Finalizada la metodología descrita en el punto 3.8.2. se evidenció un incremento del 21.72% del grano recolectado por el prototipo (ver tabla 13-4 y 14-4), los datos que sirvieron para demostrar este resultado se presentan en la tabla 8-4 y 9-4, en los cuales se determinó el peso de cada muestra ingresada en la máquina, el peso del material extraído en cada sistema, el peso del grano y el material ajeno al grano (suciedad en la muestra), el porcentaje de grano presente en cada muestra extraída, el grano total ingresado a la máquina y el porcentaje de limpieza del grano recolectado.

Tabla 8-4: Resultados de eficiencia del prototipo antes de su optimización.

Eficiencia del prototipo antes de su optimización								
N° de prueba	Lugar de recolección de la muestra	Peso total de la muestra ingresada [kg]	Peso de la muestra extraída [kg]	Grano en la muestra [kg]	Material ajeno al grano [kg]	% Grano en la muestra	Grano ingresado a la máquina [kg]	% Limpieza del grano recolectado en la Tolva de grano
1	Tolva de grano	3	1.175	0.965	0.21	74.23%	1.3	82.13%
	Criba		0.725	0.065	0.66	5.00%		
	Zarandas		0.405	0.07	0.335	5.38%		
	Otros		0.29	0.2	0.09	15.38%		
2	Tolva de grano	3.2	1.095	0.87	0.225	69.88%	1.245	79.45%
	Criba		0.9	0.08	0.82	6.43%		
	Zarandas		0.4	0.1	0.3	8.03%		
	Otros		0.255	0.195	0.06	15.66%		
3	Tolva de grano	2.94	1.035	0.82	0.215	71.00%	1.155	79.23%
	Criba		0.805	0.065	0.74	5.63%		
	Zarandas		0.42	0.135	0.285	11.69%		
	Otros		0.215	0.135	0.08	11.69%		
4	Tolva de grano	3.015	1.26	0.9	0.36	69.50%	1.295	71.43%
	Criba		0.825	0.06	0.765	4.63%		
	Zarandas		0.4	0.09	0.31	6.95%		
	Otros		0.33	0.245	0.085	18.92%		
5	Tolva de grano	3.08	1.015	0.77	0.245	65.53%	1.175	75.86%
	Criba		0.455	0.07	0.385	5.96%		
	Zarandas		0.27	0.14	0.13	11.91%		
	Otros		0.92	0.195	0.725	16.60%		

6	Tolva de grano	3.08	0.95	0.705	0.245	62.95%	1.12	74.21%
	Criba		1.035	0.09	0.945	8.04%		
	Zarandas		0.43	0.14	0.29	12.50%		
	Otros		0.265	0.185	0.08	16.52%		
Promedio	Tolva de grano	3.0525	1.0883	0.838	0.250		1.215	
	Criba		0.7908	0.072	0.7192			
	Zarandas		0.3875	0.113	0.2750			
	Otros		0.3792	0.193	0.1867			

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

En la tabla 9-4 además de representar los mismos datos descritos anteriormente para la tabla 8-4, se describe un nuevo sistema (Lugar de recolección de la muestra) implementado en el capítulo anterior, el cual es “retrillado” representando la tolva de retrillado, en el cual figuran los valores del peso de la muestra extraída en la tolva, el grano y el material ajeno al grano (suciedad en la muestra) y el porcentaje de grano en la tolva respecto al total ingresado.

Tabla 9-4: Resultados de eficiencia del prototipo después de su optimización.

Eficiencia del prototipo después de su optimización								
N° de prueba	Lugar de recolección de la muestra	Peso total de la muestra ingresada [kg]	Peso de la muestra extraída [kg]	Grano en la muestra [kg]	Material ajeno al grano [kg]	% Grano en la muestra	Grano ingresado a la máquina [kg]	% Limpieza del grano recolectado en la Tolva de grano
1	Tolva de grano	3.05	0.505	0.49	0.015	71.43%	0.686	97.03%
	Retrillado		0.15	0.125	0.025	18.22%		
	Criba		0.815	0.026	0.789	3.79%		
	Zarandas		0.325	0.03	0.295	4.37%		
	Otros		0.02	0.015	0.005	2.19%		
2	Tolva de grano	3.05	1.205	1.165	0.04	78.19%	1.49	96.68%
	Retrillado		0.265	0.21	0.055	14.09%		
	Criba		0.925	0.055	0.87	3.69%		
	Zarandas		0.55	0.03	0.52	2.01%		
	Otros		0.06	0.03	0.03	2.01%		
3	Tolva de grano	3.09	1.12	1.075	0.045	82.69%	1.3	95.98%
	Retrillado		0.195	0.115	0.08	8.85%		
	Criba		0.95	0.055	0.895	4.23%		
	Zarandas		0.39	0.025	0.365	1.92%		
	Otros		0.055	0.03	0.025	2.31%		
4	Tolva de grano	3.02	1.075	1.035	0.04	75.27%	1.375	96.28%
	Retrillado		0.195	0.185	0.01	13.45%		
	Criba		0.79	0.08	0.71	5.82%		
	Zarandas		0.55	0.045	0.505	3.27%		
	Otros		0.045	0.03	0.015	2.18%		
5	Tolva de grano	3.01	0.865	0.83	0.035	80.98%	1.025	95.95%
	Retrillado		0.15	0.105	0.045	10.24%		
	Criba		0.765	0.045	0.72	4.39%		
	Zarandas		0.405	0.02	0.385	1.95%		
	Otros		0.03	0.025	0.005	2.44%		

6	Tolva de grano	3.11	1.09	1.06	0.03	78.52%	1.35	97.25%
	Retrillado		0.24	0.155	0.085	11.48%		
	Criba		0.945	0.065	0.88	4.81%		
	Zarandas		0.5	0.045	0.455	3.33%		
	Otros		0.045	0.025	0.02	1.85%		
Promedio	Tolva de grano	3.055	0.9767	0.9425	0.0342		1.204	
	Retrillado		0.1992	0.1492	0.0500			
	Criba		0.8650	0.0543	0.8107			
	Zarandas		0.4533	0.0325	0.4208			
	Otros		0.0425	0.0258	0.0167			

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

4.2.1. Análisis de eficiencia del grano recolectado

Una vez obtenido los datos de eficiencia en el grano recolectado del prototipo optimizado, se llega a una eficiencia del grano recolectado del 90.57%, evidenciando que el prototipo de trilladora está dentro del estándar mencionado en la Norma NTE INEN 1673 (2013) que se encuentra en el rango de 86% a 96% de eficiencia del grano recolectado. Pudiendo compararse con las siguientes máquinas utilizadas en el proceso de postcosecha en la quinua (ver tabla 10-4).

Tabla 10-4: Eficiencia del grano recolectado en diferentes máquinas utilizadas en la poscosecha de quinua.

País de origen	Máquina	Eficiencia del grano recolectado
Ecuador (Llangarí Tzaqui, y otros, 2012 págs. 166-167); (Nieto C., y otros, 1996 pág. 10).	Combinada John Deere 960	90.60 %
	Trilladora INIAP-CIID	95.00 %
	Trilladora Pullman	96.40 %
	Trilladora Kincaid	96.20 %
	Trilladora CIFEMA S.A.M	96.10 %
	Trilladora y Limpiadora* fabricada en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo	96.60 %
Perú (León Gutiérrez, 2018 pág. 97)	Trilladora fabricada en la Universidad Nacional de San Agustín Facultad de Producción y Servicios	75.00 %

Nota: Trilladora y Limpiadora*. Se realizó la prueba utilizando dos máquinas, lo que aumenta la eficiencia en los resultados.

Fuente: (Llangarí Tzaqui, y otros, 2012); (Nieto C., y otros, 1996); (León Gutiérrez, 2018)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

De los datos obtenidos en la tabla 8-4 y tabla 9-4 de la columna de “% de grano en la muestra” y aplicando la distribución t de student con un valor de confiabilidad al 95%, se obtiene una media y un intervalo de confianza del grano que se recolecta y que se pierde, estos resultados son presentados en las tablas 11-4 y 12-4 de cada sistema en el que se recolecto el grano.

Tabla 11-4: Grano recolectado y pérdidas del prototipo antes de su optimización.

		Límite Inferior	Media	Límite Superior	Desviación Estándar
Grano recolectado	<i>Tolva de grano</i>	64.63%	68.85%	73.07%	4.02%
Pérdidas	<i>Criba</i>	4.68%	5.95%	7.22%	1.21%
	<i>Zarandas</i>	6.26%	9.41%	12.57%	3.01%
	<i>Otros</i>	13.31%	15.79%	18.28%	2.37%

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Tabla 12-4: Grano recolectado y pérdidas del prototipo después de su optimización.

		Límite Inferior	Media	Límite Superior	Desviación Estándar
Grano recolectado	<i>Tolva de grano</i>	73.60%	77.85%	82.09%	4.04%
	<i>Tolva de retrillado</i>	9.23%	12.72%	16.22%	3.33%
Pérdidas	<i>Criba</i>	3.63%	4.46%	5.28%	0.78%
	<i>Zarandas</i>	1.75%	2.81%	3.87%	1.01%
	<i>Otros</i>	1.94%	2.16%	2.38%	0.21%

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

En las tablas 13-4 y 14-4 se representa el grano recolectado, que es el porcentaje de grano de la tolva de grano más el porcentaje de grano recolectado en la tolva de retrillado, finalmente las pérdidas representan el grano recolectado en la criba, zarandas (zapata de limpieza) y por pérdidas (fugas de grano en la máquina); además, se puede apreciar que la cantidad de grano desperdiciado en la criba disminuyo en 25.04% después de su optimización, debido a la acción del batidor y cambio de tamaño de los orificios de la criba.

Tabla 13-4: Grano recolectado y pérdidas totales del prototipo antes de su optimización.

	Límite Inferior	Media	Límite Superior	Desviación Estándar
Grano recolectado	64.63%	68.85%	73.07%	4.02%
Pérdidas	26.93%	31.15%	35.37%	4.02%

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Tabla 14-4: Grano recolectado y pérdidas totales del prototipo después de su optimización.

	Límite Inferior	Media	Límite Superior	Desviación Estándar
Grano recolectado	89.17%	90.57%	91.97%	1.33%
Pérdidas	8.03%	9.43%	10.83%	1.33%

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Como se aprecia en la tabla 13-4 y tabla 14-4, el prototipo de trilladora después de su optimización tiene un incremento del 21.72% del grano recolectado, obteniendo una eficiencia media del 90.57%; en los gráficos 13-4 y 14-4 se puede observar el grano recolectado y las pérdidas en cada sistema antes y después de su optimización respectivamente.



Gráfico 13-4. Grano recolectado y pérdidas del prototipo antes de su optimización.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

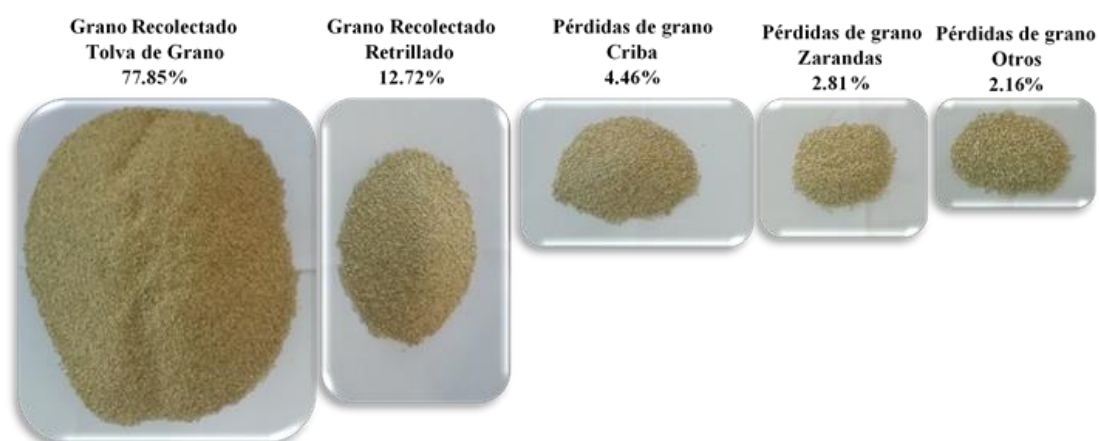


Gráfico 14-4. Grano recolectado y pérdidas del prototipo después de su optimización.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

4.2.2. Análisis del grado de limpieza del grano

De acuerdo al Compendio de Poscosecha de la Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (2010 pág. 16) el porcentaje de material ajeno al grano (materia extraña o suciedad en el grano) que se encuentra en el material recolectado, este debe rondar el 1.5% a 4.5%; siendo, el porcentaje de material ajeno al grano del prototipo optimizado del 3.47%, obteniendo un porcentaje de limpieza mayor al de algunas máquinas utilizadas en el proceso de poscosecha de la quinua en el Ecuador y Bolivia (ver tabla 15-4).

Tabla 15-4: Material ajeno al grano en diferentes máquinas utilizadas en la poscosecha de quinua.

País de origen	Máquina	Material ajeno al grano
Ecuador (Nieto C., y otros, 1996 pág. 10)	Combinada John Deere 960	11.20 %
	Trilladora INIAP-CIID	5.10 %
	Trilladora Pullman	3.70 %
	Trilladora Kincaid	8.70 %
Bolivia (Bazile, y otros, 2013 págs. 265-267)	Trilladora Vencedora modificada (PROINPA)	15.00 %
	Trilladora Tubular (PROINPA)	15.00 %

Fuente: (Nieto C., y otros, 1996); (Bazile, y otros, 2013)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Después de la optimización del prototipo se evidencia un incremento del 19.48%, obteniendo un grado de limpieza media del grano recolectado en la tolva de grano del 96.53%, esto se estima con los valores presentados en las tablas 16-4 y 17-4 que, para determinar dichos valores se utilizó los datos de la tabla 8-4 y tabla 9-4 de la columna de “% de limpieza del grano recolectado en la tolva de grano” y usando la distribución t de student con un valor de confiabilidad al 95%, se obtiene una media y un intervalo de confianza del grado de limpieza en la tolva de grano.

Tabla 16-4: Porcentaje de limpieza del grano en el prototipo antes de su optimización.

	Límite Inferior	Media	Límite Superior	Desviación Estándar
% Grano recolectado	72.92%	77.05%	81.18%	3.93%
% Material ajeno al grano recolectado	18.82%	22.95%	27.08%	

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Tabla 17-4: Porcentaje de limpieza del grano en el prototipo después de su optimización.

	Límite Inferior	Media	Límite Superior	Desviación Estándar
% Grano recolectado	95.96%	96.53%	97.10%	0.54%
% Material ajeno al grano recolectado	2.90%	3.47%	4.04%	

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

En el gráfico 15-4 se puede apreciar el grado de limpieza del prototipo, que es el porcentaje en peso del grano y material ajeno al grano presente en el material recolectado en la tolva de grano antes y después de su optimización, así como el volumen aparente que ocupa cada uno de estos.



Gráfico 15-4. Grado de limpieza del grano del prototipo antes y después de su optimización.

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

4.3. Producción del prototipo de trilladora

Al ser un prototipo no se puede comparar la producción de está con otras máquinas utilizadas para el mismo trabajo, debido a que estos poseen diferencias en su tamaño, peso y elementos utilizados para el proceso de trilla, ocasionando que cada máquina tenga una producción diferente; sin embargo, el prototipo de trilladora propuesto en el presente trabajo de titulación, tiene una producción de aproximadamente 42.9 kg/h, llegando a competir con otras máquinas utilizadas en este mismo trabajo (ver tabla 18-4).

Tabla 18-4: Producción en diferentes máquinas utilizadas en la poscosecha de quinua.

País de origen	Máquina	Producción [kg/h]
Ecuador (Llangarí Tzaqui, y otros, 2012 págs. 166-167); (Nieto C., y otros, 1996 pág. 10).	Combinada John Deere 960	150
	Trilladora INIAP-CIID	36
	Trilladora Pullman	36
	Trilladora Kincaid	22
	Trilladora CIFEMA S.A.M	37
	Trilladora y Limpiadora* fabricada en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo	316
Bolivia (Bazile, y otros, 2013 págs. 265-267)	Trilladora Vencedora modificada (PROINPA)	180 – 210
	Trilladora TR-C (CIFEMA)	276 - 368
	Trilladora Tubular (PROINPA)	95

Fuente: (Llangarí Tzaqui, y otros, 2012); (Nieto C., y otros, 1996); (Bazile, y otros, 2013)

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado el procedimiento descrito en el punto 3.8.3. del capítulo anterior, se obtiene los resultados descritos en las tablas 19-4 y 20-4, en donde se presenta la cantidad de material recolectado en la tolva de grano (ver figura 58-3) en un determinado intervalo de tiempo; como se aprecia en la tabla 21-4 y tabla 22-4, el prototipo de trilladora después de su optimización tiene un incremento medio en la producción de un 115.48% o 22.98 kg/h, proporcionando una producción media de 42.879 kg/h, o 0.945 qq/h. Cabe recalcar que el material recolectado de la tolva de grano no fue limpiado, por lo que los porcentajes de grano y material ajeno al grano (suciedad) en cada muestra rigen con los valores obtenidos en las tablas 16-4 y 17-4.

Tabla 19-4: Medidas de producción en el prototipo antes de su optimización.

N° Muestra	Tiempo de la prueba [s]	Peso de la muestra [kg]	Producción [kg/h]
1	42.28	0.285	24.267
2	50.05	0.29	20.859
3	42.23	0.235	20.033
4	52.36	0.21	14.439

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Tabla 20-4: Medidas de producción en el prototipo después de su optimización.

N° Muestra	Tiempo de la prueba [s]	Peso de la muestra [kg]	Producción [kg/h]
1	120.55	1.37	40.912
2	121.25	1.26	37.410
3	122.6	1.32	38.760
4	120.98	1.60	47.611
5	120.96	1.67	49.702

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

4.3.1. Análisis de la producción del prototipo de trilladora

De los datos obtenidos en la tabla 19-4 y tabla 20-4 de la columna de producción” y usando la distribución t de student con un valor de confiabilidad al 95%, se obtiene una media y un intervalo de confianza de la producción del prototipo de trilladora, estos resultados son presentados en las tablas 21-4 y 22-4, en los cuales se observa la media de la producción, así como los intervalos (rango) de funcionamiento de la máquina.

Tabla 21-4: Producción en el prototipo antes de su optimización.

	Límite Inferior	Media	Límite Superior	Desviación Estándar
<i>Producción [kg/h]</i>	13.415	19.899	26.384	4.076
<i>Producción [qq/h]</i>	0.296	0.439	0.582	0.090

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Tabla 22-4: Producción en el prototipo después de su optimización.

	Límite Inferior	Media	Límite Superior	Desviación Estándar
<i>Producción [kg/h]</i>	36.088	42.879	49.670	5.470
<i>Producción [qq/h]</i>	0.796	0.945	1.095	0.121

Fuente: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

Realizado por: Gómez, J.; Granizo, B. 2020

CONCLUSIONES

- Se determinó los sistemas actualmente usados para limpieza del grano, como son el aumento del área de las zarandas a 4680 cm², el cambio de los orificios de la zaranda inferior a 2.25 milímetros y el implemento de un mecanismo de movimiento a las zarandas, permitiendo obtener un grado de limpieza del grano recolectado del 96.53%.
- Se indagó los sistemas alternativos y complementarios que se emplean para optimizar el proceso de trillado, implementando un batidor que permite una mayor separación del grano atrapado en la paja; por lo tanto, se reduce la cantidad de grano desperdiciado en la criba en un 25.04%.
- Se implementó un nuevo mecanismo que mueva las zarandas, mediante su rediseño, el cual permite a las zarandas oscilar opuestas entre sí, logrando equilibrar las fuerzas generadas y reducir la masa total a mover de 10.3 kg a 5.86 kg, disminuyendo la intensidad de las vibraciones originadas en el prototipo de trilladora en un rango de 16.66% a 37.91%.
- Se resguardó los mecanismos expuestos que pueden resultar perjudiciales al operario (reduciendo el riesgo de contacto con los mecanismos), implementando protectores para las bandas y poleas (mencionado en la norma INEN-ISO 4254-7); además, al añadir enganches para costales (mencionado en la norma INEN-ISO 11228-3), que mejora la ergonomía al momento de la manipulación manual de cargas (costales).
- Se diseñó analíticamente los sistemas seleccionados a ser implementados para optimizar la máquina, aplicando la teoría de distorsión con criterio de Goodman y un factor recomendado de 3 (Vanegas Useche, 2018), determinando el diámetro adecuado para el eje del batidor, siendo de 1 pulgada y demostrar que el eje cilindro desgranador puede soportar con las cargas generadas por la implementación de un batidor.
- Se modeló los prototipos virtuales de los sistemas seleccionados a ser implementados para optimizar la máquina, mediante software CAD (SolidWorks) que facultó posteriormente simular y validar los nuevos mecanismos y elementos a implementar mediante software CAE (ANSYS WORKBENCH), comprobando que los materiales utilizados, dimensiones y factor de seguridad son los adecuados.
- Con la presencia de un representante de la ESPOCH, CEFA, así como de productores de quinua de Chimborazo se realizó una prueba de campo, mismos que manifestaron el prototipo de trilladora cumple con los requerimientos en eficiencia, ergonomía y seguridad. Además, mediante pruebas de laboratorio se verificó el incremento en el grano recolectado en un 21.72% alcanzando una eficiencia del 90.57%, una reducción de un

19.48% en la cantidad de impurezas (material ajeno al grano) presentes en el grano recolectado, llegando a obtener 3.47% de impurezas; finalmente, una producción de 42.79 kg/h (kilogramos/hora) con una mejora de un 115.48% o 22.89 kg/h (kilogramos/hora) más en la producción, frente al prototipo de trilladora antes de su optimización.

- Se elaboró manuales de mantenimiento preventivo y de uso del prototipo, mediante la revisión de información disponible acerca de los elementos del prototipo y con guía de otros modelos de manuales usados en máquinas similares, lo que permite obtener el mejor rendimiento del prototipo el mayor tiempo posible, además de especificar el uso correcto del prototipo de trilladora y dar cuenta de posibles riesgos en su manipulación.

RECOMENDACIONES

- Encontrar la curva de “pérdidas de grano y daño por rotura” (ver gráfico 1-2) en función a la velocidad del cilindro desgranador, para así determinar la zona óptima de trabajo en donde las pérdidas y daño en el grano sean despreciables, además, de determinar en función de la curva si el prototipo de trilladora es un buen o mal dispositivo.
- Determinar el rendimiento de trilla, llevado a cabo en el cilindro desgranador y cóncavo, rendimiento de separación del grano en la criba, asimismo, el rendimiento de separación y limpieza del grano en la zapata de limpieza, debido que, para determinar estos valores es necesario aislar, estudiar y realizar pruebas en cada elemento por separado, dado que las pruebas realizadas en el presente trabajo de titulación fueron hechas con todos los elementos del prototipo de trilladora trabajando en conjunto.
- Hallar la curva de eficiencia o rendimiento del prototipo de trilladora a diferentes velocidades de alimentación del material a trillar (ver gráfico 4-2), para así determinar la velocidad de alimentación adecuado, en donde las pérdidas de grano sean mínimas.
- Realizar todas las recomendaciones anteriormente descritas con diferentes tipos de grano de cereales, de este modo determinar las zonas óptimas de trabajo y eficiencia del prototipo en función de diferentes cultivos; debido, a que el prototipo está diseñado para trillar otros granos de cereales; para lo cual, es necesario realizar ajustes en la distancia entre el cilindro desgranador y cóncavo, además el cambio de zarandas.

GLOSARIO

Bastidor o chasis: es el elemento que sirve de soporte a los diferentes mecanismos que conforman la trilladora, por lo cual debe ser resistente (Llangarí Tzaqui, y otros, 2012).

Batidor: Este elemento no forma parte integral del sistema de trilla, pero actúa como un componente importante en la transición de la trilla a la separación, porque reduce la energía del material que proviene del sistema de trilla y lo orienta hacia el sacapajas o criba (Chaparro Castro, 1997 pág. 7).

Bushels: Unidad de medida equivalente a aproximadamente 35.2 litros en EE. UU (Cambridge Dictionary, 2020).

CEFA: es una organización no gubernamental que apoya a las comunidades más pobres del sur del mundo, con el fin de que logren su autosuficiencia alimenticia y los derechos fundamentales: alimentación, educación, igualdad de género, capacitación y trabajo (CEFA, ca. 2008).

Chumacera: Es un rodamiento que cuenta con un apoyo que permite sujetarla en diferentes inclinaciones y superficies (Hanz, 2018).

COPROBICH: es una organización autónoma, sin fines de lucro, de servicio y beneficio social que luchan para mejorar las condiciones de vida y reducir la exclusión social que sufren los indígenas de la provincia de Chimborazo a través de la puesta en valor de sus productos agrícolas y destacadamente de la quinua (COPROBICH, 2018).

Criba o sacudidores: Los órganos de separación y limpia de una cosechadora convencional los cuales cuentan con amplios agujeros y con movimiento de vaivén que sirve para separar el resto del grano que queda entre la paja (Valero Ubierna, y otros, 2000).

Lona: Tela resistente e impermeable usada para la confección de tiendas de campaña y velas. (Larousse Gran Diccionario, 2016)

Motor de combustión interna: es una máquina que permite transformar energía química en energía mecánica (Gil, 2004 pág. 8).

MOG: (material other than grain) Es todo material diferente del grano (Srivastava, y otros, 2006).

Rendimiento: Se refiere a la proporción que surge entre los medios empleados para obtener algo y el resultado que se consigue (Pérez Porto, y otros, 2012).

Trilladora: Es una máquina agrícola que separa el grano de la paja en diferentes tipos de cereales (Llangarí Tzaqui, y otros, 2012).

Ventilador: Es un elemento que permite generar un flujo constante de aire, el cual ayuda a separar la paja del grano (Llangari Tzaqui, y otros, 2012).

Vibración: Es una oscilación mecánica en torno a una posición de referencia, la cual varía normalmente con el tiempo (IDEARA SL, 2014).

Zapata de limpieza: Es un conjunto de elementos encargados de separar el grano trillado de los elementos diferentes a este como es la paja (Llangari Tzaqui, y otros, 2012).

BIBLIOGRAFÍA

ABASOLO BILBAO, Mikel; et al. *Transmisión por correas*. Paíz Vasco - España : UPV/EHU, 2017.

ARDILLA MARÍN, Juan Gonzalo; et al. DOCPLAYER. [En línea] 24 de Junio de 2016. <https://docplayer.es/71844357-Mesh-independence-in-twisted-tubes-for-heat-exchange-case-study.html>.

BAZILE, Didier; et al. *Estado del arte de la quinua en el mundo en 2013*. Santiago de Chile : CIRAD, 2013.

BUDYNAS, Richard G. & NISBETT, J. Keith. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Ciudad de México : MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A., 2008.

CAMBRIDGE DICTIONARY. Cambridge Dictionary. *Cambridge Dictionary*. [En línea] 2020. <https://dictionary.cambridge.org/es/diccionario/ingles/bushel>.

CARRILLO MANZANO, Jorge Paúl & VUELVA MARCATOMA, José Luis. Diseño y construcción de una trilladora portátil de quinua con acople para propulsión mediante motor de combustión interna del motocultor yto-15y para la empresa coprobich”. Riobamba : s.n., 2019.

CAZAR BOHÓRQUEZ , Paola Dolores & ALAVA RIOFRÍO, Harold Francisco. *PRODUCCIÓN Y COMERCIALIZACIÓN DE QUINUA EN EL ECUADOR*. Guayaquil : s.n., 2004.

CEFA. ca. *CEFA La semilla de la solidaridad*. [En línea] ca. 2008. <https://cefaecuador.org/conocenos/quienes-somos/>.

CHAPARRO CASTRO, José Manuel. Parámetros de operación en las combinadas. *Dialnet*. [En línea] 1997. <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=4902843>.

COPROBICH. *COPROBICH*. [En línea] 2018. <http://coprobich.com/conocenos/>.

Davidson, J. Brownlee & Chase, Leon Wilson. *Farm machinery and farm motors*. Londres : Orange Judd Company, 1909.

DIPAC Manta S.A. *Dipac Manta*. [En línea] 2016. <http://www.dipacmanta.com/>.

FENDT. Fendt 5225 E. *FENDT*. [En línea] 2020. <https://www.fendt.com/es/e-serie-5225-aspectos-destacados>.

FOOD AND AGRICULTURE ORGANIZATION OF THE UNITED NATIONS. *Manual de manejo poscosecha de granos a nivel rural*. Santiago, Chile : Viale delle Terme di Caracalla, 1993.

GIL, Martinez. *El motor de combustion interna*. 2004.

GÓMEZ PANDO, Luz & AGUILAR CASTELLANOS, Enrique. *Guía de cultivo de la quinua*. Lima : Universidad Nacional Agraria la Molina, 2016.

GRUPO BYASA BELTRAN. *Mantenimiento motor de cuatro tiempos*. Grupo Byasa Beltran, 2017.

GUNSHA LLAMUCA, Diego Armando & MENDEZ SIGUENCIA, Robinson Estalin. Optimización del proceso de trillado de quinua, cebada, avena y trigo, mediante el rediseño de la

máquina trilladora multigrano made T2100 para los productores vinculados a las exportadoras de quinua nativa orgánica de la provincia de chimborazo. Riobamba, Chimborazo, Ecuador : s.n., 2019.

HANZ, William. *Que es una Chumacera.* 2018.

HERMO, Martín. *Cosechadoras de Cereales: Sus características.* Madrid - España : ALCUDIA, S.A., 1983, Agricultura.

IDEARA SL. *Vibraciones mecánicas. factores relacionados con la fuente y medidas de control.* España : Confederación de Empresarios de Pontevedra, 2014.

INEN-ISO 11228-3. *Manejo de cargas.* 2003.

INEN-ISO 4254-7. *Maquinaria agrícola. Seguridad.* 2016.

INVENSENSE INC. MPU-6000 and MPU-6050 Product Specification Revision 3.3. California, USA : s.n., 16 de Mayo de 2012. pág. 13.

JOHN DEERE. *John Deere Mantenimiento cosechadora W440 a las 50 horas.* John Deere, 2018.

LAROUSSE GRAN DICCIONARIO. TheFreeDictionary. *Diccionario de la Lengua Española.* [En línea] 2016. <https://es.thefreedictionary.com/lona>.

LEÓN GUTIÉRREZ, Rubén Erickson. Diseño, fabricación y evaluación de máquina trilladora de granos de quinua para la región Sur Peruana. Arequipa, Perú : s.n., 2018.

LLANGARÍ TZAQUI, Edison Fernando & BENALCAZAR SORIA, Eduardo Javier. Diseño y construcción de una trilladora y limpiadora de quinua. Riobamba, Ecuador : s.n., 2012.

MENDENHALL, WILLIAM, Beaver, Robert J. & BEAVER, Barbara J. *Introducción a la probabilidad y estadística.* Santa Fe, EEUU : Cengage Learning Inc., 2010. ISBN-13: 978-607-481-466-8.

MENDOZA GARZÓN, Álvaro Alberto & ROMANO GARCÍA, Freddy Alexander. *Correas Industriales Cálculo y Selección.* Bogotá : s.n., 2006.

MERA ARANA, Victor Osvaldo. Diseño de máquina trilladora portátil. Valdivia-Chile : s.n., 2009.

MISIÓN SAE. ca. MISIÓN SAE. [En línea] ca. 2016. <https://2mp.conae.gov.ar/attachments/article/1313/SAE-MAN-0005-A%20-%20Introduccion%20a%20MPU6050.pdf>.

MONTOYA MERINO, Gonzalo Ernesto. Diseño, construcción y evaluación de una trilladora de quinua. Riobamba : s.n., 1990.

MULTIPERNOS. *Multipernos.* [En línea] DG Marketing Digital, 2018. https://www.multipernos.com/pernos_estructurales.html.

NAYLAMP MECHATRONICS SAC. Naylamp Mechatronics SAC. [En línea] 2016. https://naylampmechatronics.com/blog/45_Tutorial-MPU6050-Aceler%C3%B3metro-y-Giroscopio.html.

NIETO C., Carlos & VIMOS, Carlos. *La quinua, cosecha y poscosecha algunas experiencias en Ecuador.* s.l. : INIAP - Estación Experimental Santa Catalina, 1996.

NTE INEN 1673. *Quinua. Requisitos.* 2013.

NTE INEN-ISO 2631. *Vibración mecánica y choque. Evaluación de la exposición de los seres humanos a la vibración en todo el cuerpo.* 2014.

ORGANIZACIÓN DE LAS NACIONES UNIDAS PARA LA ALIMENTACIÓN Y LA AGRICULTURA. *Quinua: Operaciones de Poscosecha.* [ed.] Danilo Mejia y Beverly Lewis. s.l. : Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura, 2010.

OROZCO MUÑOZ, Juan Pablo & COLÍN VENEGAS, José. *Análisis Modal y Armónico de soporte para pequeños aerogeneradores.* Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Guanajuato. Mexico : s.n., 2011.

ORTIZ-CAÑAVATE, Jaime. *Las máquinas agrícolas y su aplicación.* Madrid : S.A. Mundi-Prensa Libros, 2003.

PERALTA, Eduardo. *La Quinua en el Ecuador.* Quito : s.n., 2011.

PÉREZ PORTO, Julian & MERINO, María. Definicion.de. [En línea] 2012. [Citado el: 12 de agosto de 2020.] <https://definicion.de/rendimiento/>.

RODASEROS. *RODASEROS.* [En línea] 2017. <http://www.rodaseros.com/categoria4.html>.

SINGIRESU S., Rao. *Vibraciones mecánicas.* México : Pearson Educación, 2012.

SKF. Rodamientos. *www.skf.com.* [En línea] Octubre de 2015. https://www.skf.com/binary/87-121486/0901d19680416953-10000_2-ES---Rolling-%20%20bearings.pdf.

SRIVASTAVA, Ajit K.; et al. *Engineering Principles of Agricultural Machines.* St. Joseph, Misuri : American Society of Agricultural and Biological Engineers, 2006.

VALERO UBIERNA, Constantino & ORTIZ-CAÑAVATE PUIG-MAURI, Jaime. Cosechadoras de cereal: historia, elementos y funcionamiento. *Archivo Digital UPM.* [En línea] Mayo de 2000. <http://oa.upm.es/6375/>.

VALERO, Constantino. Cosechadoras de cereal: historia, elementos y funcionamiento. *ResearchGate.* [En línea] Mayo de 2000. https://www.researchgate.net/publication/50379570_Cosechadoras_de_cereal_historia_elementos_y_funcionamiento?enrichId=rgreq-31822d8bb3e0a6f939477ecdb1bacd75-XXX&enrichSource=Y292ZXJQYWdlOzUwMzc5NTcwO0FTOjEwMjAyMTk2OTQ4MTczMkAxNDAxMzM1MzQxNDMx&el=1_x_2&_es.

VALERO, Constantino. Sistemas de trilla y separación en cosechadoras de cereal. *ResearchGate.* [En línea] Mayo de 2004. https://www.researchgate.net/publication/28279489_Sistemas_de_trilla_y_separacion_en_cosechadoras_de_cereal.

VANEGAS USECHE, Libardo Vicente. *Diseño de Elementos de Máquinas.* Pereira, Colombia : Universidad Tecnológica de Pereira, 2018. ISBN: 978-958-722-301-9.

Vazquez, Juan Manuel. *Cosecha de granos.* 2019.