



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD MECÁNICA

CARRERA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ENFARDADORA DE
ALFALFA SECA PARA LA UNIDAD DE APOYO EN PASTOS Y
FORRAJES DE LA ESTACIÓN EXPERIMENTAL TUNSHI -
ESPOCH**

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar por el grado académico de:

INGENIERO MECÁNICO

AUTORES:

PAUL ALEXANDER MORA VITERI

SEGUNDO WIDINSON MULLO REMACHE

Riobamba-Ecuador

2024



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD MECÁNICA
CARRERA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ENFARDADORA DE
ALFALFA SECA PARA LA UNIDAD DE APOYO EN PASTOS Y
FORRAJES DE LA ESTACIÓN EXPERIMENTAL TUNSHI -
ESPOCH**

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar por el grado académico de:

INGENIERO MECÁNICO

AUTORES:

PAUL ALEXANDER MORA VITERI

SEGUNDO WIDINSON MULLO REMACHE

DIRECTOR: ING. EDWIN FERNANDO VITERI NÚÑEZ, PH.D.

Riobamba-Ecuador

2024

© 2024, Paul Alexander Mora Viteri, Segundo Widinson Mullo Remache

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

Nosotros, Paul Alexander Mora Viteri y Segundo Widinson Mullo Remache, declaramos que el presente Trabajo de Integración Curricular es de nuestra autoría y los resultados de este son auténticos. 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 Integración Curricular; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 27 de junio 2024.



Paul Alexander Mora Viteri

C.I: 180533224-2



Segundo Widinson Mullo Remache

C.I: 060604748-8

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA MECÁNICA

El Tribunal del Trabajo de Integración Curricular certifica que: El Trabajo de Integración Curricular; Tipo: Proyecto Técnico, "**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ENFARDADORA DE ALFALFA SECA PARA LA UNIDAD DE APOYO EN PASTOS Y FORRAJES DE LA ESTACIÓN EXPERIMENTAL TUNSHI - ESPOCH**", realizado por los señores **PAUL ALEXANDER MORA VITERI** y **SEGUNDO WIDINSON MULLO REMACHE**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Trabajo de Integración Curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

FIRMA

FECHA

Ing. Sócrates Mígues Aquino Arroba
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL



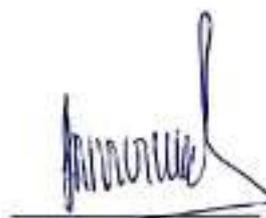
2024-06-27

Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez
DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR



2024-06-27

Ing. Geovanny Guillermo Novillo Andrade
ASESOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR



2024-06-27

DEDICATORIA

Quiero expresar mi sincero agradecimiento a mis padres Luis y Susana, cuyo constante apoyo y motivación han sido fundamentales para alcanzar uno de los sueños más importantes de mi vida. También deseo honrar la memoria de mi ángel guardián, Diego, cuyo legado de valores y enseñanzas perduran en mí, recordándome siempre que con esfuerzo y dedicación se pueden alcanzar grandes logros.

Paúl

Primeramente, a Dios, cuya infinita bondad ha sido mi guía constante en cada paso de este camino. A mi toda mi familia, en especial a mi padre Segundo, por su apoyo incondicional y por ser mi principal fuente de inspiración y perseverancia. También a mi madre Gladys, por su constante respaldo y amor incondicional. A ustedes mis queridos hermanos Jessica, Evelin y Edgar, quienes siempre me han impulsado a seguir adelante en este desafiante proceso académico.

Widinson

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, deseo expresar mi profundo agradecimiento a Dios y al Señor del Consuelito por brindarme la fortaleza y la guía necesaria para alcanzar este importante logro en mi vida. Agradezco de manera especial a todos mis respetados profesores de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo por compartir generosamente sus vastos conocimientos y por contribuir significativamente a mi formación como profesional. Asimismo, quiero reconocer el incondicional apoyo de mis padres, Luis y Susana, cuyo constante respaldo y sacrificio fueron fundamentales en cada etapa de este camino hacia el éxito. A Diego, quien desde el cielo sigue iluminando mi sendero y brindándome fuerzas en cada paso que doy, le estoy eternamente agradecido. Por último, pero definitivamente no menos importante, quiero agradecer a Valeria. Durante todo este tiempo, ha sido mi roca, mi mayor defensora y mi inspiración constante. Su apoyo inquebrantable y sus palabras de aliento me han impulsado a seguir adelante en los momentos más difíciles. Mi gratitud hacia ella es profunda y duradera.

Paúl

A Dios por guiarme y por darme la oportunidad de alcanzar esta importante meta en mi vida. También agradezco profundamente a mi familia, en especial a mi hermana Evelin, por su apoyo incondicional, a la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, así como a mi tutor y asesor por su invaluable orientación, paciencia y apoyo. A todos mis profesores y compañeros, cuyo constante respaldo y orientación han sido fundamentales para alcanzar esta meta. Finalmente, quiero agradecer a todas las personas que contribuyeron para hacer posible este logro.

Widinson

ÍNDICE DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	xii
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	xiv
ÍNDICE DE ANEXOS	xvii
RESUMEN	xviii
SUMMARY	xix
INTRODUCCIÓN	1

CAPÍTULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA	2
1.1. Antecedentes	2
1.2. Planteamiento del problema	3
1.3. Justificación	4
1.3.1. <i>Justificación técnica</i>	4
1.3.2. <i>Justificación económica</i>	4
1.3.3. <i>Justificación social</i>	4
1.4. Objetivos	4
1.4.1. <i>Objetivo general</i>	4
1.4.2. <i>Objetivos específicos</i>	4

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO.....	6
2.1. La alfalfa	6
2.1.1. <i>Morfología de la alfalfa</i>	6
2.1.2. <i>Métodos de conservación de la alfalfa</i>	7
2.1.2.1. <i>Henificación</i>	7
2.1.2.2. <i>Ensilaje</i>	7
2.1.2.3. <i>Henolaje</i>	7
2.1.3. <i>Proceso de henificación</i>	7
2.1.3.1. <i>Corte</i>	7
2.1.3.2. <i>Secado</i>	8
2.1.3.3. <i>Recolección y compactación</i>	9
2.1.3.4. <i>Transporte y almacenamiento</i>	9

2.1.4. Características de la paca de heno de alfalfa	10
2.1.5. Tipos de pacas de heno.	10
2.1.5.1. Paca prismática tradicional	10
2.1.5.2. Paca prismática gigante	11
2.1.5.3. Paca cilíndrica gigante	11
2.2. Máquina enfardadora de alfalfa	12
2.2.1. Tipos de enfardadoras	12
2.2.1.1. Enfardadora manual	12
2.2.1.2. Enfardadora con prensa de biela manivela	13
2.2.1.3. Enfardadora con prensa hidráulica	13
2.2.2. Componentes de una máquina enfardadora	14
2.2.2.1. Cámara de compresión	14
2.2.2.2. Mecanismos de transmisión	14
2.2.2.3. Mecanismos de atado.	14
2.2.2.4. Chasis	14
2.2.2.5. Elementos de conexión	14

CAPÍTULO III

3. MARCO METODOLÓGICO	15
3.1. Generalidades	15
3.2. Requerimientos del cliente	15
3.2.1. Voz del usuario	15
3.2.2. Voz del ingeniero	16
3.2.3. Análisis de competencias	16
3.2.3.1. Competencia No. 1: ORDAGRO COMPAÑIA DE COMERCIO S.A.	16
3.2.3.2. Competencia No. 2: ZHENGZHOU ZENO MACHINERY CO., LTD.	17
3.2.4. Matriz QFD	19
3.2.4.1. Definición de las necesidades de la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi – ESPOCH	19
3.2.4.2. Correlaciones	19
3.2.4.3. Análisis de competitividad	20
3.2.4.4. Evaluación técnica	21
3.2.4.5. Compromisos técnicos	21
3.2.5. Especificaciones técnicas acorde a la matriz QFD	23
3.3. Diseño conceptual	24
3.3.1. Análisis funcional	24

3.3.1.1. Nivel 0	24
3.3.1.2. Nivel 1	25
3.3.1.3. Nivel 2	26
3.3.2. Matriz morfológica	27
3.3.3. Generación de alternativas	28
3.3.3.1. Alternativa 1	29
3.3.3.2. Alternativa 2	29
3.3.3.3. Alternativa 3	29
3.3.4. Evaluación de alternativas	30
3.4. Diseño de materialización	32
3.4.1. Generación de modelado 3D	32
3.4.2. Consideraciones de diseño y construcción	33
3.4.2.1. Tamaño de la paca de alfalfa seca	33
3.4.2.2. Densidad de compactación de la alfalfa seca	33
3.5. Diseño de detalle	34
3.5.1. Cálculo de la presión de compactación	34
3.5.2. Cálculo de la fuerza de compactación	35
3.5.2.1. Área de la sección transversal de la paca de alfalfa	35
3.5.2.2. Fuerza de compactación	35
3.5.3. Análisis cinemático de los mecanismos de la enfardadora de alfalfa	35
3.5.3.1. Análisis cinemático del mecanismo biela – manivela	35
3.5.3.2. Análisis cinemático del mecanismo manivela - balancín	38
3.5.4. Análisis dinámico de los mecanismos de la enfardadora de alfalfa	40
3.5.4.1. Análisis dinámico del mecanismo biela – manivela	41
3.5.4.2. Análisis dinámico del mecanismo manivela - balancín	44
3.5.5. Selección del motor eléctrico	47
3.5.6. Diseño de los eslabones	49
3.5.6.1. Diseño de la biela CE	49
3.5.6.2. Diseño de la manivela AF	52
3.5.6.3. Diseño de la biela FG	54
3.5.6.4. Diseño del balancín GH	56
3.5.7. Selección de correa y poleas	58
3.5.8. Cálculo de tensiones de la correa dentada	63
3.5.9. Diseño a fatiga de los ejes de transmisión	67
3.5.9.1. Diseño del eje de transmisión inferior	67
3.5.9.2. Diseño del eje de transmisión superior	77
3.5.10. Selección de rodamientos	84

3.5.11. <i>Diseño de los reguladores de pacas</i>	88
3.5.12. <i>Diseño de la estructura de soporte</i>	93
3.5.12.1. <i>Carga viva</i>	96
3.5.12.2. <i>Carga muerta</i>	97
3.6. Validación del diseño por el método de elementos finitos	99
3.6.1. <i>Eje de transmisión inferior</i>	99
3.6.1.1. <i>Configuración del material</i>	99
3.6.1.2. <i>Geometría del eje inferior</i>	100
3.6.1.3. <i>Calidad de mallado del eje inferior</i>	101
3.6.1.4. <i>Cargas y condiciones de frontera</i>	101
3.6.2. <i>Eje de transmisión superior</i>	102
3.6.2.1. <i>Configuración del material</i>	102
3.6.2.2. <i>Geometría del eje superior</i>	103
3.6.2.3. <i>Calidad de mallado del eje superior</i>	103
3.6.2.4. <i>Cargas y condiciones de frontera</i>	104
3.6.3. <i>Control de la enfardadora de alfalfa</i>	104

CAPÍTULO IV

4. MARCO DE ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	106
4.1. Resultados de la evaluación de alternativas de diseño	106
4.2. CAD del ensamblaje completo de la enfardadora de alfalfa seca	106
4.3. Resultados del análisis estructural en SAP2000	107
4.3.1. <i>Resultados del análisis de rigidez</i>	107
4.3.2. <i>Resultados del análisis de resistencia</i>	107
4.4. Resultados del análisis MEF mediante ANSYS	108
4.4.1. <i>Resultados del eje de transmisión inferior</i>	108
4.4.1.1. <i>Resultado de deformación total</i>	108
4.4.1.2. <i>Resultado del esfuerzo equivalente de Von Mises</i>	108
4.4.1.3. <i>Resultado del factor de seguridad estático</i>	109
4.4.1.4. <i>Resultado del factor de seguridad dinámico</i>	109
4.4.2. <i>Eje de transmisión superior</i>	110
4.4.2.1. <i>Resultado de deformación total</i>	110
4.4.2.2. <i>Resultado del esfuerzo equivalente de Von Mises</i>	110
4.4.2.3. <i>Resultado del factor de seguridad estático</i>	111
4.4.2.4. <i>Resultado del factor de seguridad dinámico</i>	111
4.5. Construcción de la máquina enfardadora de alfalfa seca	112

4.5.1. <i>Proceso de corte</i>	112
4.5.2. <i>Proceso de doblado</i>	112
4.5.3. <i>Proceso de torneado</i>	113
4.5.4. <i>Proceso de soldadura</i>	114
4.5.5. <i>Proceso de pintado</i>	114
4.6. Protocolo de pruebas de funcionamiento	115
4.6.1. <i>Inspección visual</i>	115
4.6.2. <i>Pruebas mecánicas</i>	115
4.6.3. <i>Pruebas eléctricas</i>	116
4.7. Análisis de costos	118
4.7.1. <i>Costos directos</i>	118
4.7.1.1. <i>Costo de materiales</i>	118
4.7.1.2. <i>Costo de mano de obra</i>	119
4.7.1.3. <i>Costo de manufactura</i>	119
4.7.1.4. <i>Costo de transporte</i>	119
4.7.1.5. <i>Costo directo total</i>	120
4.7.2. <i>Costos indirectos</i>	120
4.7.3. <i>Costo total</i>	120
4.8. Guía de seguridad	121
4.9. Plan de mantenimiento preventivo	122
4.9.1. <i>Responsabilidades del personal</i>	123
4.9.2. <i>Mantenimiento preventivo</i>	123
4.10. Manual de operación	125
CONCLUSIONES	127
RECOMENDACIONES	128

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1: Composición nutritiva del heno de alfalfa según el momento de corte.	10
Tabla 3-1: Voz del ingeniero.....	16
Tabla 3-2: Ficha técnica competencia N°1	17
Tabla 3-3: Ficha técnica competencia N°2.....	18
Tabla 3-4: Escala de la necesidad del usuario	19
Tabla 3-5: Factor de incidencia.....	19
Tabla 3-6: Correlaciones	20
Tabla 3-7: Factor de venta.....	20
Tabla 3-8: Análisis de competitividad.....	20
Tabla 3-9: Evaluación técnica	21
Tabla 3-10: Compromisos técnicos	22
Tabla 3-11: Casa de calidad	22
Tabla 3-12: Matriz morfológica	27
Tabla 3-13: Alternativas de diseño y su color característico	28
Tabla 3-14: Evaluación del peso específico de cada criterio	30
Tabla 3-15: Evaluación del peso específico del criterio capacidad	31
Tabla 3-16: Evaluación del peso específico del criterio eficiencia	31
Tabla 3-17: Evaluación del peso específico del criterio costo.....	31
Tabla 3-18: Evaluación del peso específico del criterio operabilidad.....	31
Tabla 3-19: Evaluación del peso específico del criterio mantenibilidad.....	32
Tabla 3-20: Evaluación del peso específico del criterio resistencia.....	32
Tabla 3-21: Datos conocidos del mecanismo biela – manivela.	36
Tabla 3-22: Datos conocidos del mecanismo manivela - balancín	39
Tabla 3-23: Reacciones del mecanismo biela – manivela en la posición crítica.....	44
Tabla 3-24: Reacciones del mecanismo manivela – balancín en la posición crítica.	47
Tabla 3-25: Datos conocidos para la selección de la correa y las poleas	58
Tabla 3-26: Factor de servicio.....	59
Tabla 3-27: Parámetros seleccionados en función de la relación de transmisión	60
Tabla 3-28: Factor de corrección C_4	61
Tabla 3-29: Factor multiplicativo para un ancho de correa de 85mm.....	61
Tabla 3-30: Tolerancia mínimas de instalación de las poleas.....	62
Tabla 3-31: Correa dentada HiTD PHG 1400-14M-85	62
Tabla 3-32: Masa de la correa por unidad de longitud	64
Tabla 3-33: Factor de relación de arco de contacto	65

Tabla 3-34: Datos conocidos para el diseño del eje inferior	67
Tabla 3-35: Parámetros a y b en el factor de condición superficial	73
Tabla 3-36: Factor de confiabilidad k_c	73
Tabla 3-37: Factor de temperatura k_d	74
Tabla 3-38: Datos conocidos para el eje de transmisión superior.....	78
Tabla 3-39: Datos conocidos para la selección de rodamientos del eje inferior.	84
Tabla 3-40: Carga radial equivalente	85
Tabla 3-41: Selección del rodamiento rígido de bolas 6208.....	86
Tabla 3-42: Datos conocidos para la selección de rodamientos del eje superior.	86
Tabla 3-43: Selección del rodamiento rígido de bolas 6702.....	87
Tabla 3-44: Propiedades mecánicas de los alambres de resorte.....	89
Tabla 3-45: Ecuaciones para las dimensiones de los resortes a compresión.....	90
Tabla 3-46: Factores A y m estimar la resistencia a la tensión de alambres para resortes	91
Tabla 3-47: Patrones de carga en SAP2000.	96
Tabla 3-48: Pesos de los componentes de la enfardadora de alfalfa seca.	97
Tabla 3-49: Métricas de calidad de malla del eje de transmisión inferior.....	101
Tabla 3-50: Métricas de calidad de malla del eje de transmisión superior	104
Tabla 4-1: Resultados de la evaluación de alternativas	106
Tabla 4-2: Resultados del protocolo de pruebas de funcionamiento.....	116
Tabla 4-3: Costo de materiales.....	118
Tabla 4-4: Costo de mano de obra.....	119
Tabla 4-5: Costo de manufactura	119
Tabla 4-6: Costo de transporte	120
Tabla 4-7: Costo directo total.....	120
Tabla 4-8: Costo indirecto total.....	120
Tabla 4-9: Costo total.....	120
Tabla 4-10: Identificación de riesgos en la máquina enfardadora	121
Tabla 4-11: Medidas de seguridad	121
Tabla 4-12: Hoja de datos técnicos de la maquina enfardadora de alfalfa seca	122
Tabla 4-13: Responsabilidades del personal	123
Tabla 4-14: Plan de mantenimiento preventivo.....	123
Tabla 4-15: Manual de operación.....	125

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 2-1:	Alfalfa en estado de inicio de floración.	6
Ilustración 2-2:	Morfología de una planta de alfalfa.	6
Ilustración 2-3:	Efecto del estado de crecimiento en la calidad de la alfalfa.	8
Ilustración 2-4:	Corte de un campo de alfalfa.	8
Ilustración 2-5:	Recolección y compactación de alfalfa con máquinas enfardadoras.	9
Ilustración 2-6:	Almacenamiento de henos de alfalfa bajo techo.	10
Ilustración 2-7:	Paca prismática tradicional.	11
Ilustración 2-8:	Paca prismática gigante.	11
Ilustración 2-9:	Paca cilíndrica gigante.	11
Ilustración 2-10:	Enfardadora manual.	13
Ilustración 2-11:	Empacadora John Deere 14T con prensa de biela manivela.	13
Ilustración 2-12:	Enfardadora con prensa hidráulica.	14
Ilustración 3-1:	Análisis funcional nivel 0.	24
Ilustración 3-2:	Análisis funcional nivel 1.	25
Ilustración 3-3:	Análisis funcional nivel 2.	26
Ilustración 3-4:	Modelo 3D de la enfardadora de alfalfa seca.	32
Ilustración 3-5:	Mecanismos de la enfardadora de alfalfa seca.	33
Ilustración 3-6:	Dimensiones de la paca de alfalfa seca.	33
Ilustración 3-7:	Densidad aparente frente a presión para la compactación de alfalfa seca.	34
Ilustración 3-8:	Mecanismo biela – manivela.	36
Ilustración 3-9:	Circuito vectorial del mecanismo biela – manivela.	36
Ilustración 3-10:	Mecanismo manivela – balancín.	38
Ilustración 3-11:	Circuito vectorial del mecanismo manivela – balancín.	39
Ilustración 3-12:	Geometría de la máquina enfardadora de alfalfa en Adams View.	41
Ilustración 3-13:	Curva del torque en función del tiempo del mecanismo biela – manivela.	42
Ilustración 3-14:	Posición crítica de torque máximo del mecanismo biela – manivela.	42
Ilustración 3-15:	Fuerzas de reacción en la junta A del mecanismo biela – manivela.	43
Ilustración 3-16:	Momentos de reacción en la junta A del mecanismo biela – manivela.	43
Ilustración 3-17:	Fuerzas de reacción en la junta C del mecanismo biela – manivela.	43
Ilustración 3-18:	Fuerzas de reacción en la junta E del mecanismo biela – manivela.	44
Ilustración 3-19:	Curva del torque en función del tiempo del mecanismo manivela – balancín.	45
Ilustración 3-20:	Posición crítica de torque máximo del mecanismo manivela – balancín.	45
Ilustración 3-21:	Fuerzas de reacción en la junta F del mecanismo manivela – balancín.	46
Ilustración 3-22:	Fuerzas de reacción en la junta G del mecanismo manivela – balancín.	46

Ilustración 3-23: Fuerzas de reacción en la junta H del mecanismo manivela – balancín.....	46
Ilustración 3-24: Curva de potencia requerida para la enfardadora de alfalfa seca	47
Ilustración 3-25: Información técnica del motorreductor eléctrico SESAME G14H-2200W ...	48
Ilustración 3-26: Descomposición de las fuerzas en los ejes locales de la biela CE	49
Ilustración 3-27: Análisis estático en la biela CE	50
Ilustración 3-28: Descomposición de las fuerzas en los ejes locales de la manivela AF.....	52
Ilustración 3-29: Análisis estático en la manivela AF.....	53
Ilustración 3-30: Descomposición de las fuerzas en los ejes locales de la biela FG.	54
Ilustración 3-31: Análisis estático en la biela FG.	55
Ilustración 3-32: Descomposición de las fuerzas en los ejes locales del balancín GH.	56
Ilustración 3-33: Análisis estático en el balancín FG.....	57
Ilustración 3-34: Sección transversal de la correa.....	60
Ilustración 3-35: Polea conductora PHP 28-14M-85TB	63
Ilustración 3-36: Polea conducida PHP 56-14M-85TB	63
Ilustración 3-37: Sistema de transmisión de enfardadora de alfalfa seca.	65
Ilustración 3-38: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas de la polea conducida.	66
Ilustración 3-39: Diagrama de cuerpo libre del eje inferior en la posición crítica.....	67
Ilustración 3-40: Momento torsional equivalente en C'	68
Ilustración 3-41: Fuerzas que actúan en eje inferior.	68
Ilustración 3-42: Fuerzas que actúan en el plano xy del eje inferior.	69
Ilustración 3-43: Diagrama de momento flector del eje inferior plano xy.	69
Ilustración 3-44: Fuerzas que actúan en el plano xz del eje inferior.	69
Ilustración 3-45: Diagrama de momento flector del eje inferior plano xz.....	70
Ilustración 3-46: Diagrama de momentos torsores del eje inferior.	71
Ilustración 3-47: Flexión completamente invertida.	71
Ilustración 3-48: Torsión completamente invertida.	71
Ilustración 3-49: Geometría preliminar del eje de transmisión inferior	72
Ilustración 3-50: Sensibilidad de la muesca para flexión invertida.....	75
Ilustración 3-51: Factor k_t para un eje de sección circular con cambio de sección.	75
Ilustración 3-52: Sensibilidad de la muesca para torsión invertida.	76
Ilustración 3-53: Factor k_{ts} para un eje de sección circular con cambio de sección.	77
Ilustración 3-54: Fuerzas que actúan en eje superior.	78
Ilustración 3-55: Fuerzas que actúan en el plano xy del eje superior.	78
Ilustración 3-56: Diagrama de momento flector del eje superior plano xy.	79
Ilustración 3-57: Fuerzas que actúan en el plano xz del eje superior.	79
Ilustración 3-58: Diagrama de momento flector del eje superior plano xz.	80
Ilustración 3-59: Torsión a esfuerzo fluctuante.	81

Ilustración 3-60: Geometría preliminar del eje de transmisión superior	82
Ilustración 3-61: Estructura metálica del soporte de la enfardadora.	93
Ilustración 3-62: Estructura metálica simplificada en SAP2000.....	94
Ilustración 3-63: Ángulo laminado en caliente 40x3mm.	94
Ilustración 3-64: Ángulo laminado en caliente 50x3mm	95
Ilustración 3-65: Asignación de los perfiles estructurales en SAP2000.....	95
Ilustración 3-66: Asignación de carga viva en SAP2000.....	97
Ilustración 3-67: Asignación de carga muerta en SAP2000.....	98
Ilustración 3-68: Configuración del material AISI 4340 normalizado.	99
Ilustración 3-69: División de caras del eje de transmisión inferior en SpaceClaim	100
Ilustración 3-70: Creación de contactos entre elementos	100
Ilustración 3-71: Calidad de malla del eje de transmisión inferior.....	101
Ilustración 3-72: Asignación de cargas y apoyos del eje de transmisión inferior.....	102
Ilustración 3-73: Configuración del material AISI 1018 CD.	102
Ilustración 3-74: División de caras del eje de transmisión superior en SpaceClaim.	103
Ilustración 3-75: Calidad de malla del eje de transmisión superior.....	103
Ilustración 3-76: Asignación de cargas y apoyos del eje de transmisión superior.	104
Ilustración 3-77: Diagrama de conexión del sistema de control de la enfardadora	105
Ilustración 4-1: Ensamblaje total de la enfardadora de alfalfa seca	106
Ilustración 4-2: Deformación máxima de la estructura de soporte.....	107
Ilustración 4-3: Razón de demanda-capacidad de la estructura de soporte.	107
Ilustración 4-4: Deformación máxima del eje de transmisión inferior.	108
Ilustración 4-5: Esfuerzo equivalente del eje de transmisión inferior	108
Ilustración 4-6: Factor de seguridad estático del eje de transmisión inferior	109
Ilustración 4-7: Factor de seguridad dinámico del eje de transmisión inferior.....	109
Ilustración 4-8: Deformación máxima del eje de transmisión superior.....	110
Ilustración 4-9: Esfuerzo equivalente del eje de transmisión superior.	110
Ilustración 4-10: Factor de seguridad estático del eje de transmisión superior.	111
Ilustración 4-11: Factor de seguridad dinámico del eje de transmisión superior.	111
Ilustración 4-12: Proceso de corte en una cortadora plasma CNC.	112
Ilustración 4-13: Proceso de doblado.....	113
Ilustración 4-14: Proceso de torneado en las piezas cilíndricas de la enfardadora.	113
Ilustración 4-15: Proceso de soldadura GMAW en los componentes de la enfardadora.	114
Ilustración 4-16: Proceso de pintado.....	115

ÍNDICE DE ANEXOS

- ANEXO A:** ENCUESTA DE REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE
- ANEXO B:** ANÁLISIS DE LA COMPETENCIA 1 – QFD – ORDAGRO COMPAÑIA DE COMERCIO S.A.
- ANEXO C:** ANÁLISIS DE LA COMPETENCIA 2 – QFD – ZHENGZHOU ZENO MACHINERY CO., LTD.
- ANEXO D:** ANÁLISIS DINÁMICO EN EL PUNTO CRÍTICO DEL MECANISMO BIELA – MANIVELA EN ADAMS
- ANEXO E:** ANÁLISIS DINÁMICO EN EL PUNTO CRÍTICO DEL MECANISMO MANIVELA – BALANCÍN EN ADAMS
- ANEXO F:** HOJA DE CÁLCULO EN EXCEL PARA EL DISEÑO DE LA ENFARDADORA DE ALFALFA SECA
- ANEXO G:** ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL MOTORREDUCTOR SESAME G14H-2200W.
- ANEXO H:** CATÁLOGO NTN PARA RODAMIENTO Y CHUMACERAS
- ANEXO I:** PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS EJES DE TRANSMISIÓN
- ANEXO J:** PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS PERFILES ESTRUCTURALES DE ACERO ASTM A36
- ANEXO K:** COMBINACIONES DE CARGA SEGÚN LA NORMA NEC-SE-CG
- ANEXO L:** ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL VARIADOR DE FRECUENCIA RELKOM PI150 2R2G1
- ANEXO M:** REGISTRO FOTOGRÁFICO DE LA CONSTRUCCIÓN DE LA ENFARDADORA DE ALFALFA SECA

RESUMEN

En el presente trabajo de integración curricular, se diseñó y construyó de una enfardadora de alfalfa seca para la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi - ESPOCH. Este trabajo surgió como respuesta a los desafíos enfrentados por la Unidad en la gestión y almacenamiento de la alfalfa, cuyo manejo inadecuado de estos procesos puede afectar en la alimentación del ganado, especialmente en períodos de sequía. Se empleó la metodología QFD para establecer los parámetros funcionales y los requisitos de diseño. Mediante una matriz morfológica, se evaluaron diversas alternativas de diseño y se seleccionó una enfardadora de configuración horizontal con dos mecanismos acoplados: biela-manivela y manivela-balancín. Se diseñaron y seleccionaron los componentes mecánicos teniendo en cuenta que la enfardadora posee una densidad de compactación de 110 kg/m^3 , mientras que la estructura de soporte se diseñó utilizando SAP2000. El diseño fue validado mediante simulaciones por el método de elementos finitos en ANSYS, garantizando su integridad estructural y un buen comportamiento mecánico. La construcción y ensamblaje se realizaron en varias etapas para asegurar la facilidad de operación y mantenimiento. Finalmente, las pruebas de funcionamiento confirmaron que la enfardadora tiene una capacidad de producción de 30 pacas por hora, con pacas prismáticas de dimensiones $40 \times 30 \times 60 \text{ cm}$ y un peso de 8kg. Estos resultados ratifican el cumplimiento de los objetivos propuestos y la satisfacción de las necesidades de la Unidad en términos de producción y forma del enfardado.

Palabras clave: <ESTACIÓN EXPERIMENTAL TUNSHI> <ENFARDADORA DE ALFALFA> <ALFALFA SECA> <METODOLOGÍA QFD> <DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN> <BIELA-MANIVELA> < MANIVELA-BALANCÍN> <PASTOS Y FORRAJES>.

1039-DBRA-UPT-2024

A handwritten signature in blue ink is written over a rectangular official stamp. The stamp is purple and contains the text 'UNIVERSIDAD DE PASTO' and 'SECRETARÍA DE INVESTIGACIONES CIENTÍFICAS'.

SUMMARY

In this curricular integration work, a dry alfalfa baler was designed and built for the Pasture and Forage Support Unit of the Tunshi Experimental Station - ESPOCH. This work arose as a response to the challenges faced by the Unit in the management and storage of alfalfa, whose inadequate management of these processes can affect livestock feeding, especially in periods of drought. The QFD methodology was used to establish the functional parameters and design requirements. Using a morphological matrix, various design alternatives were evaluated and a horizontal configuration baler with two coupled mechanisms was selected: crank-crank and rocker-crank. The mechanical components were designed and selected taking into account that the baler has a compaction density of 110 kg/m^3 , while the support structure was designed using SAP2000. The design was validated by means of simulations using the finite element method in ANSYS, guaranteeing its structural integrity and good mechanical performance. Construction and assembly were carried out in several stages to ensure ease of operation and maintenance. Finally, the operational tests confirmed that the baler has a production capacity of 30 bales per hour, with prismatic bales measuring $40 \times 30 \times 60 \text{ cm}$ and weighing 8 kg. These results confirm the fulfillment of the proposed objectives and the satisfaction of the needs of the Unit in terms of production and baling shape.

Keywords: <TUNSHI EXPERIMENTAL STATION> <ALFALFA BALER> <DRY ALFALFA> <QFD METHODOLOGY> <DESIGN AND CONSTRUCTION> <CRANK-ROD> <CRANK-ROD> <PASTURES AND FORAGE>.



Lic. Luis Francisco Mantilla Cabrera Mgs.

0603747809

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo se titula: diseño y construcción de una enfardadora de alfalfa seca para la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi – ESPOCH. Esta iniciativa surgió de la necesidad de facilitar una gestión eficaz del almacenamiento de la alfalfa y mejorar la calidad de la alimentación del ganado. Además, buscó ofrecer una alternativa económica y accesible para la producción de pacas de heno, dado que las enfardadoras disponibles en el mercado nacional suelen ser robustas y dependientes de un tractor, con costos de adquisición elevados. En respuesta a esta situación, se propuso el diseño de una enfardadora independiente del tractor y de menor costo.

La metodología empleada se basó en el despliegue de la función de calidad (QFD), que permitió considerar las necesidades específicas de la Unidad hasta obtener las especificaciones técnicas de diseño requeridas. Mediante una matriz morfológica, se seleccionó la alternativa de diseño más adecuada. Se utilizaron software CAD/CAE como ANSYS y SAP 2000 para validar el diseño en términos de resistencia y rigidez.

El objetivo principal de este trabajo fue diseñar y construir una máquina enfardadora de alfalfa seca para la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi – ESPOCH. Para lograrlo, se establecieron objetivos específicos que incluyen la identificación de parámetros funcionales y requerimientos de diseño, la selección de los mecanismos más adecuados, el diseño y/o selección de componentes mecánicos, la validación del diseño por el método de elementos finitos, la construcción y ensamblaje de la enfardadora, la evaluación de los resultados obtenidos en las pruebas de funcionamiento y la elaboración del análisis de costos del diseño propuesto de la máquina enfardadora.

CAPÍTULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

1.1. Antecedentes

Dentro del panorama de los sectores económicos productivos de Ecuador, el sector agropecuario destaca por su capacidad para impulsar el crecimiento económico. En el año 2021, el sector que abarca la cría de ganado y otros animales, productos animales y actividades de apoyo generó un Valor Agregado Bruto de \$522.54 millones, representando así el 0.78% del PIB total del país (CFN Ecuador, 2021).

La ganadería en Ecuador se basa en el pastoreo, donde los pastos no solo son la opción más económica para alimentar al ganado, sino que también proporcionan todos los nutrientes necesarios para un buen desempeño animal. Sin embargo, las variaciones estacionales en el crecimiento de los forrajes pueden generar restricciones en la alimentación de los animales. Por lo tanto, cualquier esfuerzo dirigido a mejorar la tecnología de almacenamiento de forraje tendrá un impacto directo en el rendimiento animal y la producción de carne, leche o lana (León, et al., 2018).

Salas y Seclen (2020) desarrollaron el trabajo de “Diseño de una máquina enfardadora de alfalfa con capacidad de 50 kg para pequeños productores en el sector agroganadero de la Zona Norte del Perú” en la Universidad Señor de Sipán en Perú. El objetivo del estudio fue mejorar el proceso de compactación de heno para los pequeños productores de la región. Para el diseño de la máquina, se determinó inicialmente la capacidad de producción, calculada mediante ensayos de densidad utilizando 1.365 kg de alfalfa y un volumen objetivo de 0.1816 m³ por fardo. Se optó por un sistema de compactación vertical que emplea un multiplicador de fuerza compuesto por engranajes, logrando una relación de transmisión de hasta 17.1 y requiriendo 100 rpm. Se utilizaron dos motorreductores de 1 HP cada uno (1.5 kW en total) alimentados por un Generador Honda GX-290 que funciona con gasolina. El diseño se validó mediante el software SolidWorks. Finalmente, llevaron a cabo una evaluación técnico-económica de la máquina, la cual demostró que el proyecto es completamente rentable y comienza a generar beneficios a partir del segundo año de operación, sin embargo, no se realizó la construcción de la máquina.

Suarez y Pinto (2019) realizaron el trabajo de investigación titulado “Desarrollo de un prototipo de máquina enfardadora de pasto con fines didácticos para la carrera técnica profesional en producción agropecuaria del Instituto de Proyección Regional y Educación a Distancia (IPRED) de la Universidad Industrial de Santander” en Colombia. Su enfoque fue la creación de un prototipo de máquina enfardadora de pasto destinado a estudiantes de Producción Agropecuaria en el IPRED. El prototipo diseñado incluyó una ventana de alimentación cuadrada de 30 cm x 40 cm para el pasto, dos sistemas de compactación (uno manual con una palanca y otro neumático), capaces de producir fardos de dimensiones de 60x40x30cm con un peso de 20 kg. La máquina utilizó cuerdas de fique para el amarre y fue equipada con dos ruedas para facilitar su transporte.

El diseño fue validado con el software SolidWorks antes de la construcción. El proyecto concluyó con la creación de un manual de funcionamiento.

López y Pichucho (2012), llevaron a cabo un proyecto titulado “Diseño y simulación de una máquina compactadora de fardos de heno o pasto verde con dimensiones de 600x400x300mm” en la Universidad Politécnica Salesiana en Quito. Durante el desarrollo de este proyecto, se exploraron tres alternativas para el proceso de compactación de fardos. Después de un análisis de costos y beneficios, se optó por diseñar una compactadora vertical de heno con un sistema de compactación hidráulico, especialmente adaptada a las necesidades de la Hacienda San José en el Cantón Mejía. Esta máquina tiene la capacidad de producir fardos de heno de 600x400x300mm con densidades que oscilan entre 125Kg/m³ y 150Kg/m³, con un peso aproximado de 9 kg. Como parte del proceso de validación del diseño, se realizaron simulaciones utilizando el software Autodesk Inventor, sin embargo, no se realizó la construcción de la máquina.

Según el análisis del panorama actual, se observa la presencia de investigaciones vinculadas al enfardado de forraje a nivel internacional. Sin embargo, en nuestro país, el avance de tecnologías en este campo es limitado, siendo predominante la presencia de maquinaria importada. Esta tesis contribuye al desarrollo y presenta oportunidades de crecimiento en el sector agroganadero.

1.2. Planteamiento del problema

La Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi - ESPOCH dispone de dos hectáreas de cultivo de alfalfa y lleva a cabo entre 6 a 8 cortes anuales. Sin embargo, enfrenta desafíos críticos relacionados con la gestión de la alfalfa, su almacenamiento y su impacto en la alimentación del ganado. Factores como la escasez estacional de alfalfa, el almacenamiento manual inadecuado y su directa influencia en la calidad de la alimentación del ganado, especialmente los terneros, generan complicaciones significativas. Estos desafíos, agravados por los cambios climáticos, tienen un impacto negativo en la disponibilidad de alimento, el crecimiento y la producción del ganado, resaltando la urgencia de encontrar soluciones para compactar y almacenar la alfalfa.

A pesar de que el mercado actual ofrece máquinas robustas capaces de realizar el proceso de corte y empaquetado de manera simultánea, estas resultan idóneas para grandes industrias. No obstante, el elevado costo de adquisición de dicha maquinaria las convierte en inaccesibles para pequeños y medianos productores, situación que también afecta a la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes. Este conjunto de desafíos impacta directamente la productividad y sostenibilidad de la ganadería, destacando la necesidad de diseñar y construir una enfardadora de alfalfa seca específicamente adaptada a las condiciones y requerimientos de la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi - ESPOCH.

1.3. Justificación

1.3.1. Justificación técnica

El diseño y la construcción de una máquina enfardadora de alfalfa destinada a la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi - ESPOCH se fundamentó en la integración de conocimientos teóricos y prácticos adquiridos a lo largo de la formación en ingeniería mecánica. Este proceso implicó la aplicación de conceptos provenientes de diversas áreas de conocimiento como mecanismos, diseño de elementos de máquinas, resistencia de materiales, método de elemento finito, y dinámica. Además, todo este proceso se llevó a cabo en concordancia con las normativas requeridas para garantizar su adecuado funcionamiento.

1.3.2. Justificación económica

La Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi - ESPOCH enfrenta pérdidas económicas significativas debido a la ineficiente gestión de la alfalfa. A pesar de realizar de 6 a 8 cortes anuales, el almacenamiento en forma de montones conduce rápidamente al deterioro y pérdida de calidad en la alfalfa. El consumo de alfalfa en mal estado por parte de los animales ocasiona problemas adicionales. Este trabajo de integración curricular presentó una solución económica mediante el diseño y construcción de una enfardadora de alfalfa seca, que permite tener un transporte y almacenamiento eficiente, reduciendo las pérdidas económicas y mejorando la calidad del forraje suministrado al ganado.

1.3.3. Justificación social

La elaboración de la máquina enfardadora de alfalfa benefició directamente a la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi – ESPOCH, al permitirle gestionar eficientemente el almacenamiento de la alfalfa y mejorar la calidad de la alimentación del ganado. Este trabajo de integración curricular no solo contribuyó al ámbito de la producción animal, sino también a la optimización de los recursos y procesos dentro de la Estación Experimental Tunshi, fortaleciendo así su impacto social positivo.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Diseñar y construir una máquina enfardadora de alfalfa seca para la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi - ESPOCH.

1.4.2. Objetivos Específicos

- Establecer los parámetros funcionales y requerimientos de diseño.
- Identificar alternativas de diseño y seleccionar los mecanismos más adecuados.
- Diseñar y/o seleccionar los componentes mecánicos de la máquina enfardadora.
- Validar el diseño utilizando el software ANSYS.
- Construir y ensamblar la enfardadora de alfalfa, asegurando su facilidad de operación y mantenimiento.

- Evaluar los resultados obtenidos en las pruebas de funcionamiento.
- Elaborar el análisis de costos del diseño propuesto de la máquina enfardadora.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. La alfalfa

La alfalfa, cuyo nombre científico es *Medicago sativa* L., es una planta leguminosa perenne (Demagnet, 2019, p.100). Es ampliamente utilizada como el recurso forrajero en la alimentación del ganado vacuno, equino y otras especies menores a nivel mundial, debido a su buena adaptación a diferentes climas y a su alta calidad nutricional (Flórez, 2015, p.27). En Ecuador, su cultivo se centra principalmente en la región interandina, y es destinado al pastoreo del ganado o como parte de los métodos de conservación de forrajes (Granda, 2021, p.18).



Ilustración 2-1: Alfalfa en estado de inicio de floración.

Fuente: (Demagnet, 2019, p.105).

2.1.1. Morfología de la alfalfa

La alfalfa se compone de una masa vegetal con elementos distintivos. Sus hojas son trifoliadas, con márgenes lisos y bordes superiores ligeramente dentados. Los tallos, definidos longitudinalmente por nudos y entrenudos, se ramifican desde el tallo principal hasta los terciarios. Las flores son azules o violáceas, forman inflorescencias en racimos que emergen en las axilas de las hojas. El fruto lo conforma una legumbre indehisciente, curvada en espiral, con 2 a 4 espiras de 5 a 6 mm de diámetro y color marrón claro, capaz de albergar hasta 6 semillas. La raíz principal de la alfalfa es pivotante, robusta y extensa, alcanzando profundidades considerables con numerosas raíces secundarias. La corona se encarga de conectar la raíz con la parte aérea. Tanto en la corona como en la raíz, se almacenan las reservas nutritivas en forma de carbohidratos y proteínas (Lloveras, et al., 2020, pp.32-41).

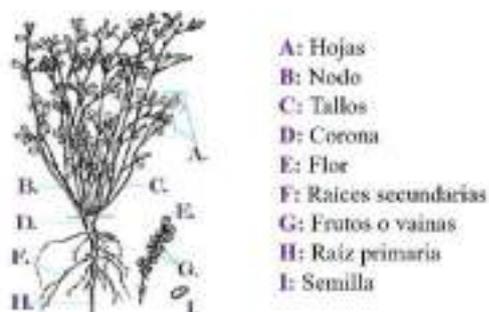


Ilustración 2-2: Morfología de una planta de alfalfa.

Fuente: (Barrera, 2005, p.15).

2.1.2. Métodos de conservación de la alfalfa

La alfalfa se destaca por su alto valor nutricional, lo que la convierte en una opción excelente para alimentar al ganado. Por lo general, no es consumida por completo en el momento de su producción por lo que se requiere su conservación (Lloveras, et al., 2020, p.288). La preservación de forrajes constituye un procedimiento que posibilita aprovechar los periodos de máxima producción de forraje minimizando las pérdidas tanto en cantidad como en calidad nutritiva, y permite contar con reservas de forraje para complementar la alimentación durante épocas de escasez (Barrera, 2005, p.60). A continuación, se describen diversos métodos de conservación de alfalfa disponibles.

2.1.2.1. Henificación

Es un método de conservación que se basa en el secado rápido para inactivar la respiración de los tejidos vegetales y la actividad microbiana. El objetivo es reducir rápidamente el contenido de humedad del forraje fresco, interrumpiendo la respiración celular posterior al corte y preservando los nutrientes, como azúcares solubles, para mejorar la producción de carne y leche. En el caso de la alfalfa, con un contenido inicial de humedad del 70-85%, se busca alcanzar un nivel del 18-20%, en donde la actividad celular y microbiana son prácticamente nulas (Basigalup, 2022, p.562).

2.1.2.2. Ensilaje

Es un método de conservación que se vale de los ácidos producidos durante la fermentación de la materia. Se expone el forraje a niveles de humedad específicos en condiciones anaeróbicas y se almacena en silos para mantener el sabor y la calidad del alimento (Salas y Seclen, 2020, p.21).

2.1.2.3. Henolaje

Es un proceso de conservación que resulta en un producto entre heno y ensilado. Aplicable a pastos de corte y cultivos forrajeros de ciclo corto, requiere un nivel de humedad y materia seca (MS) del 50% para una fermentación similar al ensilado (León, et al., 2018, p.547).

2.1.3. Proceso de henificación

La henificación es el método predominante a nivel mundial para la conservación de alfalfa. El proceso comprende de cuatro fases: corte, secado, recolección y almacenamiento. En el heno de alfalfa es crucial preservar la máxima cantidad de hojas a lo largo de todo el proceso, ya que estas contienen entre el 65% y el 70% de los nutrientes presentes en el cultivo (Basigalup, 2022, p.565).

2.1.3.1. Corte

El momento de corte es un factor crítico en la gestión de la alfalfa, influyendo significativamente en la producción, calidad del forraje, persistencia y rentabilidad del cultivo. A medida que la planta avanza hacia la floración, la producción de materia seca aumenta, pero el contenido de proteína bruta y el valor nutritivo disminuyen, como se observa en la ilustración 2-3. La calidad de la alfalfa es máxima en los estadios vegetativos, donde la proporción y el peso de las hojas son más altos. El inicio de la floración marca una disminución en calidad, principalmente debido al mayor peso de los tallos, cuya calidad es inferior a la de las hojas (Lloveras, et al., 2020, p.127).

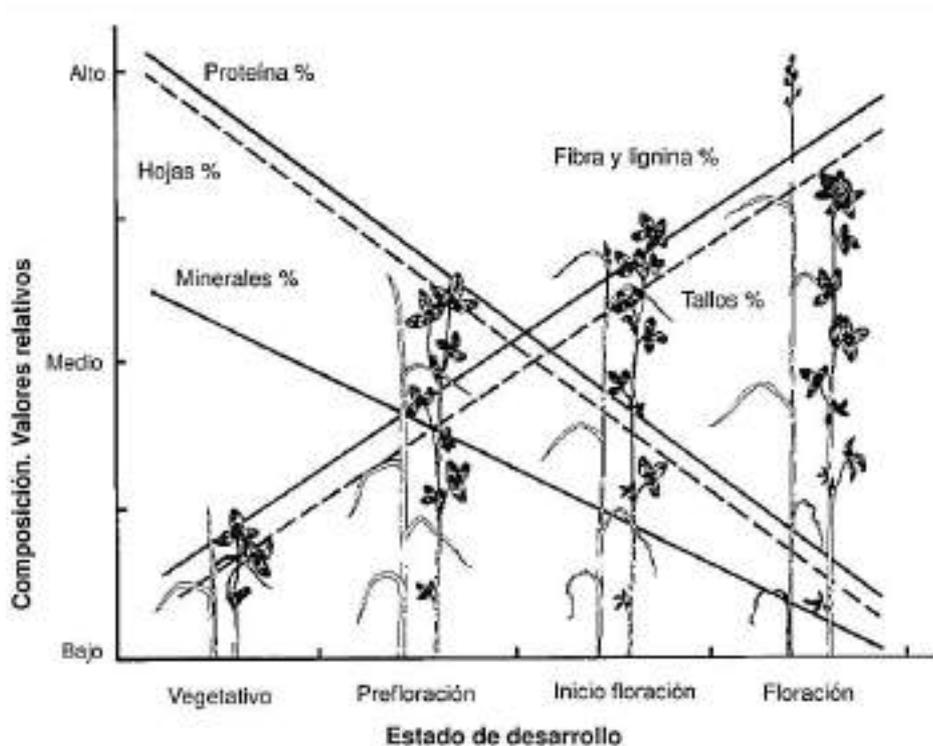


Ilustración 2-3: Efecto del estado de crecimiento en la calidad de la alfalfa.

Fuente: (Lloveras, et al., 2020, p.128).

Para obtener heno de alta calidad y rendimiento óptimo, es crucial realizar el corte cuando la alfalfa alcanza un 10% de floración. El corte se lo puede realizar de forma manual o con máquinas como segadoras o hileradoras. Es recomendable realizar el corte por la mañana, después que el rocío haya desaparecido y normalmente se obtiene de 8-10 cortes al año (León, et al., 2018, p.524).



Ilustración 2-4: Corte de un campo de alfalfa.

Fuente: (Lloveras, et al., 2020, p.127).

2.1.3.2. Secado

El proceso de secado implica la rápida eliminación del agua en el forraje con pérdidas mínimas de materia seca (MS) y nutrientes. La etapa de secado natural al sol suele durar entre 2 y 4 días, alcanzando un contenido final de humedad del 18-20% (Basigalup, 2022, p.577).

El secado también se puede realizar en una planta deshidratadora utilizando un trómel, un tambor rotativo horizontal donde se aplica una corriente de aire a alta temperatura (150-700 °C). Las palas de volteo y el aire caliente del trómel permiten que el forraje avance lentamente, perdiendo humedad en el proceso. En cuestión de minutos, dependiendo de la temperatura inicial del aire, se logra una reducción significativa en la humedad del forraje (Lloveras, et al., 2020, p.295).

2.1.3.3. *Recolección y compactación*

Una vez concluido el proceso de secado en el campo, la alfalfa se apila manualmente o mediante máquinas henificadoras de descarga lateral (León, et al., 2018, p.525). Para la elaboración de rollos, fardos o megafardos, se utiliza una máquina enfardadora, siendo crucial el nivel de humedad en el forraje para minimizar pérdidas tanto durante esta operación como durante el almacenamiento. Al enfardar heno de alfalfa se recomienda que el contenido de agua esté dentro de estos rangos: 13-17 % para megafardos, 14%-20 % para rollos y 13-22 % para fardos. En términos generales, se aconseja enfardar durante la noche, con el rocío inicial, o por la mañana después de que este se haya evaporado en gran medida (Basigalup, 2022, pp.583-592).



Ilustración 2-5: Recolección y compactación de alfalfa con máquinas enfardadoras.

Fuente: (Basigalup, 2022, p.592).

2.1.3.4. *Transporte y almacenamiento*

El manejo adecuado del heno de alfalfa durante su transporte y almacenamiento es fundamental para mantener su calidad final al ser suministrado al ganado, dado que es un producto perecedero. La mayoría de los fardos prismáticos se almacenan bajo techo, ya sea en estructuras permanentes o temporales, lo que ayuda a minimizar las pérdidas de calidad. En contraste, los rollos y megafardos se transportan mecánicamente, requiriendo poca mano de obra, ya que un solo operario con un tractor puede cargarlos y transportarlos (Basigalup, 2022, p.595).



Ilustración 2-6: Almacenamiento de henos de alfalfa bajo techo.

Fuente: (Chávez, 2010, p.28).

2.1.4. Características de la paca de heno de alfalfa

Debido a su capacidad para producir pacas de heno con niveles elevados de proteína y energía, la alfalfa se considera fundamental en la industria ganadera. En sistemas intensivos de producción animal, el heno de alfalfa no solo proporciona fibra de calidad, sino que también es una fuente crucial de vitaminas A, E y K, así como de minerales esenciales como calcio, potasio, magnesio y fósforo (tabla 2-1), requeridos por el ganado productor de carne y leche. Estas cualidades justifican los esfuerzos dirigidos a preservar el forraje de alfalfa, ya sea para extender la disponibilidad de alimento durante distintas estaciones del año o para mejorar la eficiencia en la recolección de nutrientes. Esto permite no solo aumentar la carga animal, sino también mejorar la producción de carne o leche por unidad de superficie (Basigalup, 2022, p.551).

Tabla 2-1: Composición nutritiva del heno de alfalfa según el momento de corte.

Estado Fenológico	PB	LIG	Ca	Mg	P	K	TND
	% sobre materia seca (MS)						
Vegetativo tardío	23	5	1,8	0,26	0,35	2,21	66
Botón floral	20	7	1,5	0,24	0,29	2,56	63
Floración temprana	18	8	1,4	0,33	0,22	2,52	60
Floración media	17	9	1,4	0,31	0,24	1,71	58
Floración tardía	15	10	1,2	0,31	0,22	1,53	55

PB: proteína bruta; LIG: lignina; Ca: calcio; Mg: magnesio; P: fósforo; K: potasio; TND: total de nutrientes digestibles.

Fuente: (Basigalup, 2022, p.551).

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

2.1.5. Tipos de pacas de heno.

2.1.5.1. Paca prismática tradicional

Estas pacas se caracterizan por su forma de bloques rectangulares, con dimensiones típicas de 40-46 cm de ancho, 30-40 cm de alto y 30-130 cm de largo. Tienen un peso promedio de 15-40 kg y una densidad entre 100-150 kg/m³ (Callejo, 2017, p.106).



Ilustración 2-7: Paca prismática tradicional.

Fuente: (León, et al., 2018, p.526).

2.1.5.2. Paca prismática gigante

Tiene la misma forma que las pacas prismáticas tradicionales, pero con mayores dimensiones de 80-150 cm de ancho, 45-130 cm de alto y 120-280 cm de largo. Pesa en promedio entre 120-900 kg y tiene una densidad de 200-260 kg/m³ (Callejo, 2017, p.106). La producción de megafardos implica el uso de tecnología avanzada y costoso equipamiento para su procesamiento, lo cual representa una dificultad para los agricultores de pequeña y mediana escala (Pasquini, 2010, p.10).



Ilustración 2-8: Paca prismática gigante.

Fuente: (Demanet, 2016).

2.1.5.3. Paca cilíndrica gigante

Este tipo de paca se distingue por su forma cilíndrica y dimensiones considerables, con un diámetro que oscila entre 75-180 cm y un largo de 120 cm. Tiene un peso que varía entre 250-300kg y una densidad entre 140-180 kg/m³. Su producción y transporte demandan el uso maquinaria de gran tamaño (Callejo, 2017, p.106).



Ilustración 2-9: Paca cilíndrica gigante

Fuente: (Demanet, 2016).

2.2. Máquina enfardadora de alfalfa

La enfardadora, también conocida como empacadora de heno, es una máquina diseñada para recoger y empaquetar alfalfa seca, creando paquetes prismáticos o cilíndricos según el tipo de máquina, con peso y dimensiones que facilitan su manejo y almacenamiento (Demagnet, 2016, p.193). En un metro cúbico, se puede almacenar aproximadamente a 70 kg de heno sin empacar. Sin embargo, al elaborar una paca de heno en ese mismo espacio, es posible almacenar más de 180 kilos, dependiendo del tipo de máquina utilizada. Existen máquinas enfardadoras de baja densidad que generan fardos con una densidad de 80 a 100 kg/m³, máquinas de densidad media que alcanzan de 100 a 180 kg/m³, y máquinas de alta densidad que producen fardos con un rango de 180 a 250 kg/m³ (Pereira et al., 2011, p.105).

Si la máquina está equipada con un rotor de cuchillas, este operará sobre el material previamente acumulado en una hilera. En caso contrario, la alimentación se realizará manualmente a través de una tolva (Demagnet, 2016, p.193).

La máquina enfardadora presenta diversas ventajas en comparación con la recolección y almacenamiento del heno en forma suelta, entre las que destacan una significativa reducción de la mano de obra necesaria, una disminución sensible de pérdidas, especialmente de hojas que suelen concentrarse mayormente en el interior de las pacas, y una ocupación de volumen que puede llegar a ser hasta un cuarto en comparación con el forraje suelto, proporcionando así una gran ventaja en términos de almacenamiento (García y Ortiz, 2000, p.72).

2.2.1. Tipos de enfardadoras

Actualmente, dependiendo del tipo de pacas de heno producidas, se emplean tanto rotoenfardadoras como enfardadoras prismáticas. Además, se pueden clasificar según el sistema de compactación utilizado, los cuales se describen a continuación.

2.2.1.1. Enfardadora manual

La enfardadora manual, se fabrica principalmente de madera o, en algunas ocasiones, metal ensamblado en una estructura soldada, es una herramienta diseñada para compactar el heno de alfalfa mediante una palanca operada por fuerza humana. Al descender la palanca, transfiere la fuerza a una plataforma deslizante ubicada sobre la cámara de compresión, donde se coloca el heno a empacar. Esta máquina utiliza el principio de la palanca para transformar una fuerza vertical en una fuerza horizontal mucho mayor, multiplicando así la fuerza de compresión. El fardo resultante se expulsa por la parte posterior de la plataforma deslizante, donde se encuentra la puerta de entrega (Calderón, 2018, p.8).



Ilustración 2-10: Enfardadora manual.

Fuente: (Calderón, 2018, p.8).

2.2.1.2. *Enfardadora con prensa de biela manivela*

Esta prensa consta de una manivela que impulsa un émbolo deslizante a lo largo de la cámara de compresión. Se trata de una herramienta mecánica de funcionamiento continuo en la que el motor dirige una biela que se desplaza a lo largo de la cámara de compresión. El motor realiza un movimiento circular constante, y este movimiento se aprovecha para introducir el heno en la cámara cuando la máquina se encuentra en la fase de retorno del émbolo. Esta prensa convierte el movimiento circular en un movimiento alternativo o lineal (Calderón, 2018, p.11). Este tipo de enfardadora se va a realizo en el presente trabajo de integración curricular.



Ilustración 2-11: Empacadora John Deere 14T con prensa de biela manivela.

Fuente: (Machinery Pete, 2023)

2.2.1.3. *Enfardadora con prensa hidráulica.*

Esta máquina, comprende una cámara de compresión correspondiente por la cual se desplaza la plataforma móvil, conectada a un cilindro hidráulico o actuador. Este actuador se pone en funcionamiento mediante una bomba hidráulica, que a su vez se impulsa mediante un motor eléctrico o un motor de combustión interna. A nivel internacional, esta máquina se utiliza para compactar diversos productos, pero localmente, carece de presencia en lo que respecta al empaque de heno. (Calderón, 2018, p.12).



Ilustración 2-12: Enfardadora con prensa hidráulica.

Fuente: (Maquiagro, 2021).

2.2.2. Componentes de una máquina enfardadora

2.2.2.1. Cámara de compresión

La cámara de compresión constituye la pieza central de la máquina enfardadora. Esta cámara, que puede tener forma cuadrada o rectangular, se alimenta lateralmente, por la parte superior o inferior, según el tipo de máquina. Un pistón de movimiento alternativo recorre la cámara, y la fricción del forraje en las paredes de la cámara sirve como cierre posterior (Ayudán, 2021, p.16).

2.2.2.2. Mecanismos de transmisión

Estos mecanismos desempeñan un papel fundamental en la generación de la fuerza requerida para compactar la alfalfa y en la transmisión de la potencia desde el motor. Este proceso se realiza mediante poleas o cadenas, a través de un mecanismo, hasta impulsar el pistón en la cámara de compresión (Yujra, 2021, p.24).

2.2.2.3. Mecanismos de atado.

El atado de las pacas de heno se lleva a cabo mediante hilo de alta resistencia, suministrado por bobinas situadas en el lateral de la máquina. Estos atadores tienen la capacidad de realizar nudos dobles o simples, dependiendo del fabricante. Las agujas, junto con el hilo, atraviesan el canal de compresión hasta llegar a los anudadores ubicados en la parte superior. Este proceso constituye un mecanismo muy complejo que opera de manera sincronizada con el mecanismo que regula la longitud de los fardos, controlado por una rueda estrella (Ayudán, 2021, p.17).

2.2.2.4. Chasis

El chasis es la estructura que aloja todos los elementos de la máquina, lo que facilita su movilidad y transporte. Proporciona soporte y estabilidad para garantizar la integridad de los componentes, contribuyendo a la operatividad y durabilidad general de la máquina (Yujra, 2021, p.24).

2.2.2.5. Elementos de conexión

Los elementos de conexión son los encargados de unir diferentes componentes de la máquina mediante métodos como pernos, soldadura y otras técnicas (Yujra, 2021, p.24).

CAPÍTULO III

3. MARCO METODOLÓGICO

3.1. Generalidades

En la presente investigación se aborda el diseño y construcción de una enfardadora de alfalfa seca específicamente destinada a la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi - ESPOCH. La enfardadora de alfalfa se posiciona como una tecnología esencial en la agricultura, siendo fundamental para la elaboración de pacas de alfalfa seca de alta calidad que sustentan la alimentación animal y previenen dificultades durante épocas de sequía. El enfoque central de este estudio es superar las limitaciones presentes en las enfardadoras actuales mediante la proposición de soluciones innovadoras, buscando no solo aumentar la eficiencia, sino también contribuir al desarrollo sostenible del sector agrícola.

Para llevar a cabo esta investigación, se empleó la metodología QFD (despliegue de la función de calidad). A través de la exploración de antecedentes relacionados con enfardadoras existentes, se identificaron áreas propicias para la mejora y se establecieron las bases para un diseño que maximice la productividad y minimice el impacto ambiental, considerando cuidadosamente los requisitos específicos de la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi - ESPOCH.

3.2. Requerimientos del cliente

La Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi – ESPOCH persigue la adquisición de una enfardadora capaz de producir pacas de alfalfa de manera eficiente. La necesidad específica es el diseño y construcción de una máquina destinada a cubrir un área de 2 hectáreas de terreno. Además, se busca obtener pacas de alfalfa con dimensiones de 600x400x300mm. Este análisis se centrará en evaluar la capacidad de producción, mantenimiento sencillo, eficiencia de compactado, facilidad de operación, movilidad, seguridad y costos razonables para la obtención de las pacas de alfalfa deseadas. Se emplearán diversas técnicas para desarrollar un diseño adecuado que cumpla con todas las exigencias del cliente, garantizando un funcionamiento óptimo.

3.2.1. Voz del usuario

En la entrevista realizada en la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi - ESPOCH, se tomaron en cuenta las siguientes especificaciones que se encuentran detalladas en el anexo A.

- Capacidad de producción: cubrir los 6 a 8 cortes anuales de alfalfa en 2 hectáreas de terreno.
- Mantenimiento sencillo: facilidad de realizar un mantenimiento a la máquina.
- Eficiencia de compactado: tener pacas completamente compactadas para un correcto transporte y almacenamiento.
- Facilidad de operación: simplicidad en la utilización de la enfardadora.

- Costo de la máquina: máquina de costo accesible para el usuario.
- Movilidad: disponer de una máquina liviana que facilite su transporte.
- Dimensiones de las pacas de alfalfa: 600x400x300mm.

3.2.2. *Voz del ingeniero*

Aplicando los conocimientos obtenidos durante la carrera de ingeniería mecánica se tradujo la demanda del cliente en especificaciones técnicas, para poder cumplirlas:

Tabla 3-1: Voz del ingeniero

Parámetro técnico	Valor de referencia
Potencia	< 15 kW
Peso de la máquina	< 1500 kg
Automatización	Semiautomática
Costo de la máquina	< \$3000
Dimensiones de las pacas	600x400x300mm
Materiales	A36
Sistema de compactación	A través de mecanismos

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.2.3. *Análisis de competencias*

Con el objetivo de realizar un análisis exhaustivo de competencias, se obtuvo un panorama más claro de las fortalezas y debilidades de nuestro prototipo de máquina enfardadora en comparación con la competencia en los mercados nacional e internacional. Este proceso involucró la solicitud de cotizaciones a las siguientes empresas:

3.2.3.1. *Competencia No. 1: ORDAGRO COMPAÑIA DE COMERCIO S.A.*

Agroscopio es una empresa ecuatoriana, establecida en 2012 con el propósito de abordar la demanda de una entidad empresarial única que respalde integralmente al sector agropecuario a nivel regional, abordando diversas necesidades tanto propias como las de otros productores. Esto implica satisfacer requerimientos como aprovisionamiento de insumos, asesoría técnica y la comercialización de maquinaria de alta calidad (Agroscopio, 2023).

Actualmente ORDAGRO S.A. se ha transformado en uno de los líderes de abastecimiento de maquinaria e insumos para el sector agro, aumentando el volumen de sus operaciones y ampliando su cobertura territorial y regional, con el objetivo de ganar eficiencia en beneficio de sus clientes (Agroscopio, 2023). Se realizó la cotización de la Rotoempacadora de Fardos ZEPE3.1, y se obtuvieron las siguientes especificaciones técnicas, detalladas en la tabla 3-2.

Tabla 3-2: Ficha técnica competencia N°1

COMPETENCIA N°1	
Fecha de cotización:	07 de diciembre, 2023
Empresa:	Agroscopio
País:	Ecuador
Dirección:	Panamericana sur km45, Latacunga
EQUIPO	
Modelo:	Rotoempacadora de fardos ZEPE3.1
Costo:	7199 dólares
	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	
Potencia:	18 - 48 Hp
Capacidad:	1 fardo/minuto
PTP:	540 r/min
Diámetro del fardo:	(500 - 700) mm
Tamaño máquina:	(1200*1350*1280) mm
Peso máquina:	(404) kg
Tipo de motor:	NA (Impulsado por tractor)
Aplicación:	Todo tipo de heno

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.2.3.2. Competencia No. 2: ZHENGZHOU ZENO MACHINERY CO., LTD.

Zeno Farm Machinery es una empresa Internacional donde se presenta como una entidad que fusiona investigación científica, desarrollo, diseño, fabricación y comercialización, con especialización en el ámbito agrícola y maquinaria destinada a dicha actividad. Durante los últimos años, sus productos han experimentado una notable aceptación en los mercados de África y el Sudeste Asiático. Respaldados por tecnología avanzada y un equipo de expertos de alto calibre, su objetivo primordial es ofrecer a los agricultores la mejor maquinaria y servicio (Zeno Farm Machinery, 2023).

Se realizó la cotización de la empacadora cuadrada ZNFK2, y se obtuvieron las siguientes especificaciones técnicas, detalladas en la tabla 3-3.

Tabla 3-3: Ficha técnica competencia N°2

COMPETENCIA N°2	
Fecha de cotización:	05 de diciembre, 2023
Empresa:	ZENO
País:	China
Dirección:	Longhu Town, Xinzheng, Zhengzhou city, Henan province
EQUIPO	
Modelo:	Máquina empacadora cuadrada ZNFK2
Costo:	4960 dólares
	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	
Potencia:	14 KW
Capacidad:	180 bale/h
Peso de la paca:	(50 - 70) kg
Tamaño de la paca:	(0.3*0.4*0.7) m
Tamaño máquina:	(3.3*2.3*2.2) m
Peso máquina:	(1620) kg
Tipo de motor:	Motor eléctrico
Aplicación:	Alfalfa, maíz, tallo de sorgo, etc.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.2.4. Matriz QFD

3.2.4.1. Definición de las necesidades de la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi – ESPOCH

Las necesidades de la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi – ESPOCH se han reconocido como requisitos esenciales. En el proceso de desarrollo de la casa de la calidad, se han organizado las necesidades del usuario en tres categorías: básica, unidimensional y estimulante, como se detalla a continuación:

- Básica: necesidades donde el usuario no las exige por ser obvias, pero en ausencia el cliente se siente insatisfecho.
- Unidimensional: al mejorar estas demandas aumenta la satisfacción del cliente.
- Estimulante: son las demandas que diferencian al producto de la competencia y en ausencia no producen insatisfacción al cliente.

Tabla 3-4: Escala de la necesidad del usuario

Voz del usuario	Escala de necesidad
Capacidad de producción	Básica
Mantenimiento sencillo	Unidimensional
Eficiencia de compactado	Unidimensional
Facilidad de operación	Estimulante
Costo de la máquina	Estimulante
Movilidad	Unidimensional
Dimensiones de las pacas	Básica
Seguridad	Básica

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.2.4.2. Correlaciones

Se establece una relación entre los requerimientos del cliente y las especificaciones técnicas. En resumen, se evalúa el nivel de cumplimiento de la demanda con la característica técnica seleccionada, dividiéndolo en cuatro niveles: fuerte, mediano, débil o sin relación, en caso de que no haya conexión entre la demanda y la especificación técnica.

Tabla 3-5: Factor de incidencia

FACTOR DE INCIDENCIA		
	Fuerte	9
	Medio	3
	Bajo	1

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Tabla 3-6: Correlaciones

		VOZ DEL INGENIERO	POTENCIA	PESO MÁQUINA	AUTOMATIZACIÓN	COSTO MÁQUINA	DIMENSIONES DE PACAS	MATERIALES	MECANISMO DE COMPACTACIÓN
		VOZ DEL USUARIO							
CAPACIDAD		●	○		●	◆	○		
MANTENIMIENTO				◆				●	
EFICIENCIA DE COMPACTADO		○		◆			○	●	
FACILIDAD DE OPERACIÓN			●			○			
COSTO			◆				○		
MOVILIDAD			●				○		
DIMENSIONES DE PACAS								○	
SEGURIDAD				○	●				

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.2.4.3. Análisis de competitividad

En esta fase, se evaluó el grado de satisfacción de cada demanda de productos como Agroscoopio y ZENO por parte de los usuarios. Esto implicó determinar la importancia del cumplimiento de cada demanda, así como medir el grado de satisfacción en los productos de la competencia y el nivel esperado en nuestro propio producto. Es relevante señalar que estos indicadores se evalúan típicamente en una escala del 1 al 5, donde 1 representa el nivel más bajo y 5 el más alto.

Tabla 3-7: Factor de venta

FACTOR DE VENTA	
Fuerte	1.5
Posible	1.2
Ninguno	1

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Tabla 3-8: Análisis de competitividad

	Tipo de necesidad	A	B	C	D	E	F	H	I
		Importancia	Agroscoopio	ZENO	Objetivos	Índice de mejora	Factor de venta	Ponderación	Ponderación %
CAPACIDAD	B	3	2	4	4	1.3	1.2	4.80	12.66
MANTENIMIENTO	U	4	3	3	4	1.0	1.0	4.00	10.55
EFICIENCIA DE COMPACTADO	U	4	3	4	4	1.0	1.2	4.80	12.66
FACILIDAD DE OPERACIÓN	E	4	3	2	5	1.3	1.0	5.00	13.19

COSTO	E	4	2	3	5	1.3	1.5	7.50	19.79
MOVILIDAD	U	3	3	1	4	1.3	1.0	4.00	10.55
DIMENSIONES DE PACAS	B	3	3	4	4	1.3	1.2	4.80	12.66
SEGURIDAD	B	2	2	2	3	1.5	1.0	3.00	7.92
								37.90	100

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.2.4.4. Evaluación técnica

En este apartado consistió evaluar la incidencia de cada una de las características técnicas. Para ello se determinó la importancia de cada especificación técnica, la cual se calcula con la siguiente expresión:

$$I_{NC} = \sum C_O * H \quad (1)$$

Donde:

- I_{NC} es la importancia del criterio evaluado.
- C_O es el valor de la correlación 9,3 o 1.
- H es el valor de la ponderación.

Tabla 3-9: Evaluación técnica

Importancia	4	4	2	4	3	3	4	
Agroscopio	4	4	2	2	3	3	2	
ZENO	3	1	2	3	4	3	4	
Incidencia	57.60	102.90	17.80	70.20	19.80	63.30	93.60	425.20
Incidencia %	13.55	24.20	4.19	16.51	4.66	14.89	22.01	100
Especificación técnica	< 15 KW	< 1500 kg	Semiautomática	< 3000	600x400x300 mm	A36	Biela manivela	

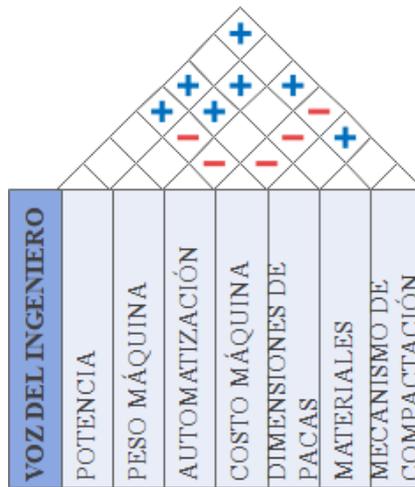
Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.2.4.5. Compromisos técnicos

En el techo de la casa de la calidad, se define la correlación entre las especificaciones técnicas, manifestándose en tres posibles interacciones:

- Correlación positiva: mejorar una característica técnica conlleva a la mejora de la otra.
- Correlación negativa: mejorar una característica técnica resulta en el deterioro de la otra.
- Sin correlación: no hay influencia mutua entre las características técnicas.

Tabla 3-10: Compromisos técnicos



Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Tabla 3-11: Casa de calidad

VOZ DEL USUARIO	VOZ DEL INGENIERO	VOZ DEL INGENIERO								VOZ DEL USUARIO								
		POTENCIA	PESO MÁQUINA	AUTOMATIZACIÓN	COSTO MÁQUINA	DIMENSIONES DE PACAS	MATERIALES	MECANISMO DE COMPACTACIÓN	Tipo de necesidad	A	B	C	D	E	F	H	I	
CAPACIDAD		⊙	○		⊙	◆	○		B	3	2	4	4	1.3	1.2	4.8	12.7	
MANTENIMIENTO				◆			⊙		U	4	3	3	4	1	1	4	18.5	
EFICIENCIA DE COMPACTADO		○		◆		○	⊙		U	4	3	4	4	1	1.2	4.8	12.8	
FACILIDAD DE OPERACIÓN			⊙		○				E	4	3	2	5	1.3	1	6	13.2	
COSTO			◆			○			E	4	2	3	6	1.3	1.5	7.5	18.8	
MOVILIDAD			⊙			○			U	3	3	1	4	1.3	1	4	18.5	
DIMENSIONES DE PACAS						○			B	3	3	4	4	1.3	1.2	4.8	12.7	
SEGURIDAD				○	⊙				B	2	2	2	3	1.5	1	3	7.92	
Importancia		4	4	2	4	3	3	4										
AgroscoPIO		4	4	2	2	3	3	2										
ZENO		3	1	2	3	4	3	4										
Incidencia		57.8	105	17.8	70.2	19.8	83.3	92.8									425.2	
Incidencia %		13.5	24.2	4.2	18.5	4.7	14.9	22									100	
Especificación técnica		<15KW	<1500kg	Sensores síncro	<1000	60,000/30/min	A36	Ejeda normal										

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.2.5. *Especificaciones técnicas acorde a la matriz QFD*

Potencia: Según la investigación realizada sobre los requisitos de potencia necesarios para lograr la compactación de la alfalfa, y tras una comparación con las máquinas disponibles en el mercado, se establece que la máquina debe operar con un límite máximo de 15 kilovatios. Esta limitación tiene como objetivo garantizar la eficiencia del sistema y cumplir con estándares razonables en cuanto al consumo energético.

Peso máquina: Se busca un peso significativo, atendiendo a una solicitud específica del usuario y considerando la importancia del transporte de la enfardadora. Sin embargo, es crucial tener en cuenta que, si se pretende producir pacas de alfalfa con mayor volumen, ello implica aumentar las dimensiones de la máquina, generando un incremento en su peso total. En función de la comparación con las competencias en el mercado, se establece un límite máximo de 1500 kg. Esto no solo facilita el transporte y manejo, sino que también contribuye a reducir el impacto ambiental asociado al desarrollo y operación de la maquinaria.

Automatización: La enfardadora será semiautomática, incorporando un botón de emergencia para garantizar la seguridad del usuario. Además, contará con una botonera de manejo intuitivo que permitirá al usuario encender y apagar la máquina de manera sencilla. Esta combinación de características busca optimizar la eficiencia del proceso al tiempo que prioriza la seguridad y facilidad de uso para el operador.

Costo de la máquina: En el mercado actual, las enfardadoras de heno tienden a tener costos elevados, especialmente cuando se trata de equipos diseñados para operaciones a gran escala. Dada esta realidad, la investigación se centra en ofrecer una solución accesible para usuarios que se dedican a trabajos de baja escala. La meta es proporcionar una máquina de baja escala con un costo máximo estimado de 3000 dólares. Este enfoque busca hacer viable económicamente la adquisición de la enfardadora, facilitando así la participación de usuarios con inversiones limitadas en este tipo de maquinaria.

Dimensiones de las pacas: Tras la realización de una entrevista con el usuario y la comparación con las máquinas disponibles en el mercado, se han definido las dimensiones específicas de las pacas en 600x400x300mm. Estas medidas han sido cuidadosamente seleccionadas para proporcionar un tamaño adecuado que permita una manipulación fácil y eficiente, facilitando el movimiento y almacenamiento de las pacas. Este enfoque se alinea con las necesidades del usuario y garantiza que el proceso de manejo de las pacas sea conveniente y práctico.

Materiales: El material que se va a utilizar en la máquina enfardadora es el A36 ya que es un material que se puede encontrar fácil en el mercado y al utilizar este tipo de materia garantizo disminuir costos, pero de igual manera es un material que tiene una buena durabilidad.

Mecanismo de compactación: La elección del mecanismo biela manivela se fundamenta en su capacidad para facilitar la compactación de la alfalfa. El diseño de este mecanismo se centra en garantizar un movimiento eficiente que permita la adecuada compactación del material. La

implementación de la biela manivela también contribuye a la reducción de costos, en comparación con sistemas hidráulicos más costosos disponibles en el mercado. Este enfoque busca equilibrar la efectividad del mecanismo con consideraciones económicas, asegurando una solución eficiente y asequible para el proceso de compactación de la alfalfa.

3.3. Diseño conceptual

3.3.1. Análisis funcional

Para realizar el análisis funcional de la enfardadora de alfalfa seca, se consideraron varios niveles que permiten evidenciar los procesos implicados en la producción de pacas de alfalfa seca en la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi - ESPOCH. Estos niveles se presentan a continuación:

3.3.1.1. Nivel 0



Ilustración 3-1: Análisis funcional nivel 0

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.3.1.2. Nivel 1

Una vez establecida la función principal de la máquina, que consiste en producir una paca de heno de alfalfa seca, y de analizar los flujos de entrada y salida, se procedió al nivel 1, en donde se estableció subfunciones interrelacionadas entre sí y se identificó tres módulos funcionales:

- Módulo 1: Sistema de enfardado.
- Módulo 2: Sistema eléctrico.
- Módulo 3: Sistema de amarre.

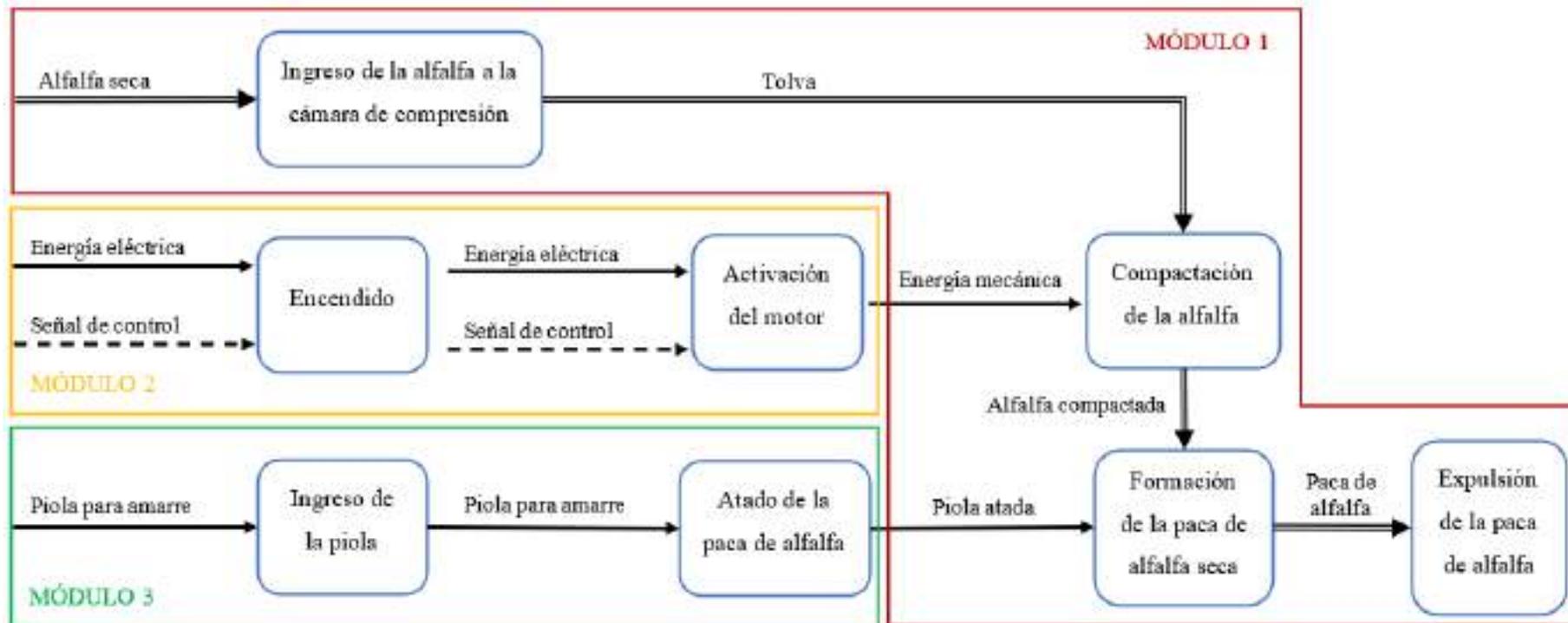


Ilustración 3-2: Análisis funcional nivel 1

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.3.1.3. Nivel 2

En el nivel funcional 2 de la enfardadora, se ampliaron las subfunciones del nivel 1 para destacar con mayor detalle los procesos involucrados en la fabricación de pacas de alfalfa seca.

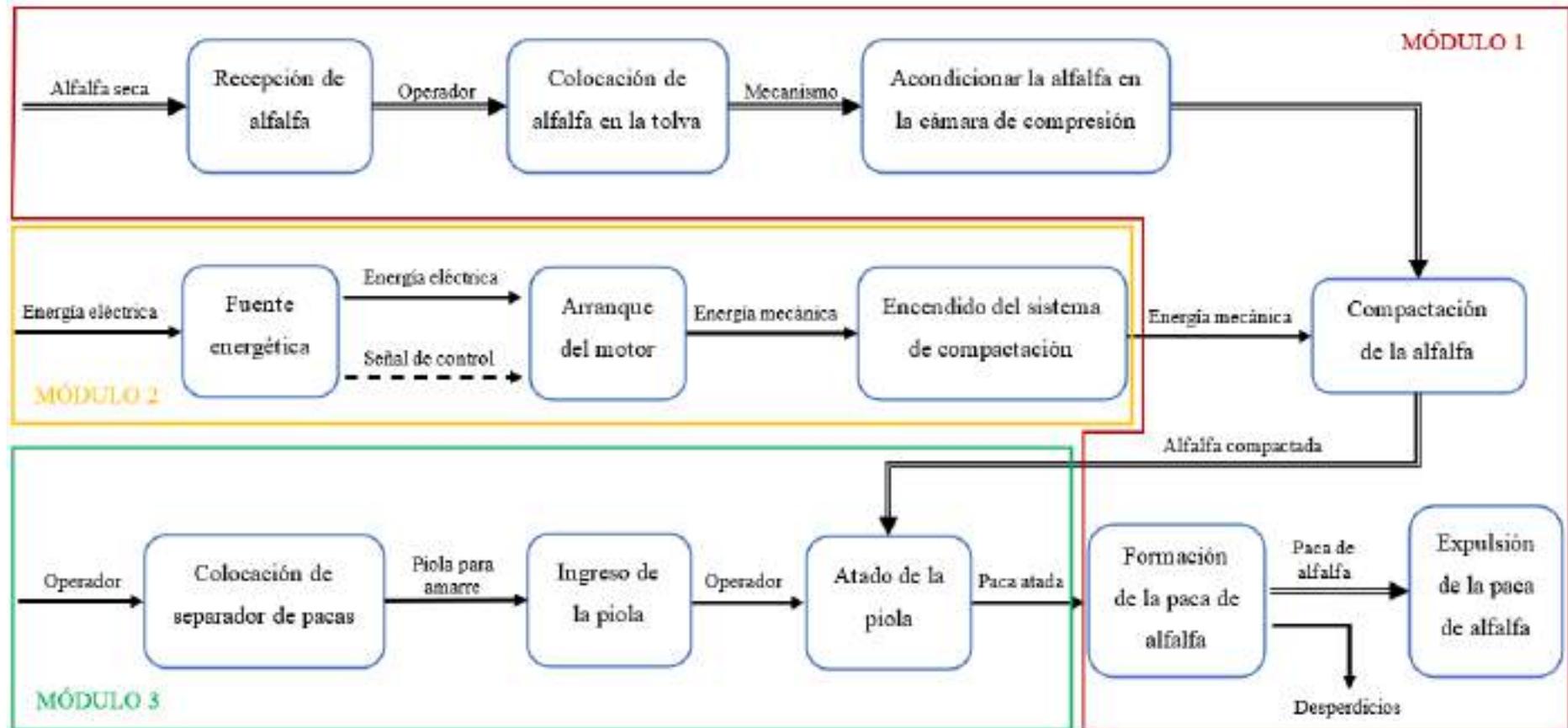


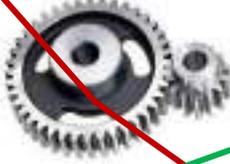
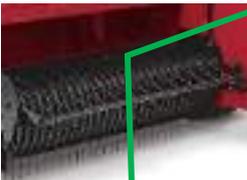
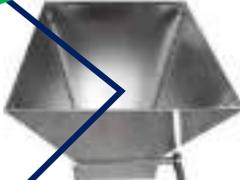
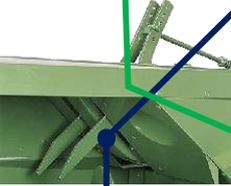
Ilustración 3-3: Análisis funcional nivel 2

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

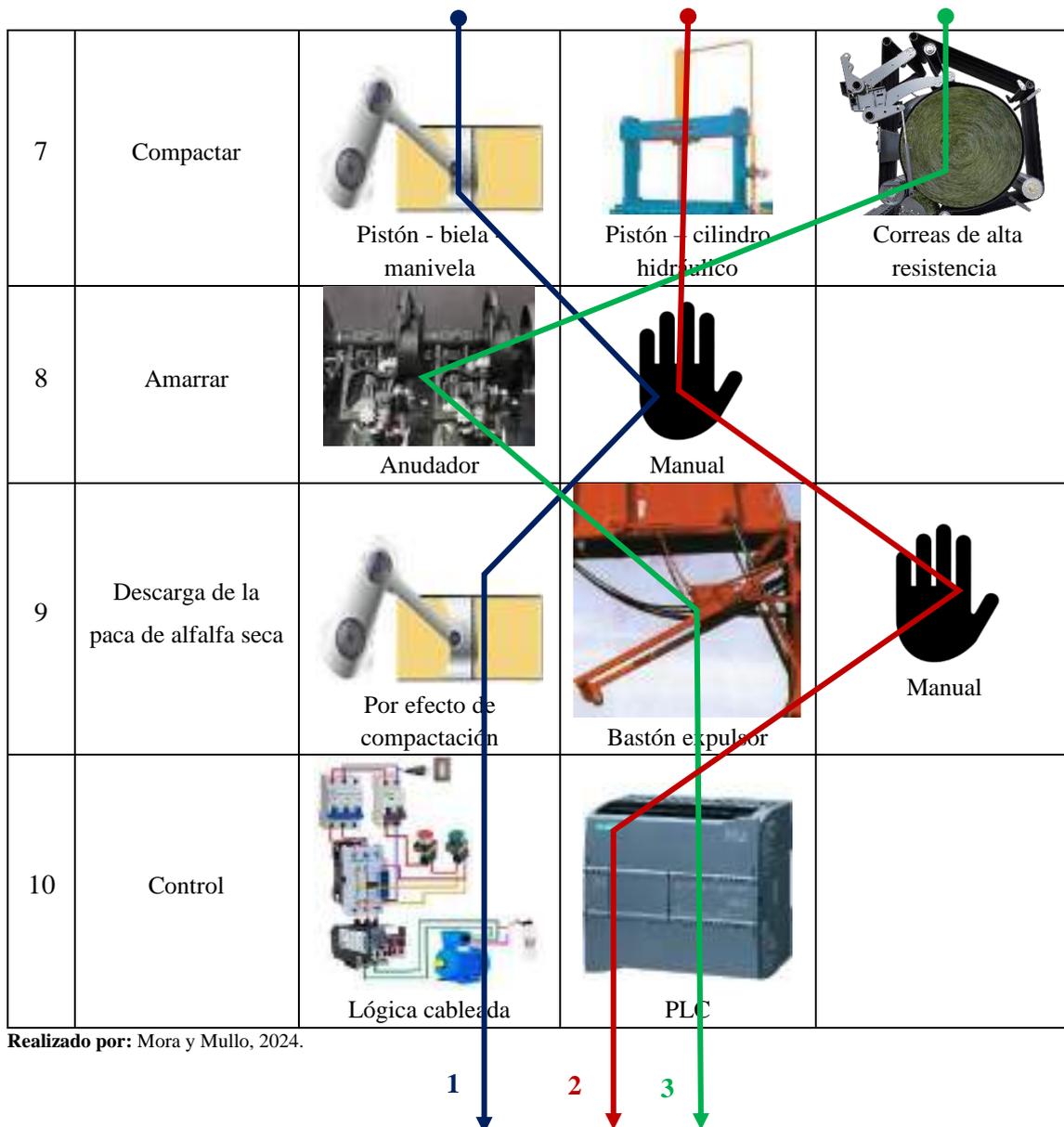
3.3.2. Matriz morfológica

Se creó una matriz morfológica de funciones, con modelos tentativos de sistemas destinados a la elaboración de pacas de alfalfa seca, con el propósito de identificar diferentes alternativas de solución.

Tabla 3-12: Matriz morfológica

No.	Función	Opción A	Opción B	Opción C
1	Energía	 Eléctrica	 Química	
2	Transformar energía	 Motor eléctrico	 Motor de combustión interna	
3	Transmisión de energía	 Poleas	 Engranajes	 Cadena
4	Alimentación de alfalfa	 Recolector	 Tolva	 Tornillo sinfín
5	Acondicionamiento	 Horquillas	 Trinche	
6	Cámara de compactación	 Prismática horizontal	 Prismática vertical	 Cilíndrica

↓
↓
↓



3.3.3. Generación de alternativas

Tabla 3-13: Alternativas de diseño y su color característico

Soluciones	Color de línea	Descripción
Alternativa 1		Enfardadora de alfalfa prismática horizontal con sistema de compactación de biela manivela.
Alternativa 2		Enfardadora de alfalfa prismática vertical con sistema de compactación hidráulico.
Alternativa 3		Enfardadora de alfalfa cilíndrica con sistema de compactación de correas de alta resistencia.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.3.3.1. Alternativa 1

La primera alternativa de diseño para la enfardadora de alfalfa seca presenta una cámara de compresión prismática horizontal, con posibilidad de incorporar ruedas para facilitar su transporte. La enfardadora es impulsada por un motor eléctrico que transmite su potencia al mecanismo biela-manivela mediante un sistema de poleas. Esta energía, a su vez, se dirige a la cámara de compresión accionando el émbolo compactador.

El proceso se inicia con la cámara de compresión vacía y la puerta frontal cerrada. El operario introduce la alfalfa seca en una tolva, siendo acondicionada en la cámara de compresión mediante un sistema de horquillas que va acoplado al mecanismo biela-manivela. Después de que la cámara de compresión está llena, se introduce un separador para formar la siguiente paca. Posteriormente, se abre la puerta frontal y se procede a amarrar la paca de alfalfa de forma manual.

Una vez amarrada la paca de alfalfa, manteniendo la puerta frontal abierta, se reinicia el ciclo, y la paca es expulsada por el efecto de compactación. En esta alternativa, el sistema de control se realiza mediante lógica cableada.

3.3.3.2. Alternativa 2

La segunda alternativa de diseño para la enfardadora de alfalfa seca presenta una cámara de compactación prismática vertical. La enfardadora se impulsa mediante un motor eléctrico. La energía generada por el motor se transmite a una bomba hidráulica a través de un sistema de engranajes. A su vez, esta energía se dirige hacia la cámara de compresión mediante un cilindro hidráulico. El ciclo operativo comienza con la cámara de compresión vacía y las puertas frontal y posterior cerradas. El operario introduce la alfalfa seca en un sistema de tornillo sin fin, que transporta la alfalfa hacia la cámara de compresión.

Una vez que la cámara está llena, el tornillo sin fin se detiene, y el compactador hidráulico se activa mediante un controlador lógico programable (PLC). Este proceso se repite hasta alcanzar el volumen deseado de la paca de alfalfa seca. Después de compactar la alfalfa, se abren manualmente la puerta frontal y posterior para llevar a cabo el amarre correspondiente. Finalmente, la paca de alfalfa compactada se expulsa manualmente y se almacena.

3.3.3.3. Alternativa 3

La tercera alternativa de diseño para la enfardadora de alfalfa seca presenta una cámara de compresión cilíndrica con la incorporación de ruedas para facilitar su transporte. La energía motriz de la enfardadora proviene de un motor de combustión interna, que transmite su potencia al sistema de compactación de correas de alta resistencia y al recolector mediante un sistema de cadenas.

El procedimiento se inicia con la cámara de compresión cilíndrica vacía y la puerta posterior cerrada. La alimentación de alfalfa seca a la cámara se realiza mediante un recolector. A medida que la cámara se llena, la paca de heno adopta una forma cilíndrica debido al efecto de tensado de las correas de compactación. Una vez que la cámara está llena y la paca completamente

compactada, el amarrado se lleva a cabo automáticamente a través de un sistema de anudadores. Finalmente, se abre la puerta posterior, y la paca de alfalfa seca se expulsa mediante un bastón expulsor. Este proceso se repite para formar las demás pacas de alfalfa seca. En esta alternativa, el sistema de control se realiza mediante un controlador lógico programable (PLC).

3.3.4. Evaluación de alternativas

Para determinar la mejor alternativa de diseño para la máquina enfardadora, se llevó a cabo una evaluación de las tres alternativas mediante el método ordinal corregido de criterios ponderados. En este proceso de evaluación, se tomó en cuenta los siguientes criterios que permitieron seleccionar el diseño óptimo de acuerdo con las características requeridas en la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi - ESPOCH.

- Capacidad de producción
- Eficiencia de compactación
- Costo moderado
- Operabilidad
- Mantenibilidad
- Resistencia mecánica

Tabla 3-14: Evaluación del peso específico de cada criterio

Costo > Capacidad > Eficiencia > Mantenibilidad > Operabilidad > Resistencia								
CRITERIO	Capacidad	Eficiencia	Costo	Operabilidad	Mantenibilidad	Resistencia	$\Sigma +1$	Ponderación
Capacidad		1	0	1	1	1	5	0.238
Eficiencia	0		0	1	1	1	4	0.190
Costo	1	1		1	1	1	6	0.286
Operabilidad	0	0	0		0	1	2	0.095
Mantenibilidad	0	0	0	1		1	3	0.143
Resistencia	0	0	0	0	0		1	0.048
						Suma	21	1

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Tabla 3-15: Evaluación del peso específico del criterio capacidad

Alternativa 3 > Alternativa 1 > Alternativa 2					
CAPACIDAD	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma +1$	Ponderación
Alternativa 1		1	0	2	0.333
Alternativa 2	0		0	1	0.167
Alternativa 3	1	1		3	0.500
			Suma	6	1

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Tabla 3-16: Evaluación del peso específico del criterio eficiencia

Alternativa 1 > Alternativa 3 > Alternativa 2					
EFICIENCIA	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma +1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0.500
Alternativa 2	0		0	1	0.167
Alternativa 3	0	1		2	0.333
			Suma	6	1

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Tabla 3-17: Evaluación del peso específico del criterio costo

Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 3					
COSTO	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma +1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0.500
Alternativa 2	0		1	2	0.333
Alternativa 3	0	0		1	0.167
			Suma	6	1

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Tabla 3-18: Evaluación del peso específico del criterio operabilidad

Alternativa 3 > Alternativa 1 > Alternativa 2					
OPERABILIDAD	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma +1$	Ponderación
Alternativa 1		1	0	2	0.333
Alternativa 2	0		0	1	0.167
Alternativa 3	1	1		3	0.500
			Suma	6	1

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Tabla 3-19: Evaluación del peso específico del criterio mantenibilidad

Alternativa 2 > Alternativa 1 > Alternativa 3					
MANTENIBILIDAD	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma +1$	Ponderación
Alternativa 1		0	1	2	0.333
Alternativa 2	1		1	3	0.500
Alternativa 3	0	0		1	0.167
			Suma	6	1

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Tabla 3-20: Evaluación del peso específico del criterio resistencia

Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 3					
RESISTENCIA	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma +1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0.500
Alternativa 2	0		1	2	0.333
Alternativa 3	0	0		1	0.167
			Suma	6	1

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

La tabla 4-1 muestra que la mejor opción de diseño es la alternativa 1, que consiste en una enfardadora de alfalfa prismática horizontal con un sistema de compactación de biela-manivela.

3.4. Diseño de materialización

3.4.1. Generación de modelado 3D

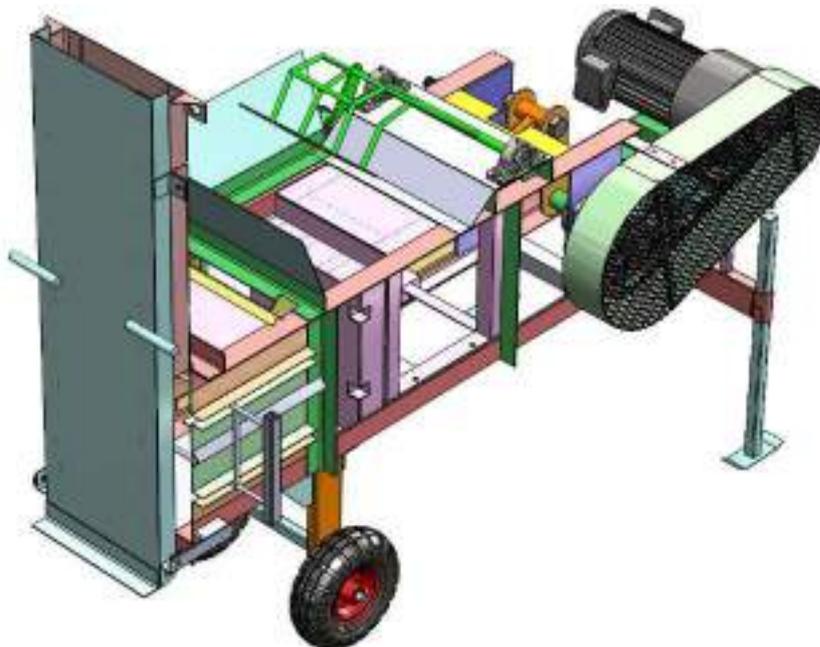


Ilustración 3-4: Modelo 3D de la enfardadora de alfalfa seca

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

El modelado 3D de la mejor alternativa seleccionada en la sección anterior se lo realizó en el software SolidWorks con el fin de generar los planos de conjunto para la máquina enfardadora de alfalfa seca, la cual cuenta con una cámara de compresión prismática horizontal y un sistema de compactación de biela-manivela.

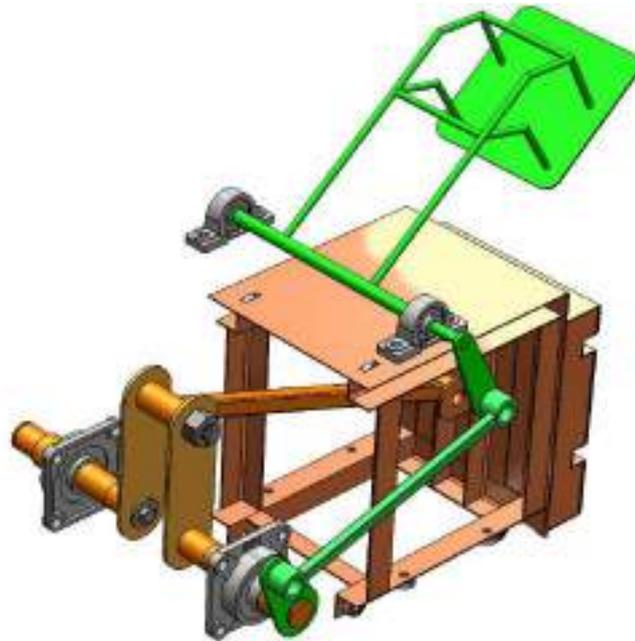


Ilustración 3-5: Mecanismos de la enfardadora de alfalfa seca

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.4.2. Consideraciones de diseño y construcción

3.4.2.1. Tamaño de la paca de alfalfa seca

Para satisfacer los requisitos del cliente y asegurar la facilidad de transporte y almacenamiento, se decidió elaborar una paca prismática de alfalfa seca con dimensiones de 300 mm de ancho, 400 mm de altura y 600 mm de longitud.

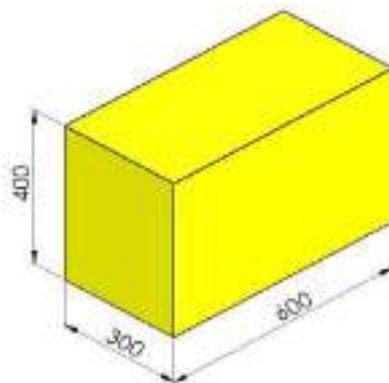


Ilustración 3-6: Dimensiones de la paca de alfalfa seca

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.4.2.2. Densidad de compactación de la alfalfa seca

La densidad de una paca de heno puede experimentar variaciones significativas influenciadas por varios factores, como el contenido de humedad, el tipo de cultivo y dimensiones de la máquina.

Sin embargo, la densidad típica para una máquina enfardadora de una paca de alfalfa se encuentra generalmente en el rango de 100 a 240 kg/m³ (Turner, 2014, p.14).

La enfardadora diseñada opera con una densidad media, y para garantizar una compactación adecuada de la alfalfa seca, se estableció un valor específico de densidad de compactación de 110 kg/m³.

3.5. Diseño de detalle

3.5.1. Cálculo de la presión de compactación

La presión de compactación que se requiere está relacionada con la densidad y establecer esta relación resulta algo complejo debido a la variabilidad del material de cultivo y la complejidad del proceso de compresión, por lo cual varios investigadores han dedicado esfuerzos al estudio del proceso de compactación con el fin de obtener la relación presión-densidad (Sokhansanj, 2020, p.9). Los estudios experimentales realizados en laboratorio por Van Pelt (2003) indican que la relación entre la densidad aparente de la biomasa y la presión aplicada sobre ella puede expresarse mediante la siguiente ecuación:

$$\rho = k(P^n) \quad (2)$$

Donde:

- ρ es la densidad [kg/m³]
- k y n son constantes de presión-densidad
- P es la presión ejercida por el émbolo [kPa]

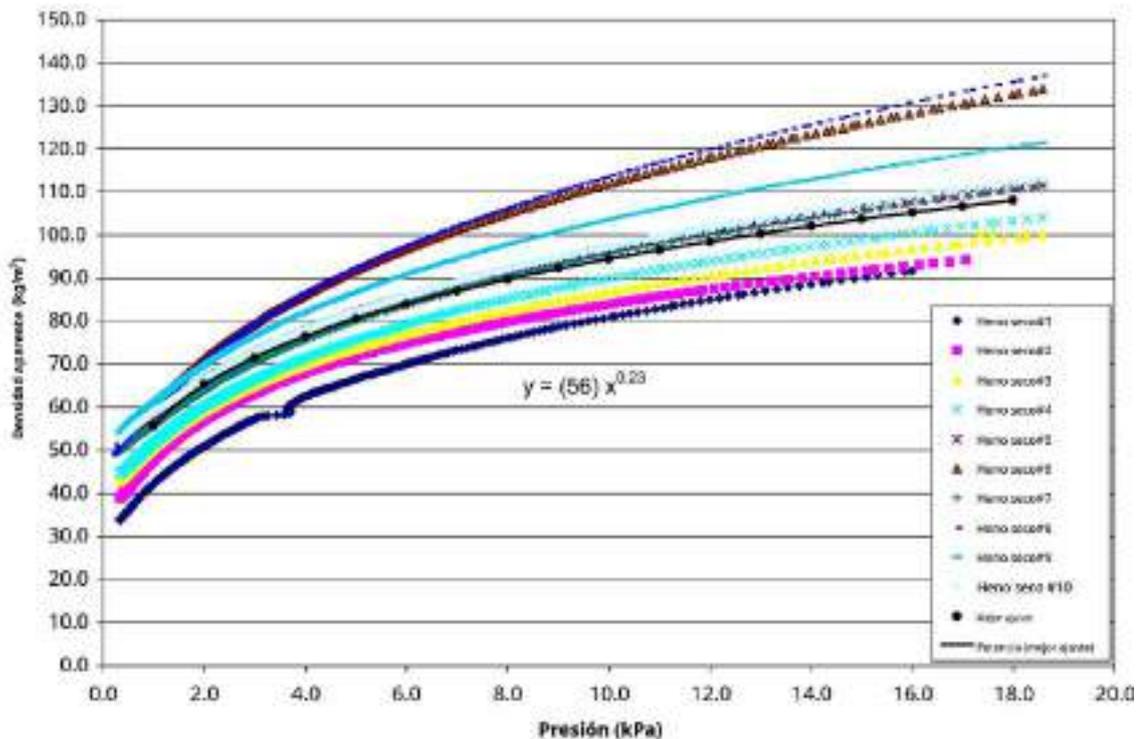


Ilustración 3-7: Densidad aparente frente a presión para la compactación de alfalfa seca.

Fuente: (Van Pelt, 2003, p.11).

Como se puede observar en la ilustración 3-7 para la alfalfa seca los valores de las constantes de presión-densidad son: $k = 56$ y $n = 0.23$.

Despejando la presión de la ecuación 2 tenemos lo siguiente:

$$P = \left(\frac{\rho}{k}\right)^{\frac{1}{n}} \quad k, n > 0$$

$$P = \left(\frac{110}{56}\right)^{\frac{1}{0.23}}$$

$$P = 18.828 \text{ kPa}$$

3.5.2. Cálculo de la fuerza de compactación

3.5.2.1. Área de la sección transversal de la paca de alfalfa

$$A_p = b \cdot h \tag{3}$$

Donde:

- A_p es el área de la sección transversal de la alfalfa [m²]
- b es el ancho de la paca de alfalfa [m]
- h es la altura de la paca de alfalfa [m]

$$A_p = 0.3 \cdot 0.4$$

$$A_p = 0.12 \text{ m}^2$$

3.5.2.2. Fuerza de compactación

$$P = \frac{F}{A} \tag{4}$$

Donde:

- F es la fuerza de compactación [kN]
- A es el área sobre la que se ejerce la fuerza [m²]
- P es la presión ejercida por el émbolo [kPa]

$$F = P \cdot A$$

$$F = 18.828 \cdot 0.12$$

$$F = 2259.353 \text{ N}$$

3.5.3. Análisis cinemático de los mecanismos de la enfardadora de alfalfa

3.5.3.1. Análisis cinemático del mecanismo biela – manivela.

En la enfardadora de alfalfa seca, el mecanismo de biela - manivela es el encargado de compactar la alfalfa suelta para formar las pacas de heno. Este mecanismo recibe la energía mecánica de un motor eléctrico, la cual se transmite al eje de la manivela en el punto P mediante un sistema de transmisión por correas, como se observa en la ilustración 3-8. El eje de la manivela se soporta en dos chumaceras de pared ubicadas en los puntos B y D. La energía se transmite a la biela en el punto C a través de la manivela, que tiene una configuración tipo cigüeñal. Finalmente, la energía mecánica llega a la cámara de compresión mediante la conexión entre la biela y el émbolo en el

punto E. Además, en el punto A, el eje de la manivela suministra energía para accionar el mecanismo de manivela - balancín, el cual acondiciona la alfalfa en la cámara de compresión.

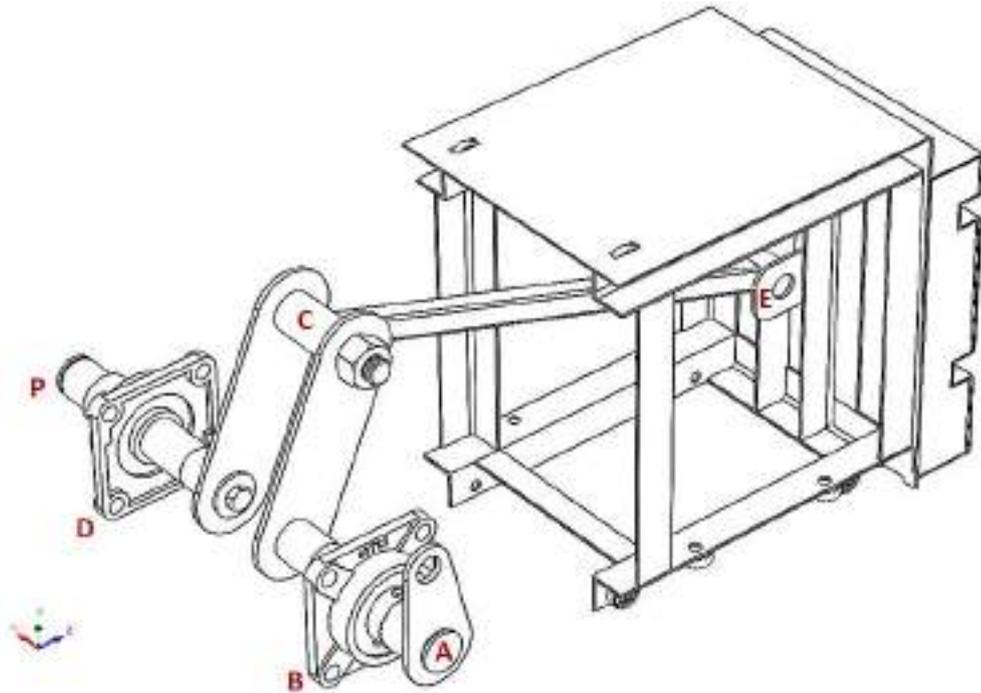


Ilustración 3-8: Mecanismo biela – manivela

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

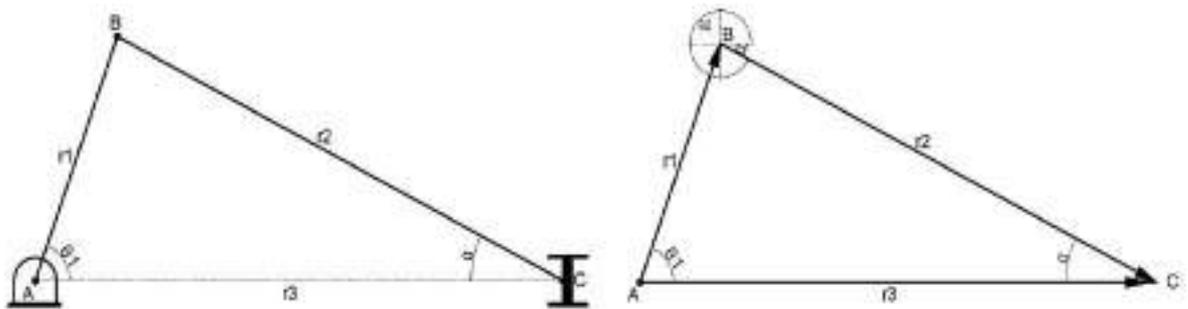


Ilustración 3-9: Circuito vectorial del mecanismo biela – manivela.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Los datos iniciales disponibles para el mecanismo biela manivela para la enfardadora de alfalfa seca son los siguientes:

Tabla 3-21: Datos conocidos del mecanismo biela – manivela.

Descripción	Símbolo	Valor
Longitud de la manivela	r_1	0.18m
Longitud de la biela	r_2	0.56m
Posición angular de la manivela	θ_1	108°
Velocidad angular de la manivela	$\dot{\theta}_1$	3.1416 rad/s
Posición angular corredera	θ_3	0°

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Aplicando la ley de senos encontramos una relación entre los ángulos del mecanismo:

$$\frac{r_2}{\sin \theta_1} = \frac{r_1}{\sin \alpha}$$

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{r_1 \cdot \sin \theta_1}{r_2} \right)$$

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{0.2 \cdot \sin 4.951}{0.66} \right)$$

$$\alpha = -0.311 \text{ rad}$$

$$\theta_2 = 2\pi - \alpha$$

$$\theta_2 = 2\pi - (-0.299)$$

$$\theta_2 = 5.9725 \text{ rad}$$

$$r_3 = r_2 \cos(\alpha) + r_1 \cos(\theta_1)$$

A partir del circuito vectorial, dado por la cadena cinemática de la ilustración 3-9 y empleando la notación compleja, se encontró la ecuación de posición del mecanismo biela-manivela.

$$\vec{r}_1 + \vec{r}_2 = \vec{r}_3$$

$$r_1 \cdot e^{j\theta_1} + r_2 \cdot e^{j\theta_2} = r_3 \cdot e^{j\theta_3} \quad (5)$$

Para obtener la ecuación de velocidad, se realizó la primera derivada de la ecuación 5, la cual corresponde a la ecuación de posición.

$$r_1 \cdot e^{j(\theta_1+90)} \cdot \dot{\theta}_1 + r_2 \cdot e^{j(\theta_2+90)} \cdot \dot{\theta}_2 = \dot{r}_3 \cdot e^{j\theta_3} \quad (6)$$

Por la expansión de la identidad de Euler se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{cases} r_1 \dot{\theta}_1 \cos(\theta_1 + 90) + r_2 \dot{\theta}_2 \cos(\theta_2 + 90) = \dot{r}_3 \cos \theta_3 \\ r_1 \dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 + 90) + r_2 \dot{\theta}_2 \sin(\theta_2 + 90) = \dot{r}_3 \sin \theta_3 \end{cases}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se encontró la velocidad angular de la biela

$$\dot{\theta}_2 = \frac{\dot{\theta}_1 [r_1 \cos(\theta_1 + 90) \sin \theta_3 - r_1 \sin(\theta_1 + 90) \cos \theta_3]}{r_2 \sin(\theta_2 + 90) \cos \theta_3 - r_2 \cos(\theta_2 + 90) \sin \theta_3} \quad (7)$$

$$\dot{\theta}_2 = 0.328 \text{ rad/s}$$

Además, se encontró la velocidad lineal de la corredera

$$\dot{r}_3 = \frac{r_1 \dot{\theta}_1 \cos(\theta_1 + 90) + r_2 \dot{\theta}_2 \cos(\theta_2 + 90)}{\cos \theta_3} \quad (8)$$

$$\dot{r}_3 = -0.482 \text{ m/s}$$

Para obtener la ecuación de aceleración, se realizó la primera derivada de la ecuación 6, la cual corresponde a la ecuación de velocidad.

$$r_1 \cdot \dot{\theta}_1^2 \cdot e^{j(\theta_1+180)} + r_2 \left[e^{j(\theta_2+180)} \cdot \dot{\theta}_2^2 + e^{j(\theta_2+90)} \cdot \ddot{\theta}_2 \right] = \ddot{r}_3 \cdot e^{j\theta_3} \quad (9)$$

Por la expansión de la identidad de Euler se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{cases} r_1 \dot{\theta}_1^2 \cos(\theta_1 + 180) + r_2 \left[\dot{\theta}_2^2 \cos(\theta_2 + 180) + \ddot{\theta}_2 \cos(\theta_2 + 90) \right] = \ddot{r}_3 \cos \theta_3 \\ r_1 \dot{\theta}_1^2 \sin(\theta_1 + 180) + r_2 \left[\dot{\theta}_2^2 \sin(\theta_2 + 180) + \ddot{\theta}_2 \sin(\theta_2 + 90) \right] = \ddot{r}_3 \sin \theta_3 \end{cases}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se encontró la aceleración angular de la biela

$$\ddot{\theta}_2 = \frac{r_1 \dot{\theta}_1^2 \cos(\theta_1 + 180) \sin \theta_3 + r_2 \dot{\theta}_2^2 \cos(\theta_2 + 180) \sin \theta_3 - r_1 \dot{\theta}_1^2 \sin(\theta_1 + 180) \cos \theta_3 - r_2 \dot{\theta}_2^2 \sin(\theta_2 + 180) \cos \theta_3}{r_2 \sin(\theta_2 + 90) \cos \theta_3 - r_2 \cos(\theta_2 + 90) \sin \theta_3} \quad (10)$$

$$\ddot{\theta}_2 = 3.134 \text{ rad/s}^2$$

Además, se determinó la aceleración lineal de la corredera

$$\ddot{r}_3 = \frac{r_1 \dot{\theta}_1^2 \cos(\theta_1 + 180) + r_2 \dot{\theta}_2^2 \cos(\theta_2 + 180) + r_2 \ddot{\theta}_2 \cos(\theta_2 + 90)}{\cos \theta_3} \quad (11)$$

$$\ddot{r}_3 = 1.028 \text{ m/s}^2$$

3.5.3.2. Análisis cinemático del mecanismo manivela - balancín.

En la enfardadora de alfalfa seca, el mecanismo de manivela - balancín desempeña la función de acondicionar la alfalfa suelta para su compactación. Este mecanismo recibe energía mecánica desde la manivela situada en el punto A, la cual a su vez recibe energía del eje del mecanismo biela-manivela, como se muestra en la ilustración 3-10. La energía se transmite a la biela en el punto F a través de la manivela, y luego desde la biela hasta el balancín en el punto de conexión G. Finalmente la energía llega al acondicionador mediante el balancín que está fijado al eje del acondicionador en el punto H. El eje del acondicionador se soporta en dos chumaceras de pie ubicadas en los puntos I y J.

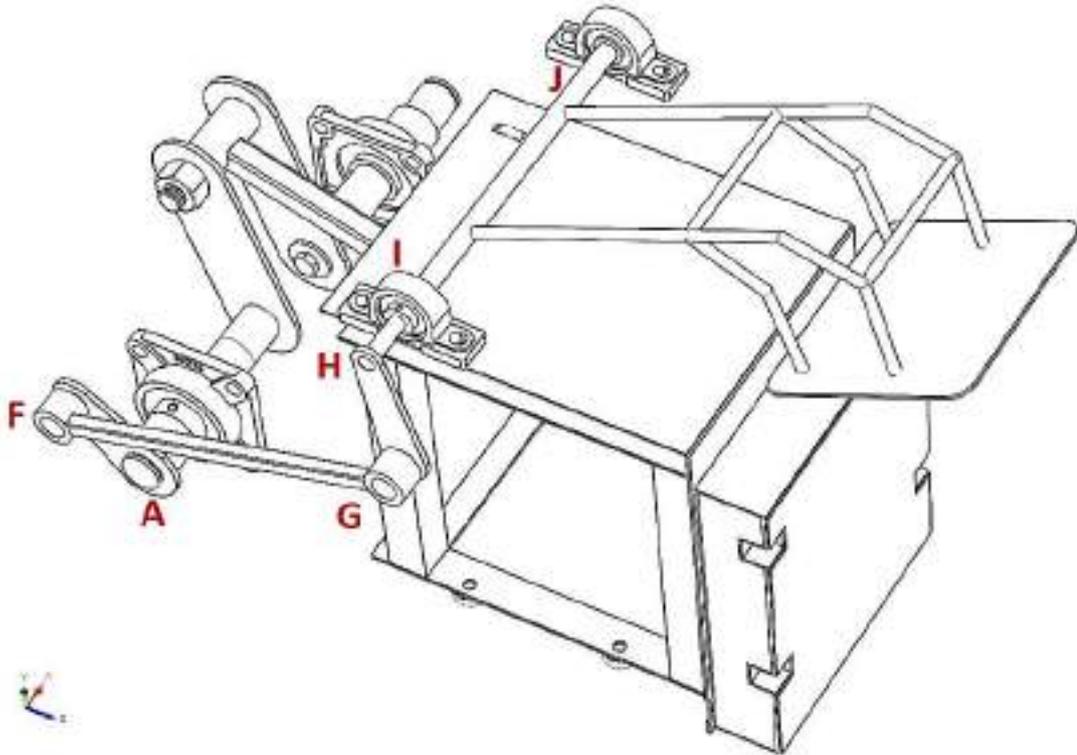


Ilustración 3-10: Mecanismo manivela - balancín

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Los datos iniciales disponibles para el mecanismo manivela balancín de la enfardadora de alfalfa seca son los siguientes:

Tabla 3-22: Datos conocidos del mecanismo manivela - balancín

Descripción	Símbolo	Valor
Distancia horizontal entre ejes	x	0.27m
Distancia vertical entre ejes	y	0.2918m
Altura máxima biela	h	0.245m
Longitud de la manivela	r_1	0.09m
Longitud de la biela	r_2	0.38m
Longitud de balancín	r_3	0.12m
Velocidad angular de la manivela	$\dot{\theta}_1$	3.1416 rad/s

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

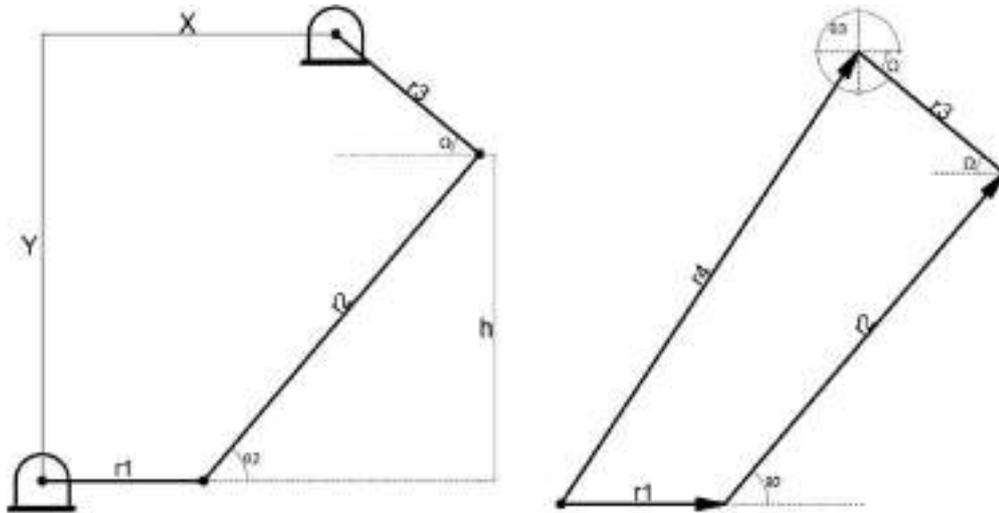


Ilustración 3-11: Circuito vectorial del mecanismo manivela - balancín.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

El análisis cinemático comenzó estableciendo una relación entre los ángulos del mecanismo:

$$\theta_2 = \sin^{-1}\left(\frac{h}{r_2}\right)$$

$$\theta_2 = \sin^{-1}\left(\frac{0.245}{0.38}\right)$$

$$\theta_2 = 0.7 \text{ rad}$$

$$\Omega = \sin^{-1}\left(\frac{y-h}{r_3}\right)$$

$$\Omega = \sin^{-1}\left(\frac{0.2918 - 0.245}{0.12}\right)$$

$$\Omega = 0.39 \text{ rad}$$

$$\theta_3 = 2\pi - \Omega$$

$$\theta_3 = 2\pi - 0.4$$

$$\theta_3 = 5.89 \text{ rad}$$

A partir del circuito vectorial, dado por la cadena cinemática de la ilustración 3-11 y empleando la notación compleja, se encontró la ecuación de posición del mecanismo manivela – balancín.

$$\begin{aligned}\vec{r}_1 + \vec{r}_2 &= \vec{r}_3 + \vec{r}_4 \\ r_1 \cdot e^{j\theta_1} + r_2 \cdot e^{j\theta_2} &= r_3 \cdot e^{j\theta_3} + r_4 \cdot e^{j\theta_4}\end{aligned}\quad (12)$$

Para obtener la ecuación de velocidad, se realizó la primera derivada de la ecuación 12, la cual corresponde a la ecuación de posición.

$$r_1 \cdot e^{j(\theta_1+90)} \cdot \dot{\theta}_1 + r_2 \cdot e^{j(\theta_2+90)} \cdot \dot{\theta}_2 = r_3 \cdot e^{j\theta_3} \quad (13)$$

Para obtener la ecuación de aceleración, se realizó la primera derivada de la ecuación 13, la cual corresponde a la ecuación de velocidad.

$$r_1 \cdot \dot{\theta}_1^2 \cdot e^{j(\theta_1+180)} + r_2 [e^{j(\theta_2+180)} \cdot \dot{\theta}_2^2 + e^{j(\theta_2+90)} \cdot \ddot{\theta}_2] = r_3 [e^{j(\theta_3+180)} \cdot \dot{\theta}_3^2 + e^{j(\theta_3+90)} \cdot \ddot{\theta}_3] \quad (14)$$

Por la expansión de la identidad de Euler se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{cases} r_1 \dot{\theta}_1 \cos(\theta_1 + 90) + r_2 \dot{\theta}_2 \cos(\theta_2 + 90) = r_3 \dot{\theta}_3 \cos(\theta_3 + 90) \\ r_1 \dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 + 90) + r_2 \dot{\theta}_2 \sin(\theta_2 + 90) = r_3 \dot{\theta}_3 \sin(\theta_3 + 90) \end{cases}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se encontró la velocidad angular de la biela

$$\begin{aligned}\dot{\theta}_2 &= \frac{r_1 \dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 + 90) - r_1 \tan(\theta_3 + 90) \cos(\theta_1 + 90) \dot{\theta}_1}{r_2 \tan(\theta_3 + 90) \cos(\theta_2 + 90) - r_2 \sin(\theta_2 + 90)} \\ \dot{\theta}_2 &= 0.79 \text{ rad/s}\end{aligned}\quad (15)$$

Además, se determinó la velocidad angular en el balancín

$$\begin{aligned}\dot{\theta}_3 &= \frac{r_1 \dot{\theta}_1 \cos(\theta_1 + 90) + r_2 \cos(\theta_2 + 90) \dot{\theta}_2}{r_3 \cos(\theta_3 + 90)} \\ \dot{\theta}_3 &= 0.362 \text{ rad/s}\end{aligned}\quad (16)$$

3.5.4. Análisis dinámico de los mecanismos de la enfardadora de alfalfa

El análisis dinámico de los mecanismos de la máquina enfardadora empleado el software Adams View. Para lo cual se importó la geometría de la máquina desde SolidWorks y se asignaron los materiales correspondientes a cada cuerpo.

En cuanto a las conexiones, se utilizó una junta fija para asegurar la estructura principal, las chumaceras y los puntos de conexión de los ejes y las manivelas que están soldados. Para el émbolo se empleó una junta traslacional. Para las conexiones móviles entre los eslabones y entre los ejes con los rodamientos se utilizó juntas de revoluta.

Para simular el movimiento impartido por el motor eléctrico al eje de la manivela del mecanismo biela - manivela, se asignó un movimiento rotacional con una velocidad angular constante de 3.1416 rad/s en sentido antihorario.

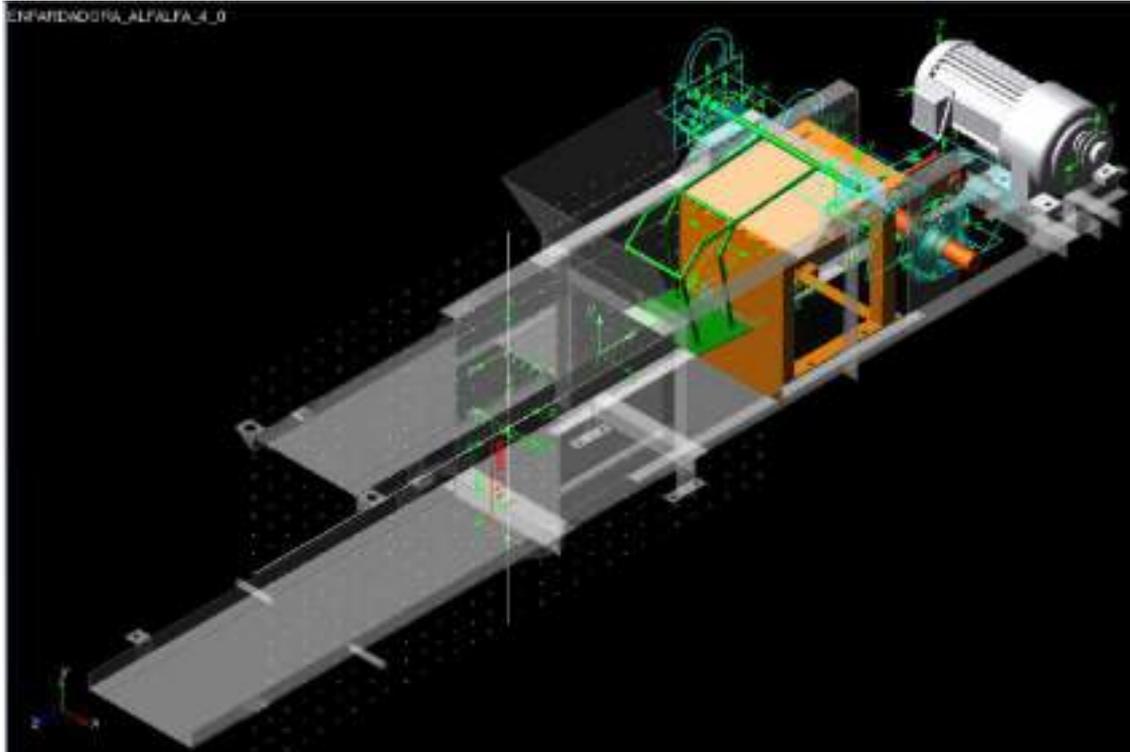


Ilustración 3-12: Geometría de la máquina enfardadora de alfalfa en Adams View.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Con relación a las fuerzas presentes en el sistema, se aplicó una fuerza de compactación sobre el émbolo, con una magnitud de 2259.353 N. Además, se asignó la fuerza gravitacional en todo el sistema para considerar el peso propio de los eslabones.

Para obtener resultados precisos, se ejecutó el análisis dinámico con 4000 pasos, abarcando un lapso de simulación de 4 segundos. Durante este intervalo, la manivela realiza dos ciclos completos, según se describe en la siguiente relación:

$$\theta_1 = \frac{180}{\pi} \cdot \omega \cdot t \quad (17)$$

Donde:

- θ_1 es el ángulo polar de la manivela [°]
- ω es la velocidad angular del eje de la manivela [rad/s]
- t es el tiempo de simulación [s]

$$\theta_1 = \frac{180}{\pi} \cdot 3.1416 \cdot 4$$

$$\theta_1 = 720^\circ = 2 \text{ revoluciones}$$

3.5.4.1. Análisis dinámico del mecanismo biela – manivela.

Los resultados indicaron que el mecanismo biela – manivela alcanza su posición crítica de torque máximo igual a 204.0984Nm cuando la manivela gira 108° en sentido antihorario desde su posición inicial en el tiempo de 0.599 segundos.

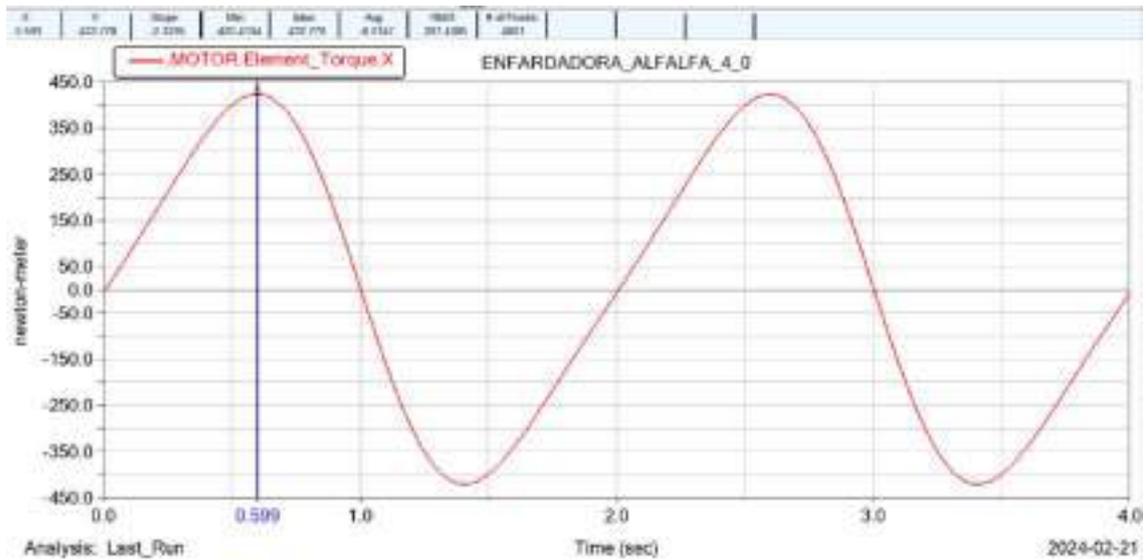


Ilustración 3-13: Curva del torque en función del tiempo del mecanismo biela - manivela

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

En esta posición, el émbolo se encuentra aproximándose a su punto máximo de compactación. Posteriormente, regresará a su posición inicial, tal como se indica en la ilustración 3-14.

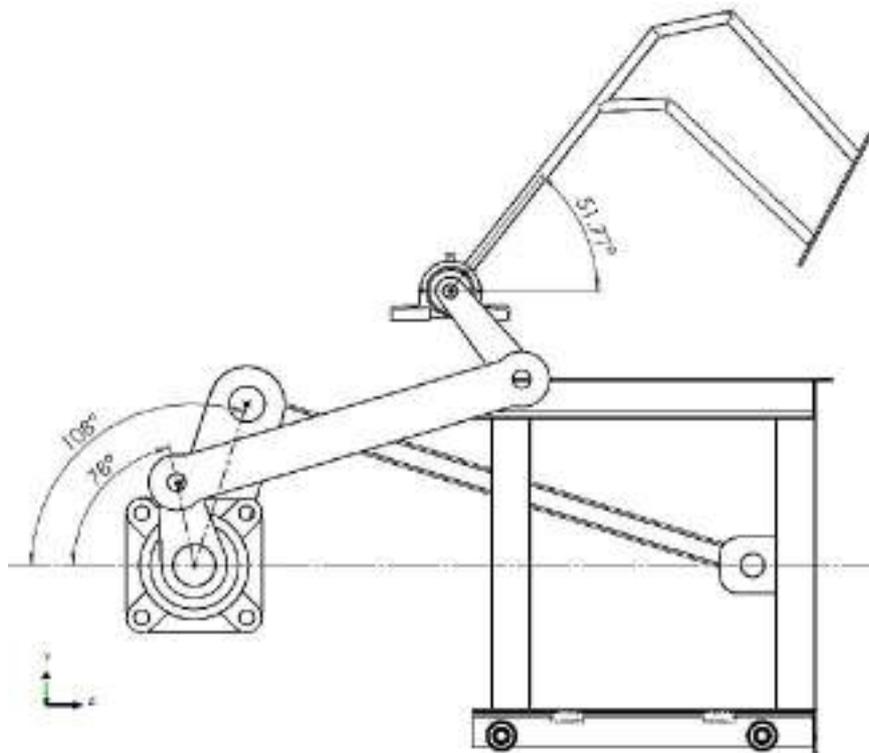


Ilustración 3-14. Posición crítica de torque máximo del mecanismo biela - manivela

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Como resultado de análisis dinámico a continuación, se presentan las curvas que describen el comportamiento en el transcurso del tiempo de las fuerzas y momentos de reacción en las juntas de los eslabones del mecanismo biela-manivela.

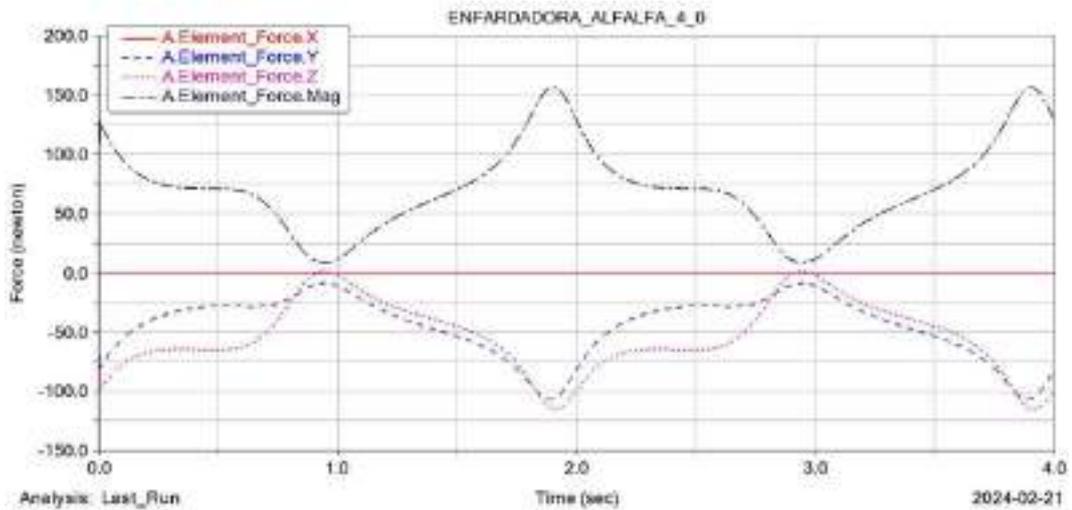


Ilustración 3-15: Fuerzas de reacción en la junta A del mecanismo biela – manivela.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.



Ilustración 3-16: Momentos de reacción en la junta A del mecanismo biela – manivela.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

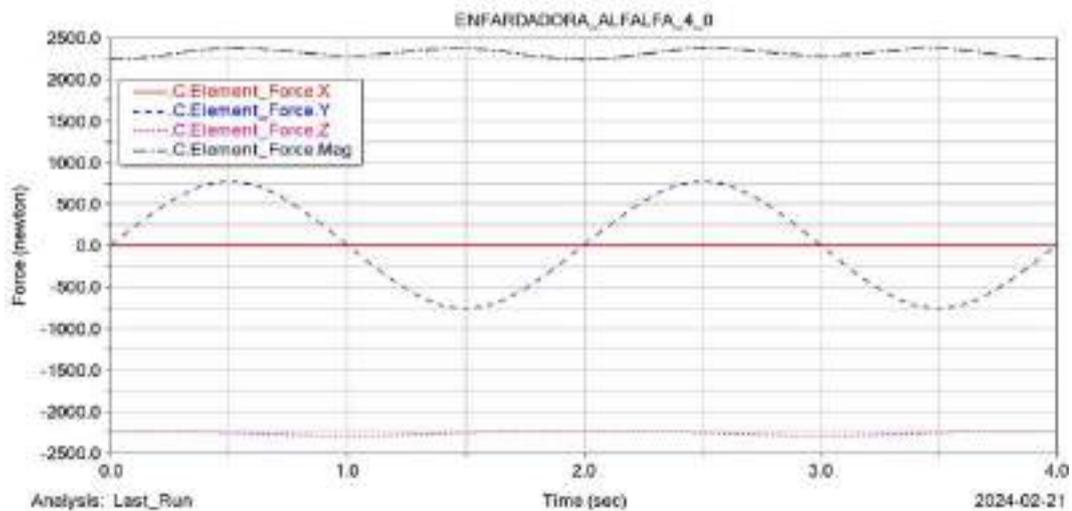


Ilustración 3-17: Fuerzas de reacción en la junta C del mecanismo biela – manivela.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

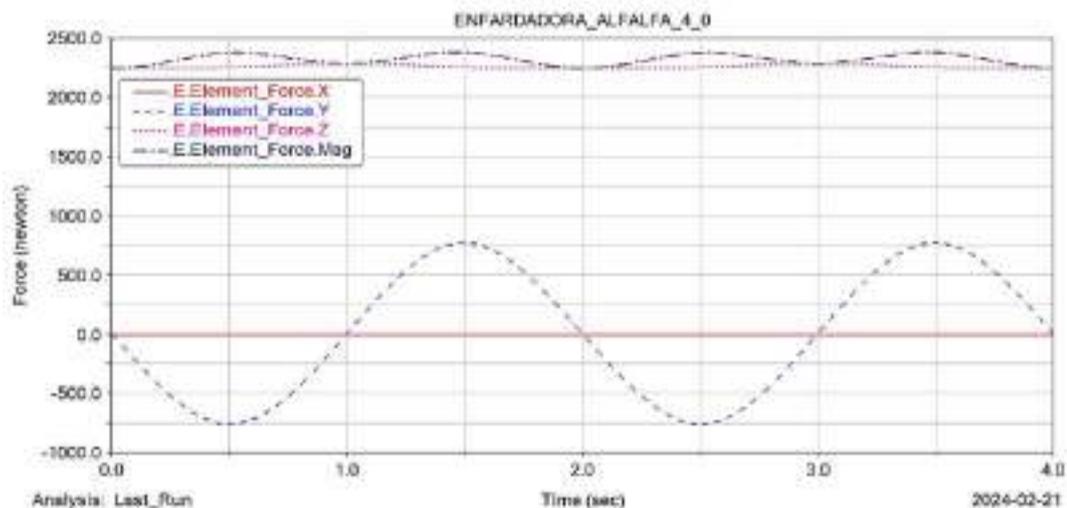


Ilustración 3-18: Fuerzas de reacción en la junta E del mecanismo biela – manivela

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Luego de identificar la posición más crítica y con base en curvas que describen el comportamiento de las reacciones en el transcurso del tiempo, se procedió a determinar las reacciones en cada una de las juntas del mecanismo en la posición crítica cuando la manivela gira 108° en sentido antihorario. A continuación, se detallan los valores de estas reacciones.

Tabla 3-23: Reacciones del mecanismo biela – manivela en la posición crítica.

Descripción	Simbología	Valor	Unidad
Torque máximo eje manivela en P	$T_{m\acute{a}x}$	422.778	Nm
Reacción horizontal en A	A_z	-62.5541	N
Reacción vertical en A	A_y	-28.3923	N
Torque en Ax	T_{ax}	-6.0134	Nm
Torque en Ay	T_{ay}	0	Nm
Torque en Az	T_{az}	0	Nm
Reacción horizontal en C	C_z	-2256.5719	N
Reacción vertical en C	C_y	732.5298	N
Reacción transversal en C	C_x	0	N
Reacción horizontal en E	E_z	2260.0061	N
Reacción vertical en E	E_y	-720.4421	N

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.5.4.2. Análisis dinámico del mecanismo manivela - balancín.

Los resultados indicaron que el mecanismo manivela - balancín alcanza su posición crítica de torque máximo igual a 9.359Nm cuando el eje del mecanismo biela - manivela gira 342° en sentido antihorario desde su posición inicial en el tiempo de 1.901 segundos.

En esta posición el acondicionador está en su posición máxima inferior y está empezando a subir después de acondicionar la alfalfa en la cámara de compresión.

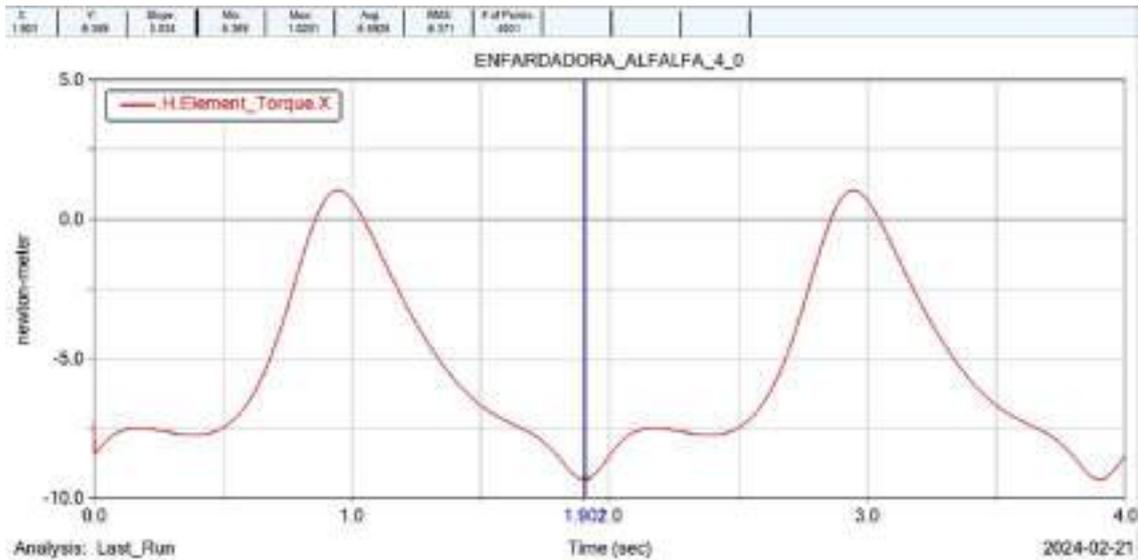


Ilustración 3-19: Curva del torque en función del tiempo del mecanismo manivela – balancín

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

En esta posición, el acondicionador se encuentra en su posición máxima inferior y comienza a elevarse después de acondicionar la alfalfa en la cámara de compactación como se muestra en la ilustración 3-20.

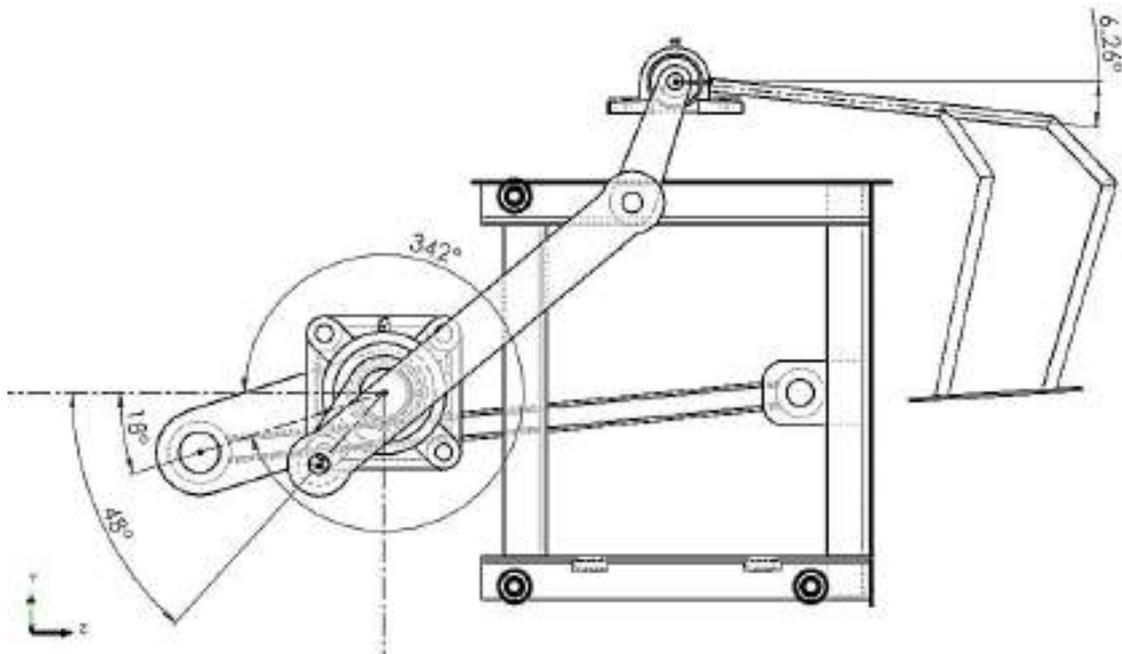


Ilustración 3-20: Posición crítica de torque máximo del mecanismo manivela – balancín.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Como resultado de análisis dinámico a continuación, se presentan las curvas que describen el comportamiento en el transcurso del tiempo de las fuerzas y momentos de reacción en las juntas de los eslabones del mecanismo manivela – balancín.

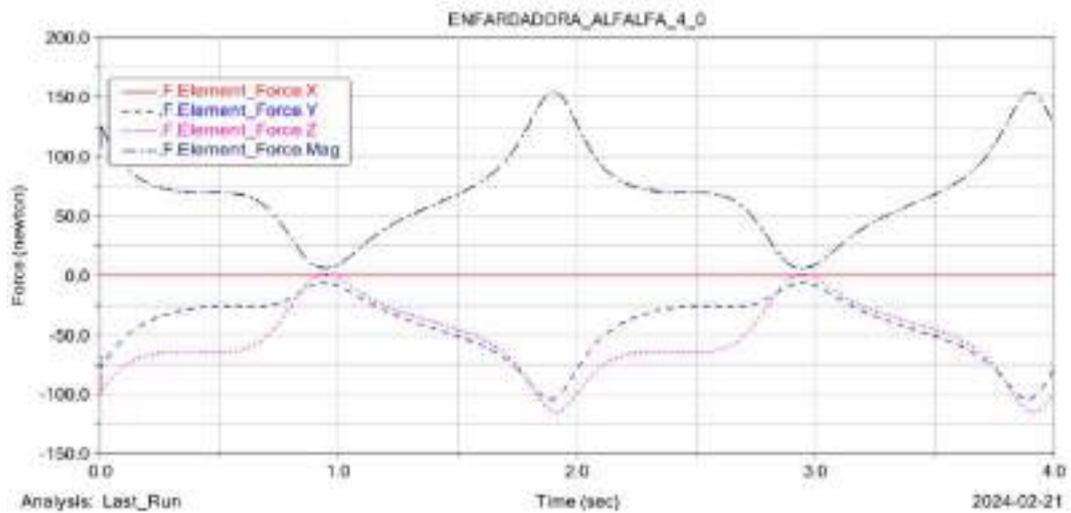


Ilustración 3-21: Fuerzas de reacción en la junta F del mecanismo manivela – balancín.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

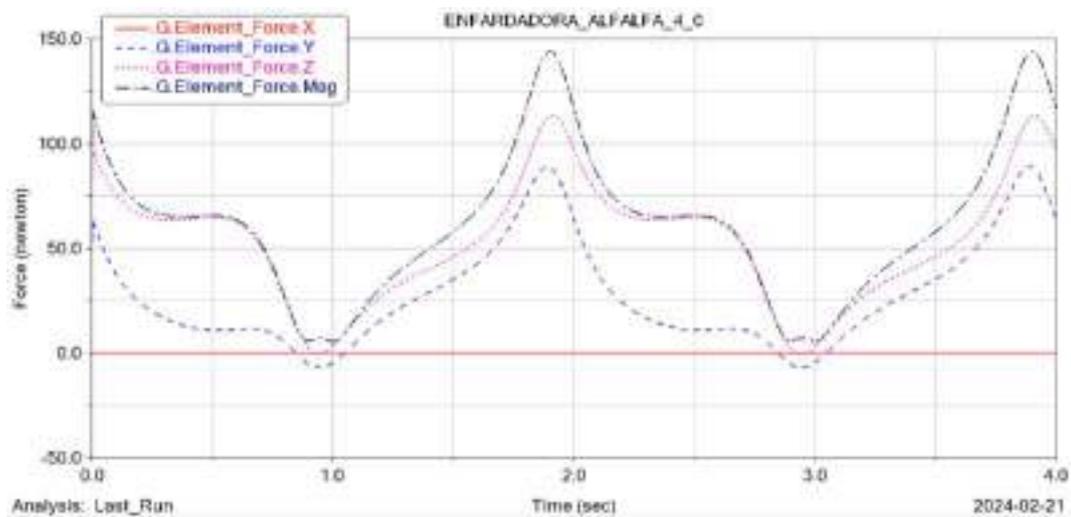


Ilustración 3-22: Fuerzas de reacción en la junta G del mecanismo manivela – balancín.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

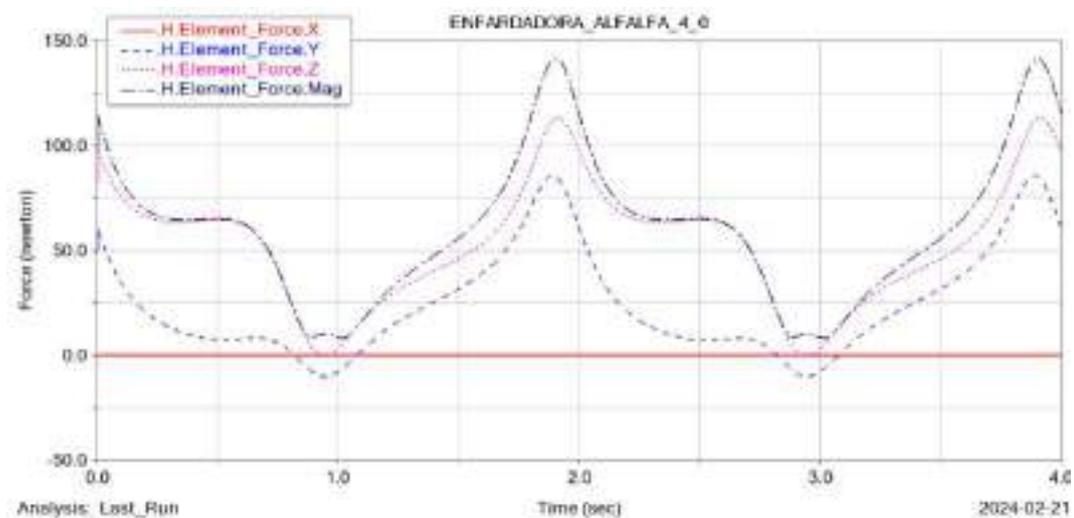


Ilustración 3-23: Fuerzas de reacción en la junta H del mecanismo manivela – balancín.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Luego de identificar la posición más crítica y con base en curvas que describen el comportamiento de las reacciones en el transcurso del tiempo, se procedió a determinar las reacciones en cada una de las juntas del mecanismo en la posición crítica cuando el eje del mecanismo biela-manivela 342° en sentido antihorario. A continuación, se presentan los valores de estas reacciones.

Tabla 3-24: Reacciones del mecanismo manivela – balancín en la posición crítica.

Descripción	Simbología	Valor	Unidad
Torque máximo para el acondicionador	T_{HX}	9.359	Nm
Reacción horizontal en A	A_z	-114.8191	N
Reacción vertical en A	A_y	-106.3178	N
Torque en A_x	T_{ax}	1.3207	Nm
Torque en A_y	T_{ay}	0	Nm
Torque en A_z	T_{az}	0	Nm
Reacción horizontal en F	F_z	-114.697	N
Reacción vertical en F	F_y	-103.6461	N
Reacción horizontal en G	G_z	113.234	N
Reacción vertical en G	G_y	88.6639	N
Reacción horizontal en H	H_z	112.9756	N
Reacción vertical en H	H_y	85.3463	N

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.5.5. Selección del motor eléctrico

Del análisis dinámico se obtuvo la curva que describe el consumo de potencia de los mecanismos a lo largo del tiempo. En la posición más crítica de torque máximo, la potencia requerida para la enfardadora de alfalfa seca tiene un valor de 1328.1994 W, como se indica en la ilustración 3-24. Para obtener la potencia real requerida del motor, se multiplicó el valor de la potencia por un factor de 1.2, lo que nos proporciona un margen de seguridad.

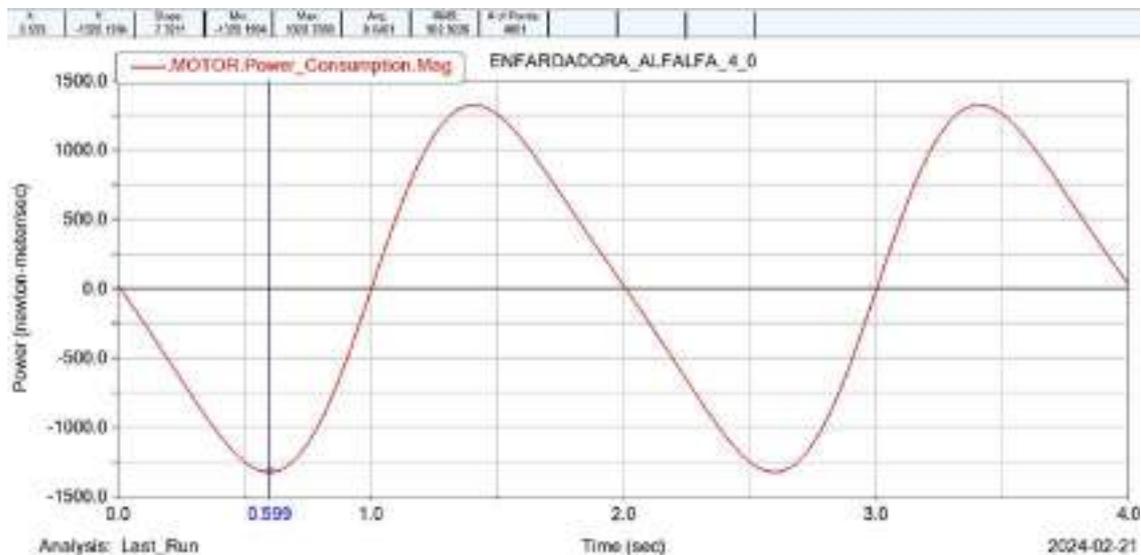


Ilustración 3-24: Curva de potencia requerida para la enfardadora de alfalfa seca

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

$$P_{r-motor} = 1.2 \cdot P_{m\acute{a}x}$$

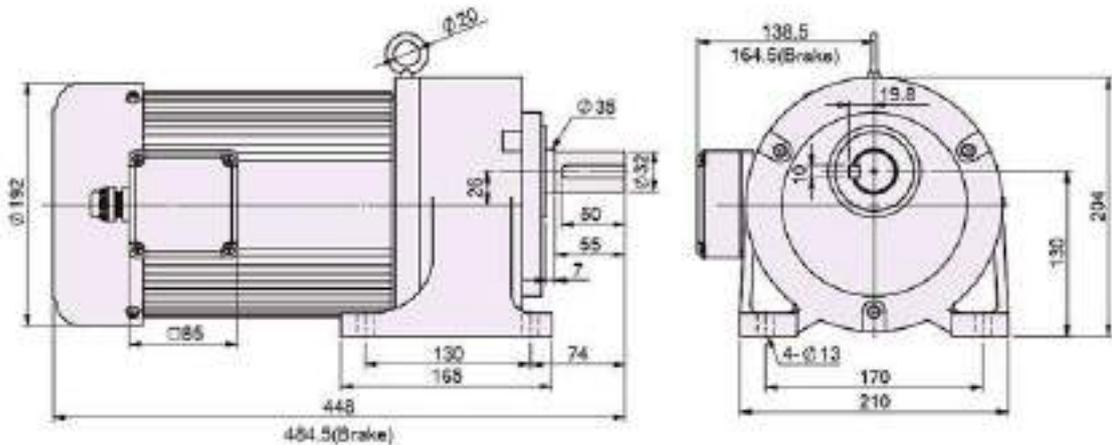
$$P_{r-motor} = 1.2(1328.1994)$$

$$P_{r-motor} = 1593.84 \text{ W}$$

Debido a que la enfardadora de alfalfa opera a 30 rpm, se seleccionó un motor eléctrico trifásico de bajas revoluciones, el SESAME G14H-2200W. Este motor ofrece una potencia de salida de 1802.3 W y un torque de 286.84 Nm a 60 rpm. Internamente, el motor cuenta con un motorreductor con una relación de transmisión de 30:1, lo que proporciona una velocidad en su eje de salida de 60 rpm. Para cumplir con el requerimiento de velocidad, se empleó una transmisión por correas con una relación de 2:1, lo que permite alcanzar las 30 rpm necesarias en el eje de la manivela del mecanismo biela-manivela.

G14H-2200W 3-PHASE FOOT-MOUNT TYPE PRECISION GEAR MOTOR

Terminal box position: at 270° for foot-mount type.



GEAR MOTOR SPECIFICATION																
Gear Ratio	3		5		10		15		20		25		30			
	50HZ	60HZ	50HZ	60HZ	50HZ	60HZ	50HZ	60HZ	50HZ	60HZ	50HZ	60HZ	50HZ	60HZ		
Output rpm	500	600	300	360	150	180	180	120	75	90	60	72	50	60	37.5	45
Output Torque (kg.m)	4.05	3.32	6.76	5.53	13.51	11.05	20.27	16.58	27.03	22.30	29.81	24.38	35.76	29.25	41.70	38.00
Permissible Overhung Load* (kgf)	180	170	220	200	270	260	310	290	340	320	370	350	390	370	430	410

Ilustración 3-25: Información técnica del motorreductor eléctrico SESAME G14H-2200W

Fuente: (Sesame, 2018).

3.5.6. Diseño de los eslabones

Los eslabones fueron diseñados teniendo en cuenta las fuerzas y momentos de reacción de la tabla 3-23 y la tabla 3-24 que fueron obtenidas del análisis dinámico en las posiciones críticas de funcionamiento para cada mecanismo presente en la máquina enfardadora de alfalfa seca.

3.5.6.1. Diseño de la biela CE

Las fuerzas de reacción obtenidas en el análisis dinámico están en dirección de los ejes globales yz, para calcular los esfuerzos en la biela CE se trasladó las fuerzas hacia los ejes locales jk.

Las fuerzas de reacción en cada punto se descompusieron en sus componentes con respecto al ángulo $\phi_1 = 17.8^\circ$ y se determinó la resultante sumando las fuerzas presentes en cada uno de los ejes locales como se indica en la ilustración 3-26.

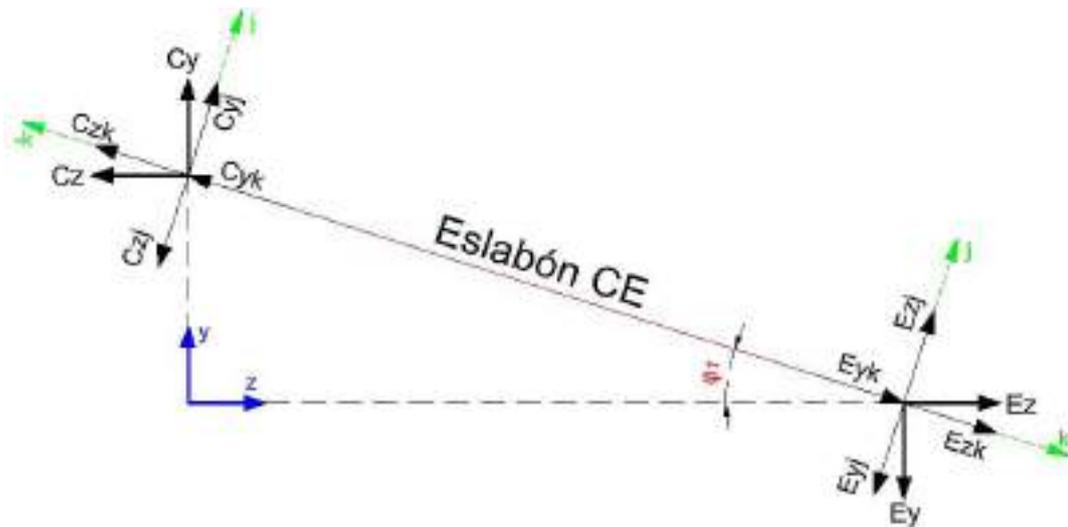


Ilustración 3-26: Descomposición de las fuerzas en los ejes locales de la biela CE

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

$$R_{Cj} = -C_z \text{sen}(\phi_1) + C_y \text{cos}(\phi_1)$$

$$R_{Cj} = 7.636 \text{ N}$$

$$R_{Ck} = -C_z \text{cos}(\phi_1) - C_y \cdot \text{sen}(\phi_1)$$

$$R_{Ck} = -2372.479 \text{ N}$$

$$R_{Ej} = E_z \text{sen}(\phi_1) - E_y \text{cos}(\phi_1)$$

$$R_{Ej} = 4.923 \text{ N}$$

$$R_{Ek} = E_z \text{cos}(\phi_1) + E_y \text{sen}(\phi_1)$$

$$R_{Ek} = 2372.055 \text{ N}$$

Para llevar a cabo un análisis estático en la biela CE, se consideró la situación más crítica, que sería cuando uno de sus extremos está empotrado. Por lo tanto, se realizó el análisis con el extremo E empotrado. Se realizaron varias iteraciones utilizando una hoja de cálculo en Excel como se indica en el anexo F. Para un tubo cuadrado estructural de dimensiones 25x25x1.2mm se tiene el siguiente análisis.

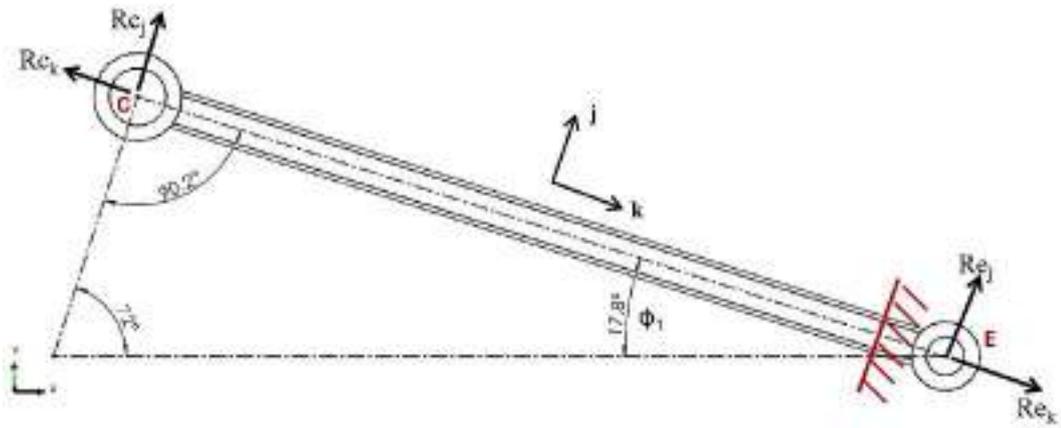


Ilustración 3-27: Análisis estático en la biela CE

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

En el centroide del empotramiento en el punto E. La fuerza R_{ck} genera un esfuerzo normal de tracción, el cual se calcula utilizando la ecuación 18.

$$\sigma_a = \frac{F}{A} \quad (18)$$

Donde:

- σ_a es el esfuerzo normal de tracción o compresión [Pa]
- F es la fuerza perpendicular a la sección transversal [N]
- A es el área de sección transversal [m²]

$$\sigma_t = \frac{R_{ck}}{A}$$

$$\sigma_t = 20.8 \text{ MPa}$$

La fuerza R_{cj} en centroide de la sección del empotramiento genera un esfuerzo normal de flexión, el cual se calcula utilizando la ecuación 19.

$$\sigma_f = \frac{M}{S} \quad (19)$$

Donde:

- σ es el esfuerzo normal de flexión [Pa]
- M es el momento flector en la sección transversal [Nm]
- s es el módulo de resistencia de sección [m³]

$$\sigma_f = \frac{M_x}{S}$$

$$\sigma_f = \frac{R_{cj} \cdot r_2}{S}$$

$$\sigma_f = 4.92 \text{ MPa}$$

Además, la fuerza R_{cj} en centroide de la sección del empotramiento se genera un esfuerzo cortante, el cual se calcula utilizando la ecuación 20.

$$\tau_c = \frac{V}{A} \quad (20)$$

Donde:

- τ_c es el esfuerzo cortante [Pa]
- V es la fuerza tangente a la sección transversal [N]
- A es el área de sección transversal [m²]

$$\tau_c = \frac{R_{ck}}{A}$$

$$\tau_c = 669.83 \text{ kPa}$$

Se aplicó la teoría de esfuerzos combinados realizando una suma algebraica de los esfuerzos normales y una suma vectorial para los esfuerzos cortantes.

$$\sigma_x = \pm \sigma_a \pm \sigma_{fx} \quad (21)$$

Donde:

- σ_x es el esfuerzo normal equivalente [Pa]
- σ_a es el esfuerzo normal debido a una carga axial [Pa]
- σ_x es el esfuerzo normal debido a un momento flector [Pa]

$$\vec{\tau}_{xy} = \vec{\tau}_c + \vec{\tau}_t \quad (22)$$

Donde:

- τ_{xy} es el esfuerzo cortante equivalente [Pa]
- τ_c es el esfuerzo cortante debido a una carga de cizalla [Pa]
- τ_t es el esfuerzo cortante debido a un momento torsor [Pa]

$$\sigma_x = \sigma_t + \sigma_{fx}$$

$$\sigma_x = 25.7 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \tau_c$$

$$\tau_{xy} = 669.83 \text{ kPa}$$

Utilizando la teoría de falla de la energía de distorsión de Von Mises asignando una sección transversal de un perfil de catálogo se determina el factor de seguridad con la ecuación 23.

$$\sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = \frac{S_y}{\eta} \quad (23)$$

Donde:

- S_y es el límite de fluencia del acero A36 [250 MPa]
- η es el factor de seguridad

Despejando el factor de seguridad de la ecuación 23 se tiene la siguiente expresión.

$$\eta = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}}$$
$$\eta = 9.7$$

El factor de seguridad estático experimenta una notable reducción durante un análisis dinámico, por lo que factor de seguridad calculado es aceptable desde por el punto de vista de la seguridad.

Por lo tanto, usando el catálogo de DIPAC para la biela CE se optó por seleccionar un tubo cuadrado de TR 25x25x1.2mm.

3.5.6.2. Diseño de la manivela AF

Las fuerzas de reacción obtenidas en el análisis dinámico están en dirección de los ejes globales yz, para calcular los esfuerzos en la manivela AF se trasladó las fuerzas hacia los ejes locales jk.

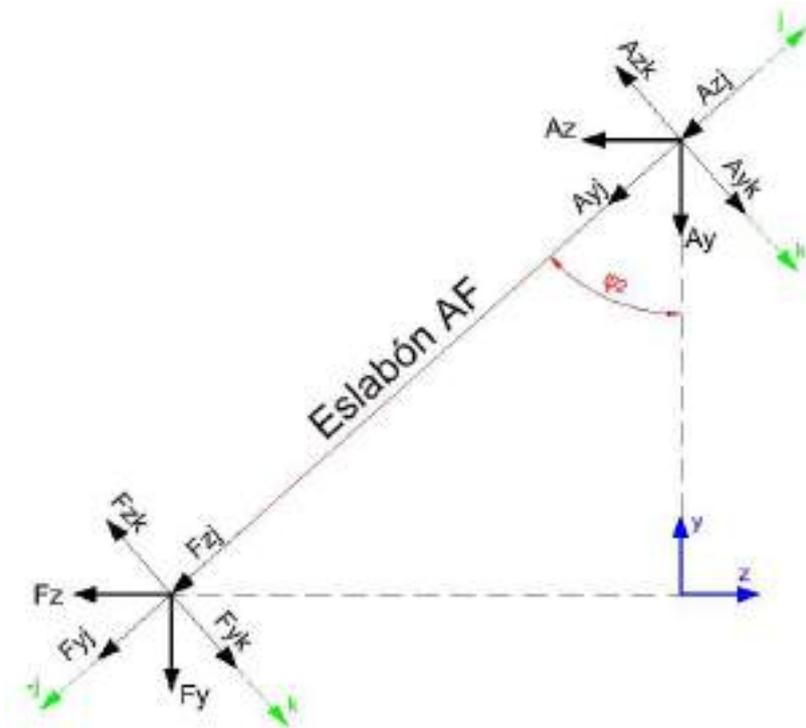


Ilustración 3-28: Descomposición de las fuerzas en los ejes locales de la manivela AF

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Las fuerzas de reacción en cada punto se descompusieron en sus componentes con respecto al ángulo $\phi_2 = 42^\circ$ y se determinó la resultante sumando las fuerzas presentes en cada uno de los ejes locales como se indica en la ilustración 3-28.

$$R_{Aj} = -A_z \text{sen}(\phi_2) - A_y \text{cos}(\phi_2)$$

$$R_{Aj} = -155.84 \text{ N}$$

$$R_{Ak} = -A_z \text{cos}(\phi_2) + A_y \text{sen}(\phi_2)$$

$$R_{Ak} = -14.19 \text{ N}$$

$$R_{Fj} = -F_z \text{sen}(\phi_2) - F_y \text{cos}(\phi_2)$$

$$R_{Fj} = -153.74 \text{ N}$$

$$R_{Fk} = -F_z \text{cos}(\phi_2) + F_y \text{sen}(\phi_2)$$

$$R_{Fk} = -15.85 \text{ N}$$

Para llevar a cabo un análisis estático en la manivela AF, se consideró la situación más crítica, que sería cuando uno de sus extremos está empotrado. Por lo tanto, se realizó el análisis con el

extremo A empotrado. Se realizaron varias iteraciones utilizando una hoja de cálculo en Excel como se indica en el anexo F. Para una platina de 19x3mm se tiene el siguiente análisis.

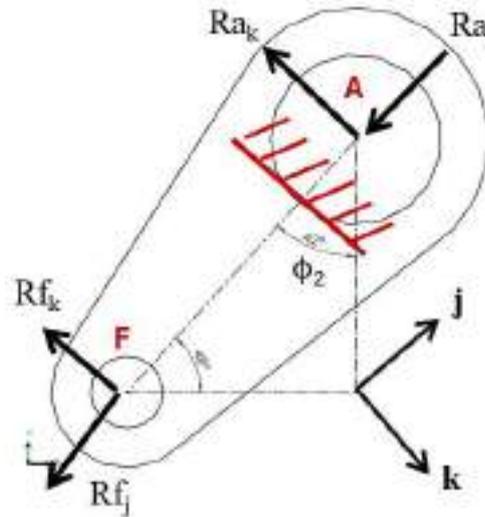


Ilustración 3-29: Análisis estático en la manivela AF.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

En el centroide del empotramiento en el punto A. La fuerza R_{fj} genera un esfuerzo normal de tracción, el cual se calcula utilizando la ecuación 18.

$$\sigma_t = \frac{R_{fj}}{A}$$

$$\sigma_t = 2.27 \text{ MPa}$$

La fuerza R_{fk} en el centroide de la sección del empotramiento genera un esfuerzo normal de flexión, el cual se calcula utilizando la ecuación 19.

$$\sigma_f = \frac{M_x}{S}$$

$$\sigma_f = \frac{R_{fk} \cdot r_1}{S}$$

$$\sigma_f = 19.8 \text{ MPa}$$

Además, la fuerza R_{fk} en el centroide de la sección del empotramiento genera un esfuerzo cortante, el cual se calcula utilizando la ecuación 20.

$$\tau_c = \frac{R_{fk}}{A}$$

$$\tau_c = 440.164 \text{ kPa}$$

Se aplicó la teoría de esfuerzos combinados realizando la suma algebraica de los esfuerzos normales según la ecuación 21 y una suma vectorial de esfuerzos cortantes según la ecuación 22.

$$\sigma_x = \sigma_t + \sigma_{fx}$$

$$\sigma_x = 24.1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \tau_c$$

$$\tau_{xy} = 440.164 \text{ kPa}$$

Utilizando la teoría de falla de la energía de distorsión de Von Mises asignando una sección transversal de un perfil de catálogo se determina el factor de seguridad con la ecuación 23 y despejando el factor de seguridad se tiene la siguiente expresión.

$$\eta = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}}$$

$$\eta = 10.3$$

El factor de seguridad estático experimenta una notable reducción durante un análisis dinámico, por lo que factor de seguridad calculado es aceptable desde por el punto de vista de la seguridad. Por lo tanto, usando el catálogo de DIPAC para la manivela AF se optó por seleccionar una platina PLT 12x3mm.

3.5.6.3. Diseño de la biela FG

Las fuerzas de reacción obtenidas en el análisis dinámico están en dirección de los ejes globales yz, para calcular los esfuerzos en la biela FG se trasladó las fuerzas hacia los ejes locales jk.

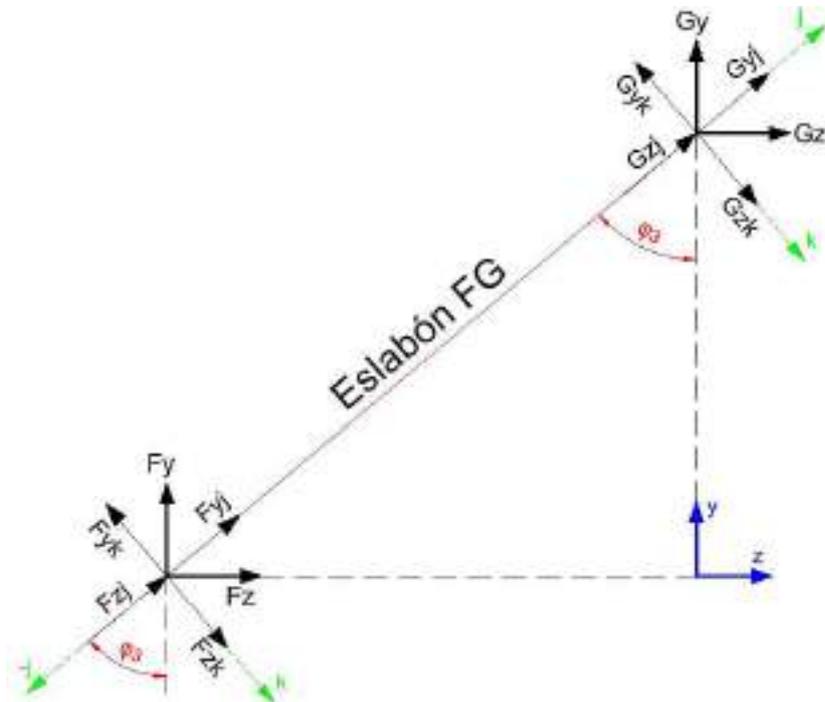


Ilustración 3-30: Descomposición de las fuerzas en los ejes locales de la biela FG.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Las fuerzas de reacción en cada punto se descompusieron en sus componentes con respecto al ángulo $\phi_3 = 49.89^\circ$ y se determinó la resultante sumando las fuerzas presentes en cada uno de los ejes locales como se indica en la ilustración 3-30.

$$R_{Gj} = G_z \text{sen}(\phi_3) + G_y \text{cos}(\phi_3)$$

$$R_{Gj} = 143.72 \text{ N}$$

$$R_{Gk} = G_z \text{cos}(\phi_3) + - G_y \text{sen}(\phi_3)$$

$$R_{Gk} = 5.14 \text{ N}$$

$$R_{Fj} = F_z \text{sen}(\phi_3) + F_y \text{cos}(\phi_3)$$

$$R_{Fj} = 154.46 \text{ N}$$

$$R_{Fk} = -F_z \text{cos}(\phi_3) - F_y \text{sen}(\phi_3)$$

$$R_{Fk} = -5.41 \text{ N}$$

Para llevar a cabo un análisis estático en la biela FG, se consideró la situación más crítica, que sería cuando uno de sus extremos está empotrado. Por lo tanto, se realizó el análisis con el extremo G empotrado. Se realizaron varias iteraciones utilizando una hoja de cálculo en Excel como se indica en el anexo F. Para un tubo cuadrado mecánico de dimensiones 12x12x0.8 se tiene el siguiente análisis.

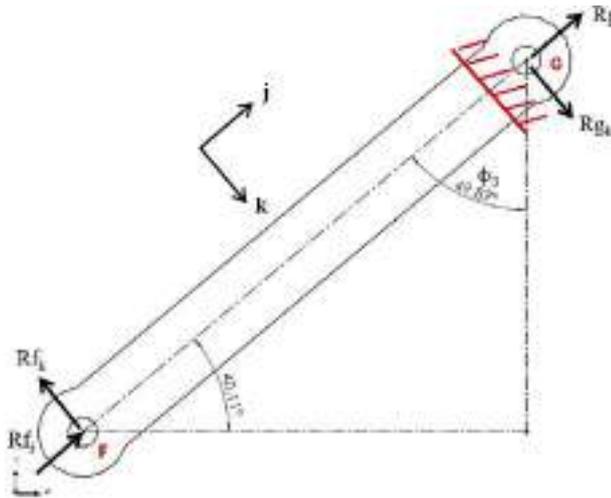


Ilustración 3-31: Análisis estático en la biela FG.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

En el centroide del empotramiento en el punto G. La fuerza R_{fj} genera un esfuerzo normal de compresión, el cual se calcula utilizando la ecuación 18.

$$\sigma_c = -\frac{R_{fj}}{A}$$

$$\sigma_c = -4.17 \text{ MPa}$$

La fuerza R_{fk} en el centroide de la sección del empotramiento genera un esfuerzo normal de flexión, el cual se calcula utilizando la ecuación 19.

$$\sigma_f = \frac{M_x}{S}$$

$$\sigma_f = \frac{R_{fk} \cdot r_2}{S}$$

$$\sigma_f = 14.7 \text{ MPa}$$

Además, la fuerza R_{fk} en el centroide de la sección del empotramiento genera un esfuerzo cortante, el cual se calcula utilizando la ecuación 20.

$$\tau_c = \frac{R_{fk}}{A}$$

$$\tau_c = 146.159 \text{ kPa}$$

Se aplicó la teoría de esfuerzos combinados realizando la suma algebraica de los esfuerzos normales según la ecuación 21 y una suma vectorial de esfuerzos cortantes según la ecuación 22.

$$\sigma_x = \sigma_t + \sigma_{fx}$$

$$\sigma_x = 18.9 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \tau_c$$

$$\tau_{xy} = 146.159 \text{ kPa}$$

Utilizando la teoría de falla de la energía de distorsión de Von Mises asignando una sección transversal de un perfil de catálogo se determina el factor de seguridad con la ecuación 23 y despejando el factor de seguridad se tiene la siguiente expresión.

$$\eta = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}}$$

$$\eta = 13.2$$

El factor de seguridad estático experimenta una notable reducción durante un análisis dinámico, por lo que factor de seguridad calculado es aceptable desde por el punto de vista de la seguridad. Por lo tanto, usando el catálogo de DIPAC para la biela FG se optó por seleccionar un tubo cuadrado mecánico de dimensiones 12x12x0.8mm.

3.5.6.4. Diseño del balancín GH

Las fuerzas de reacción obtenidas en el análisis dinámico están en dirección de los ejes globales yz, para calcular los esfuerzos en el balancín GH se trasladó las fuerzas hacia los ejes locales jk.

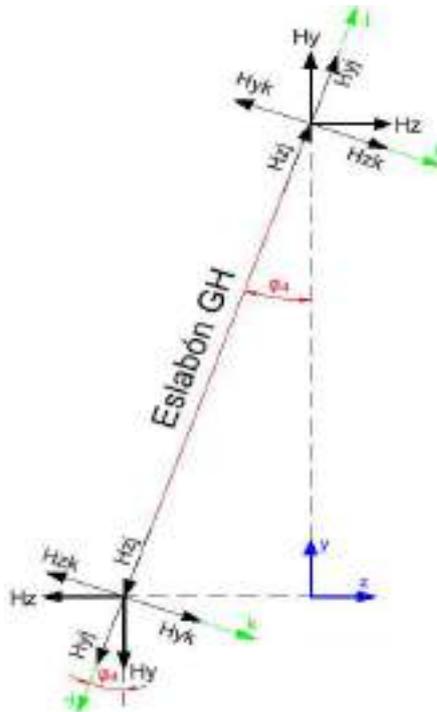


Ilustración 3-32: Descomposición de las fuerzas en los ejes locales del balancín GH.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Las fuerzas de reacción en cada punto se descompusieron en sus componentes con respecto al ángulo $\phi_4 = 19.26^\circ$ y se determinó la resultante sumando las fuerzas presentes en cada uno de los ejes locales como se indica en la ilustración 3-32.

$$R_{Gj} = -G_z \text{sen}(\phi_4) - G_y \text{cos}(\phi_4)$$

$$R_{Gj} = 143.72 \text{ N}$$

$$R_{Gk} = -G_z \text{cos}(\phi_4) - G_y \text{sen}(\phi_4)$$

$$R_{Gk} = 5.14 \text{ N}$$

$$R_{Hj} = H_z \text{sen}(\phi_4) + H_y \text{cos}(\phi_4)$$

$$R_{Hj} = 143.72 \text{ N}$$

$$R_{Hk} = H_z \text{cos}(\phi_4) - H_y \text{sen}(\phi_4)$$

$$R_{Hk} = 5.14 \text{ N}$$

Para llevar a cabo un análisis estático en el balancín GH, se consideró la situación más crítica, que sería cuando uno de sus extremos está empotrado. Por lo tanto, se realizó el análisis con el extremo H empotrado. Se realizaron varias iteraciones utilizando una hoja de cálculo en Excel como se indica en el anexo F. Para una platina de 19x3mm se tiene el siguiente análisis.

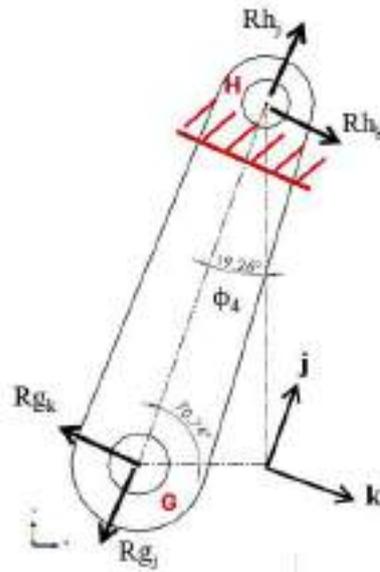


Ilustración 3-33: Análisis estático en el balancín FG.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

En el centroide del empotramiento en el punto H. La fuerza R_{gj} genera un esfuerzo normal de tracción, el cual se calcula utilizando la ecuación 18.

$$\sigma_t = \frac{R_{gj}}{A}$$

$$\sigma_t = 4 \text{ MPa}$$

La fuerza R_{gk} en el centroide de la sección del empotramiento genera un esfuerzo normal de flexión, el cual se calcula utilizando la ecuación 19.

$$\sigma_f = \frac{M_x}{S}$$

$$\sigma_f = \frac{R_{gk} \cdot r_3}{S}$$

$$\sigma_f = 8.57 \text{ MPa}$$

Además, la fuerza R_{gk} en el centroide de la sección del empotramiento genera un esfuerzo cortante, el cual se calcula utilizando la ecuación 20.

$$\tau_c = \frac{R_{gk}}{A}$$

$$\tau_c = 142.803 \text{ kPa}$$

Se aplicó la teoría de esfuerzos combinados realizando la suma algebraica de los esfuerzos normales según la ecuación 21 y una suma vectorial de esfuerzos cortantes según la ecuación 22.

$$\sigma_x = \sigma_t + \sigma_{fx}$$

$$\sigma_x = 12.6 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \tau_c$$

$$\tau_{xy} = 142.803 \text{ kPa}$$

Utilizando la teoría de falla de la energía de distorsión de Von Mises asignando una sección transversal de un perfil de catálogo se determina el factor de seguridad con la ecuación 23 y despejando el factor de seguridad se tiene la siguiente expresión.

$$\eta = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}}$$

$$\eta = 19$$

El factor de seguridad estático experimenta una notable reducción durante un análisis dinámico, por lo que factor de seguridad calculado es aceptable desde por el punto de vista de la seguridad. Para tener en mismo perfil en los eslabones, usando el catálogo de DIPAC para el balancín GH se optó por seleccionar una platina PLT 12x3mm.

3.5.7. Selección de correa y poleas

La transmisión de potencia desde el motor eléctrico hasta el eje de la manivela del mecanismo biela-manivela se llevó a cabo mediante una transmisión por correas dentadas. Para ello, se utilizó los datos conocidos de la tabla 3-25 y se utilizó el catálogo de SKF con el siguiente procedimiento de selección.

Tabla 3-25: Datos conocidos para la selección de la correa y las poleas

Descripción	Símbolo	Valor
Potencia nominal motor	P	1.802kW
Velocidad polea conducida	N_2	30rpm
Velocidad polea conductora	N_1	60 rpm

Tiempo de funcionamiento en un día	t	8 h/día
Distancia entre centro poleas (requerida)	C_p	392 mm
Tipo de arranque	Arranque suave (estrella-delta)	

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

El proceso de selección comenzó con el cálculo de la potencia de diseño utilizando la ecuación 24. Para el factor de servicio, considerando que la aplicación es para una enfardadora que se encuentra dentro de la clase 3, con un motor de arranque suave y la máquina trabajará menos de 10 horas al día, se seleccionó un factor de servicio de 1.7, como se indica en la tabla 3-26.

$$P_d = P \cdot C_2 \quad (24)$$

Donde:

- P_d es la potencia de diseño [kW]
- P es la potencia nominal del motor [kW]
- C_2 es el factor de servicio

Tabla 3-26: Factor de servicio.

Types of driven machinery		Soft starts		
		Duty time h/day 10 and under	Over 10 to 16	Over 16
Class 1 Light duty	Blowers, exhausters and fans (up to 7.5 kW), centrifugal compressors and pumps. Belt conveyors (uniformly loaded).	1.3	1.4	1.5
Class 2 Medium duty	Agitators (uniform density), blowers, exhausters and fans (over 7.5 kW). Rotary compressors and pumps (other than centrifugal), Belt conveyors (not uniformly loaded), generators and exciters, laundry machinery, lineshafts, machine tools, printing machinery, sawmill and woodworking machinery, screens (rotary).	1.4	1.5	1.6
Class 3 Heavy duty	Agitators and mixers (variable density), brick machinery, bucket elevators, compressors and pumps (reciprocating), conveyors (heavy duty). Hoists, mills (hammer), pulverisers, punches, presses, shears, quarry plant, rubber machinery, screens (vibrating), textile machinery.	1.7	1.8	1.9

Fuente: (SKF, 2016).

$$P_d = P \cdot C_2$$

$$P_d = 1.802(1.7)$$

$$P_d = 3,0634kW$$

Con la potencia de diseño y la velocidad angular de la polea más rápida, que es de 60 rpm, se procedió a seleccionar el tipo de sección más adecuado para la correa. De acuerdo con lo indicado en la ilustración 3-34, se determinó que la sección más apropiada es la HiTD 14M.

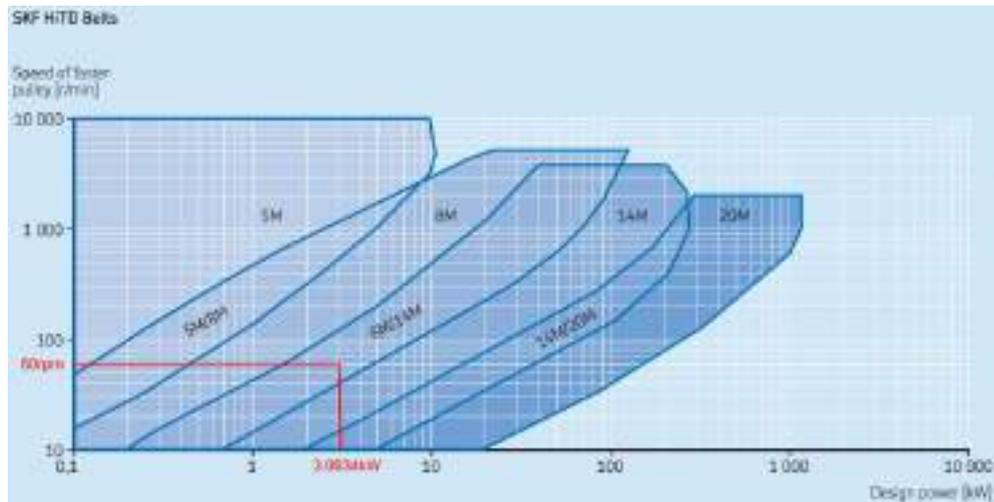


Ilustración 3-34: Sección transversal de la correa.

Fuente: (SKF, 2016).

La relación de transmisión requerida se calculó utilizando la ecuación 25.

$$i = \frac{N_1}{N_2} \quad (25)$$

Donde:

- i es la relación de transmisión requerida
- N_1 es la velocidad angular de la polea conductora [rpm]
- N_2 es la velocidad angular de la polea conducida [rpm]

$$i = \frac{60}{30}$$

$$i = 2$$

En función de la relación de transmisión, que es igual a 2, y para una sección transversal tipo HiTD 14M de la correa, se seleccionaron los siguientes parámetros que se muestran en la tabla 3-27.

Tabla 3-27: Parámetros seleccionados en función de la relación de transmisión

Descripción	Símbolo	Valor
Numero de dientes de la polea conductora	Z_1	28 dientes
Numero de dientes de la polea conducida	Z_2	56 dientes
Diámetro de paso de la polea conductora	d	124.78 mm
Diámetro de paso de la polea conducida	D	249.55 mm
Longitud de paso de la correa	L_p	1400 mm
Distancia entre centros de diseño	C_d	401.1 mm

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Es necesario corregir la potencia teniendo en cuenta los factores de longitud de la correa C_1 y C_4 . Se tomó un valor de 1 para el factor C_1 , mientras que para el factor C_4 se requiere calcular el número de dientes en contacto utilizando la ecuación 26.

$$TIM = \frac{Z_1 \cdot \left(180 - \frac{57.3(D - d)}{C_d}\right)}{360} \quad (26)$$

Donde:

- TIM es el número de dientes en contacto

$$TIM = \frac{28 \cdot \left(180 - \frac{57.3(249.55 - 124.78)}{401.1}\right)}{360}$$

$$TIM = 12.614$$

Como el número de dientes en contacto es mayor que seis, se tomó un valor de 1 para el factor C_4 como se muestra en la tabla 3-28.

Tabla 3-28: Factor de corrección C_4

Teeth in mesh (TIM) Correction factor C_4	
TIM	C_4
-	-
6 and above	1
5	0.8
4	0.6
3	0.4

Fuente: (SKF, 2016).

Para determinar el ancho de la correa, se utilizó el número de dientes de la polea más pequeña y la velocidad angular de la polea más rápida, del catálogo se obtiene en una potencia nominal de 1.625 kW para un ancho de correa estándar de 40mm. Con la ecuación 27, se corrigió la potencia y se debe asegurar que la potencia corregida sea igual o mayor que la potencia de diseño.

$$P_{corr} = P_b \cdot C_4 \cdot C_1 \quad (27)$$

Donde:

- P_{corr} es la potencia corregida [kW]
- P_b es la potencia nominal básica de la correa [kW]
- C_1 y C_4 son los factores de corrección de potencia

$$P_{corr} = 1.625(1)(1)$$

$$P_{corr} = 1.625 \text{ kW}$$

Tabla 3-29: Factor multiplicativo para un ancho de correa de 85mm

Belt width [mm]				
40	55	85	115	170
Width multiplier				
1	1,44	2,32	3,21	4,82

Fuente: (SKF, 2016).

Dado que la potencia corregida es menor que la potencia de diseño, se incrementó el ancho de la correa a 85mm y se multiplicó por su correspondiente factor multiplicativo, que es de 2.32.

$$P_{corr} = 2.32(1.625)$$

$$P_{corr} = 3.77 \text{ kW}$$

$$P_{corr} \geq P_d \quad \therefore \text{OK}$$

Utilizando el tipo de sección y la longitud de la correa, se determinó que la tolerancia mínima de instalación (MIA) es de 2.5 mm y la tolerancia mínima de tensado (MTA) es de 4 mm, como se indica en la tabla 3-30.

Tabla 3-30: Tolerancia mínimas de instalación de las poleas

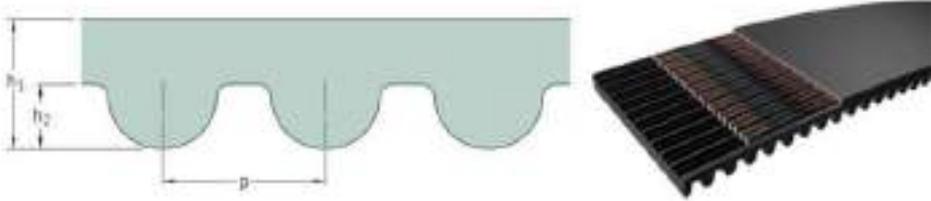
Datum length mm	Minimum take-up allowance for tensioning mm	Minimum installation allowance - for fitting					
		SM	BM	14M	XL	L	H
< 1 525	4	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
1 525-3 050	7	5	5	5	5	5	5
> 3 050	10	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5
< 1 525	4	14	22	17	14	14	22
1 525-3 050	7	17	25	19	17	17	25
> 3 050	10	17	27	42	17	17	27
< 1 525	4	20.5	35	40	20.5	20.5	35
1 525-3 050	7	23	37	42	23	23	37
> 3 050	10	23	40	45	23	23	40

Fuente: (SKF, 2016).

Por lo tanto, se seleccionó una correa dentada HiTD PHG 1400-14M-85 con las características que se detallan en la tabla 3-31.

Tabla 3-31: Correa dentada HiTD PHG 1400-14M-85

SKF HiTD Belts
8M | 14M



Section	Number of teeth per side	Dimensions Pitch length	Dimensions			Designation
			h_1	h_2	p	
mm						
14M	67	938	10,0	6,10	14,0	PHG 938-14M-...
	69	966	10,0	6,10	14,0	PHG 966-14M-...
	74	1 036	10,0	6,10	14,0	PHG 1036-14M-...
	75	1 050	10,0	6,10	14,0	PHG 1050-14M-...
	76	1 064	10,0	6,10	14,0	PHG 1064-14M-...
	90	1 260	10,0	6,10	14,0	PHG 1260-14M-...
	92	1 288	10,0	6,10	14,0	PHG 1288-14M-...
	94	1 316	10,0	6,10	14,0	PHG 1316-14M-...
	96	1 344	10,0	6,10	14,0	PHG 1344-14M-...
	100	1 400	10,0	6,10	14,0	PHG 1400-14M-...

Fuente: (SKF, 2016).

Como polea conductora se optó por una polea PHP 28-14M-85TB con las características que se detallan en la ilustración 3-35.

PHP 28-14M-85TB

Cantidad de dientes	28
Diámetro primitivo (mm)	124.78
Diámetro exterior (mm)	122.12
Tipo de polea	6F
Buje Nro.	2517
Orificio mínimo (mm)	16
Orificio máximo (mm)	60
Brida A (mm)	141
H	-
F	102
K	28.5
L	45
M	28.5
Peso (kg)	2.7

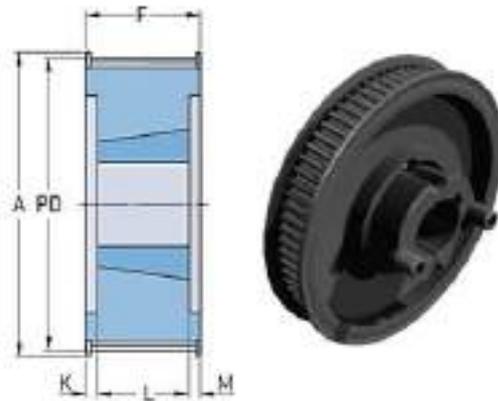


Ilustración 3-35: Polea conductora PHP 28-14M-85TB

Fuente: (SKF, 2016).

Como polea conducida se seleccionó por una polea PHP 56-14M-85TB con las características que se detallan en la ilustración 3-36.

PHP 56-14M-85TB

Cantidad de dientes	56
Diámetro primitivo (mm)	249.55
Diámetro exterior (mm)	246.76
Tipo de polea	6F
Buje Nro.	3535
Orificio mínimo (mm)	35
Orificio máximo (mm)	90
Brida A (mm)	264
H	-
F	102
K	18.5
L	65
M	18.5
Peso (kg)	19

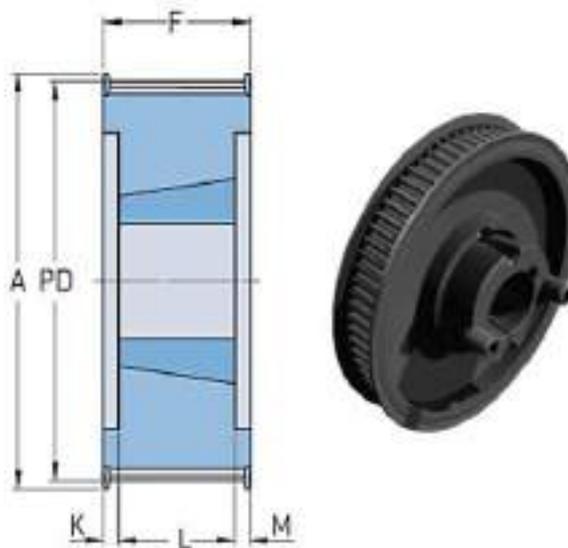


Ilustración 3-36: Polea conducida PHP 56-14M-85TB

Fuente: (SKF, 2016).

3.5.8. Cálculo de tensiones de la correa dentada

Se procedió a calcular las tensiones generadas por la correa dentada en la polea conducida, con el objetivo de trasladar estas fuerzas al eje para su posterior diseño. Para esto, se inició calculando la velocidad lineal de la correa utilizando la ecuación 28.

$$v = \frac{d \cdot N_1}{19098} \quad (28)$$

Donde:

- v es la velocidad lineal de la correa [m/s]
- d es el diámetro de paso de la polea conductora [mm]
- N_1 es la velocidad angular de la polea conductora [rpm]

$$v = \frac{124,78(60)}{19098}$$

$$v = 0.392 \text{ m/s}$$

Para calcular la fuerza de tracción presente en la correa se utilizó la ecuación 29.

$$T_{pu} = \frac{P}{v} \quad (28)$$

Donde:

- T_{pu} la fuerza de tracción en la correa [N]
- P es la potencia que entrega el motor [W]
- v es la velocidad lineal de la correa [m/s]

$$T_{pu} = \frac{1802}{0.392}$$

$$T_{pu} = 4596.393 \text{ N}$$

Utilizando la sección y el ancho de la correa, determinamos la masa de la correa por unidad de longitud, como se indica en la tabla 3-32. Esta masa tiene un valor de 0.9114 kg/m, y se utiliza para calcular la fuerza centrífuga mediante la ecuación 29.

Tabla 3-32: Masa de la correa por unidad de longitud

Weights and tension values for SKF Timing Belts			
Section	Belt tension		Mass
	New belt	Used run-in belt	
-	N		kg/m
HITD			
5M 9	99	71	0.0369
5M 15	174	124	0.0614
5M 25	311	222	0.1024
8M 20	372	266	0.1282
8M 30	593	424	0.1922
8M 50	1 037	741	0.3204
8M 85	2 044	1 460	0.5447
14M 40	1 297	926	0.4289
14M 55	1 912	1 366	0.5897
14M 85	3 342	2 344	0.9114
14M 115	4 480	3 200	1.2331
14M 170	7 139	5 099	1.8228

Fuente: (SKF, 2016).

$$T_c = M \cdot v^2 \quad (29)$$

Donde:

- T_c es la fuerza centrífuga de la correa [N]
- M es masa por unidad de longitud de la correa [kg/m]

$$T_c = 0.9114(0.392)^2$$

$$T_c = 0.14 \text{ N}$$

Para determinar las tensiones en el lado tenso y el lado flojo, se utilizaron las ecuaciones 30 y 31, respectivamente. Sin embargo, para realizar este cálculo, es necesario encontrar el factor de relación de arco de contacto, el cual tiene un valor de 1.095, como se indica en la tabla 3-33.

Tabla 3-33: Factor de relación de arco de contacto

Arc of contact ratio factor		
$\frac{D-d}{Cd}$	AC_r	AC_r-1
0	1.070	0.070
0.1	1.080	0.080
0.2	1.090	0.090
0.3	1.095	0.095
0.4	1.100	0.100
0.5	1.115	0.115

Fuente: (SKF, 2016).

$$\frac{D-d}{Cd} = \frac{249,55 - 124,78}{401,1}$$

$$\frac{D-d}{Cd} = 0,3 \quad \therefore AC_r = 1.095$$

$$T_1 = T_{pu} \cdot AC_r + T_c \quad (30)$$

$$T_2 = [T_{pu}(AC_r - 1)] + T_c \quad (31)$$

Donde:

- T_1 es la fuerza en el lado tenso [N]
- T_2 es la fuerza en el lado flojo [N]
- AC_r es el factor de relación de arco de contacto

$$T_1 = 4596,939(1,095) + 0,14$$

$$T_1 = 5033,788 \text{ N}$$

$$T_2 = [4596,939(0,095)] + 0,14$$

$$T_2 = 436,797 \text{ N}$$

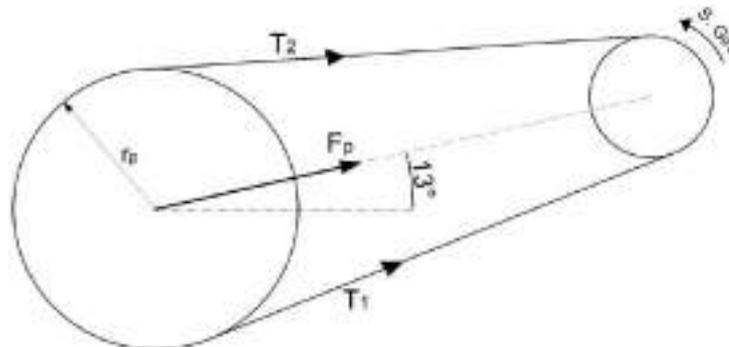


Ilustración 3-37: Sistema de transmisión de enfardadora de alfalfa seca.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Se tomó en cuenta que la fuerza resultante de flexión en el eje de la polea se comporta como una fuerza única que actúa en la línea entre los centros de las poleas. Por consiguiente, esta fuerza es igual a la suma de las tensiones del lado tenso y del lado flojo.

$$F_p = (T_1 + T_2) \quad (32)$$

$$F_p = (5033,788 + 436,797)$$

$$F_p = 5470,585N$$

En la máquina enfardadora de alfalfa seca, el sistema de transmisión se encuentra instalado con un ángulo de inclinación de 13° , tal como se muestra en la ilustración 3-37. Por lo tanto, se requiere descomponer la fuerza resultante de flexión en el eje de la polea en sus componentes horizontal y vertical.

$$F_{py} = F_p \text{sen}(13^\circ)$$

$$F_{py} = 1230,614N$$

$$F_{pz} = F_p \text{cos}(13^\circ)$$

$$F_{pz} = 5330,374N$$

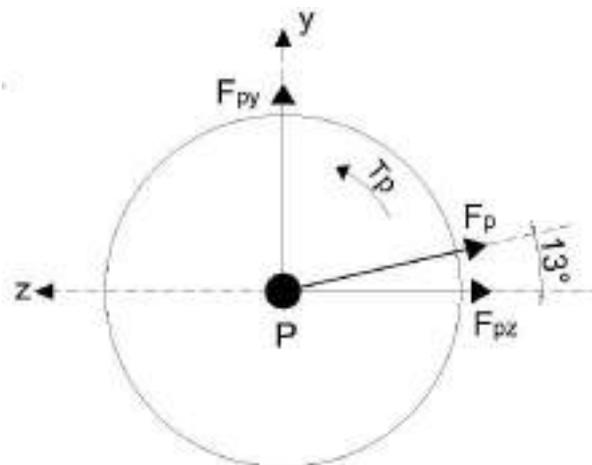


Ilustración 3-38: Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas de la polea conducida.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

El par torsional transmitido por la polea conducida se lo determinó mediante la ecuación 33.

$$T_p = (T_1 - T_2) \cdot r_p \quad (33)$$

Donde:

- T_p es el torque en el centro de la polea [Nm]
- T_1 es la fuerza en el lado tenso [N]
- T_2 es la fuerza en el lado flojo [N]
- r_p es el radio de la polea conducida [m]

$$T_p = (5033,788 - 436,797)(0,1248)$$

$$T_p = 573,704Nm$$

3.5.9. Diseño a fatiga de los ejes de transmisión

3.5.9.1. Diseño del eje de transmisión inferior

Con las reacciones obtenidas en el análisis dinámico del mecanismo biela - manivela de la tabla 3-23 y las fuerzas de tensión producidas en la polea conducida se procedió a realizar el diseño del eje de transmisión inferior para la enfardadora de alfalfa seca con los siguientes datos conocidos:

Tabla 3-34: Datos conocidos para el diseño del eje inferior

Descripción	Símbolo	Valor
Distancia a	a	0.071m
Distancia b	b	0.175m
Distancia c	c	0.175m
Distancia d	d	0.095m
Esfuerzo último de tracción del acero AISI 4340 N	S_{ut}	1279 MPa
Límite de fluencia del acero AISI 4340 N	S_y	861.8 MPa
Peso de la polea conducida	W_p	157.745 N

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

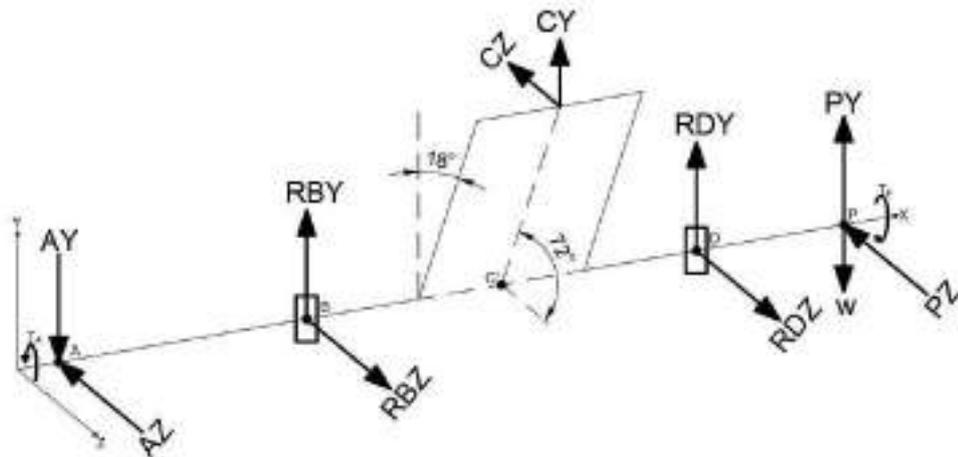


Ilustración 3-39: Diagrama de cuerpo libre del eje inferior en la posición crítica.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

En el punto C se encuentran conectadas la manivela y la biela del primer mecanismo. Para diseñar el eje inferior, se trasladaron las fuerzas desde el punto C hacia un punto C' en el centro del eje, como se muestra en la ilustración 3-40. Posteriormente, se llevó a cabo un análisis del sistema equivalente de fuerza y momento en el punto C'. A través de la ecuación 34, se obtuvo el momento torsional equivalente.

$$T_{Cr} = \Sigma M_{Cr} \quad (34)$$

$$T_{Cr} = C_z \cdot r_1 \sin \theta + C_y \cdot r_1 \cos \theta$$

$$T_{Cr} = 2256,5719 \cdot (0,18) \sin(72^\circ) + 732,5298 \cdot (0,18) \cos(72^\circ)$$

$$T_{Cr} = 427,08 \text{ Nm}$$

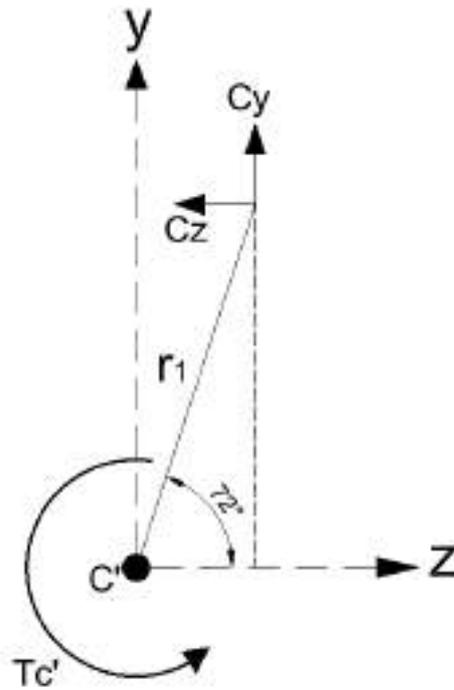


Ilustración 3-40: Momento torsional equivalente en C'

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Una vez que las fuerzas se trasladaron al punto C', se obtiene el diagrama de cuerpo libre como se indica en el diagrama de cuerpo libre en tres dimensiones de la ilustración 3-41. En este diagrama, se renombra el punto C' como punto C. Del diagrama de cuerpo libre en tres dimensiones se procedió a realizar un análisis de fuerzas en el plano xz y el plano xy, tal como se describe a continuación.

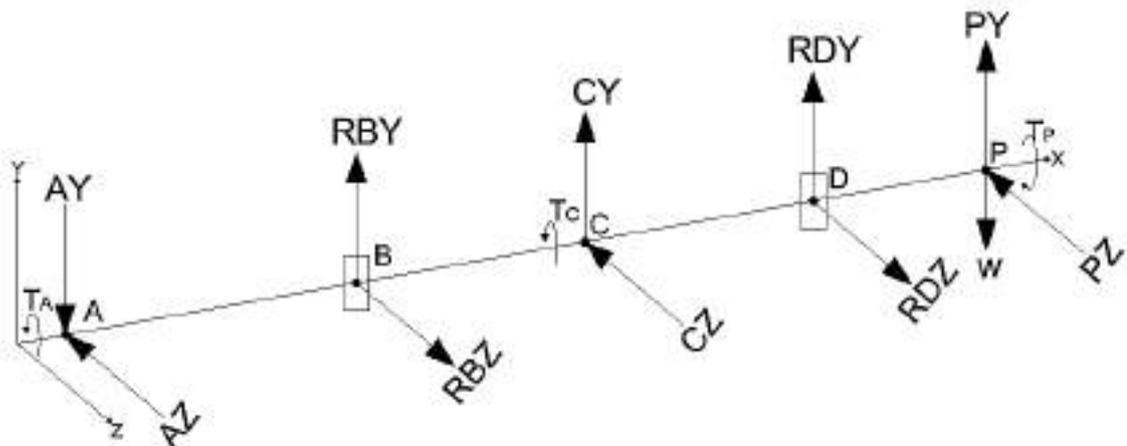


Ilustración 3-41: Fuerzas que actúan en eje inferior.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024

Análisis en el plano xy:

Con base en el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas actuantes en el plano xy se procedió a calcular a reacciones en los apoyos B y C.

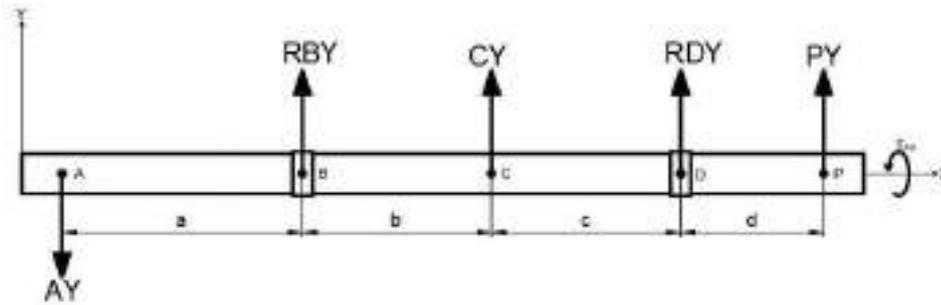


Ilustración 3-42: Fuerzas que actúan en el plano xy del eje inferior.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024

Realizando una sumatoria de momentos en apoyo B se encontró la reacción R_{Dy} :

$$\begin{aligned} \Sigma M_B &= 0 \quad \curvearrowright^+ & (35) \\ -A_y(a) - C_y(b) - R_{Dy}(b+c) - (P_y - W_p)(b+c+d) &= 0 \\ R_{Dy} &= \frac{-A_y(a) - C_y(b) - (P_y - W_p)(b+c+d)}{(b+c)} \\ R_{Dy} &= -1736,1 \text{ N} \end{aligned}$$

Realizando una sumatoria de fuerzas en el eje vertical se encontró la reacción R_{By} :

$$\begin{aligned} \Sigma F_y &= 0 \quad \uparrow^+ & (36) \\ -A_y + R_{By} + C_y + R_{Dy} + (P_y - W_p) &= 0 \\ R_{By} &= A_y - C_y - R_{Dy} - (P_y - W_p) \\ R_{By} &= -40,907 \text{ N} \end{aligned}$$

Una vez encontradas las reacciones en los apoyos se procedió a graficar el diagrama de momento flector.

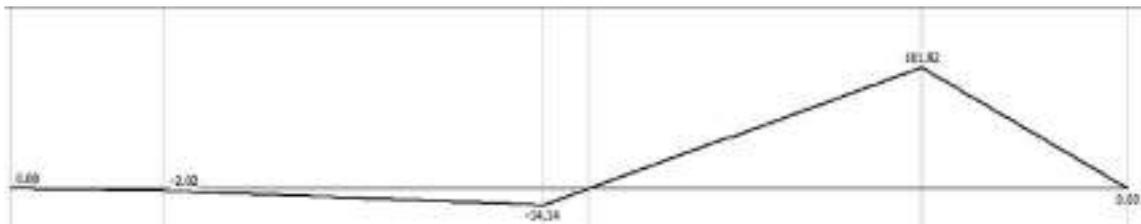


Ilustración 3-43: Diagrama de momento flector del eje inferior plano xy.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024

En el diagrama de momento flector del plano xy, se puede observar que el mayor momento flector se encuentra en el apoyo D, con un valor de 101.92 Nm.

Análisis en el plano xz:

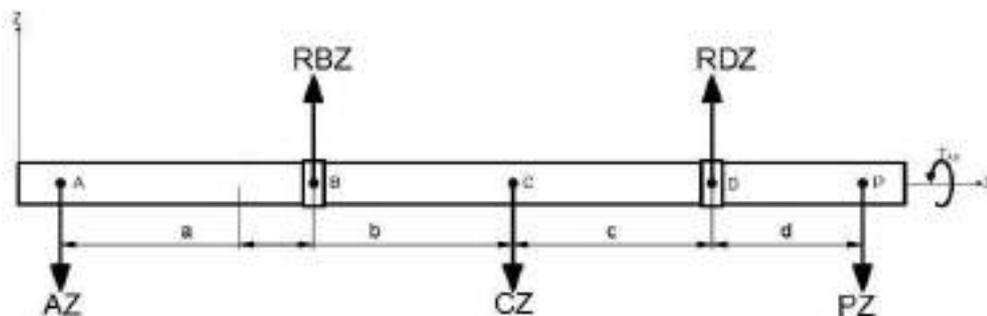


Ilustración 3-44: Fuerzas que actúan en el plano xz del eje inferior.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024

Con base en el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas actuantes en el plano xz se procedió a calcular a reacciones en los apoyos B y C.

Realizando una sumatoria de momentos en apoyo B se encontró la reacción R_{Dz} :

$$\begin{aligned}\Sigma M_B &= 0 \quad \curvearrowright^+ \\ -A_z(a) + C_z(b) - R_{Dz}(b+c) + P_z(b+c+d) &= 0 \\ R_{Dz} &= \frac{-A_z(a) + C_z(b) + P_z(b+c+d)}{(b+c)} \\ R_{Dz} &= 7892,786 \text{ N}\end{aligned}$$

Realizando una sumatoria de fuerzas en el eje vertical se encontró la reacción R_{Bz} :

$$\begin{aligned}\Sigma F_z &= 0 \quad \uparrow^+ \\ -A_z + R_{Bz} - C_z + R_{Dz} - P_z &= 0 \\ R_{Bz} &= A_z + C_z - R_{Dz} + P_z = 0 \\ R_{Bz} &= -243,286 \text{ N}\end{aligned}$$

Una vez encontradas las reacciones en los apoyos se procedió a graficar el diagrama de momento flector.

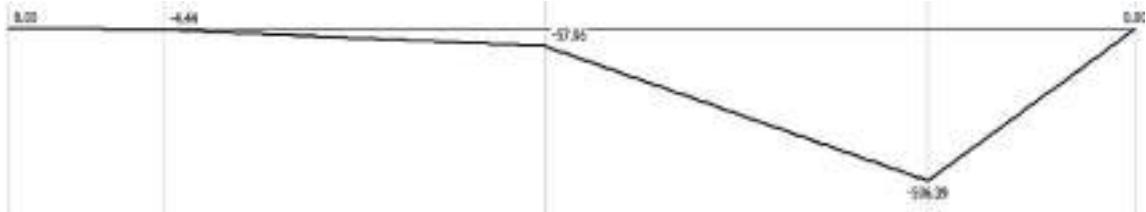


Ilustración 3-45: Diagrama de momento flector del eje inferior plano xz.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024

En el diagrama de momento flector del plano xz, se puede observar que el mayor momento flector se encuentra en el apoyo D, con un valor de -506.39 Nm.

Análisis en el punto crítico:

En ambos diagramas de momento flector, tanto en el plano xy como en el plano xz, se puede apreciar que el máximo momento flector se encuentra en el apoyo D. Por lo tanto, para el diseño del eje de transmisión inferior, se considerará el punto D como el punto crítico. Utilizando la ecuación 37 se procedió a calcular el momento resultante en este punto.

$$\begin{aligned}M &= \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2} \quad (37) \\ M_D &= \sqrt{(101,92)^2 + (506,39)^2} \\ M_D &= M_a = 516,545 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Para determinar el torque máximo en ese punto se procedió a realizar el diagrama de momentos torsores en el cual se puede apreciar que el torque en el punto crítico es igual al torque que recibe la polea, con un valor de 573.704 Nm.

$$T_D = T_a = 573,704 \text{ Nm}$$

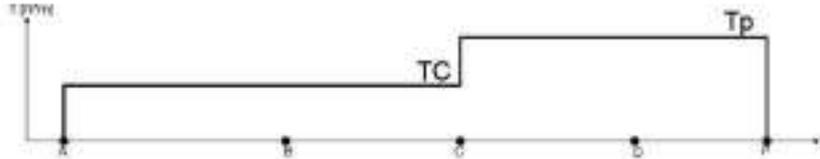


Ilustración 3-46: Diagrama de momentos torsores del eje inferior.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024

El eje de transmisión inferior está sometido una flexión giratoria, es decir experimenta fatiga a esfuerzos completamente invertidos, por lo cual el momento medio es igual a cero y el momento amplitud es igual al momento máximo, como se indica en la ilustración 3-47.

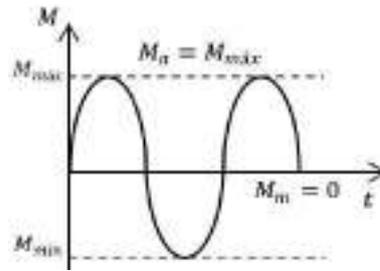


Ilustración 3-47: Flexión completamente invertida.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024

Del análisis dinámico realizado en Adams View se puede observar que el eje de transmisión inferior está sometido una torsión completamente invertida, por lo cual el torque medio es igual a cero y el torque amplitud es igual al torque máximo, como se indica en la ilustración 3-48.

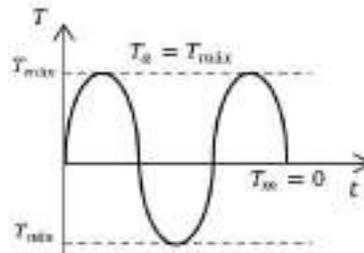


Ilustración 3-48: Torsión completamente invertida.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024

Primera iteración

Dado que la incógnita que estamos buscando es el diámetro del eje de transmisión y aún no conocemos su geometría, para la primera interacción, se asume un valor de los factores de concentración de esfuerzos a fatiga $k_f = 1,6$ para flexión y $k_{fS} = 1,4$ para torsión. El límite de fatiga se determinó mediante la ecuación 38 y para el cálculo se asumió un valor de $k_M = 0,6$ para el coeficiente de Marín.

$$S_e = k_M \cdot S_e' \quad (38)$$

Donde:

- S_e es el límite de fatiga para un elemento de maquina [MPa]
- k_M es el coeficiente de Marín
- S_e' es el límite de fatiga de una probeta de prueba [MPa]

Tabla 3-35: Parámetros a y b en el factor de condición superficial

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012, p.274)

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (41)$$

$$k_a = 4.51(1279)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.677$$

- Factor de tamaño k_b

El tamaño de la pieza en la sección crítica también influye sobre su resistencia, generalmente a una mayor dimensión de la pieza menor será su resistencia (Vanegas, 2018, p.211). Para calcular el factor k_b utilizó la ecuación 42.

$$k_b = \begin{cases} 1.24 \cdot d^{-0.107} & 2.79 < d \leq 51mm \\ 1.51 \cdot d^{-0.157} & 51 < d \leq 254mm \end{cases} \quad (42)$$

$$k_b = 1.24 \cdot d^{-0.107}$$

$$k_b = 1.24(40)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.836$$

- Factor de confiabilidad k_c

La teoría de fatiga se fundamenta principalmente en datos experimentales. Por lo tanto, en este análisis, se trabajó con una confiabilidad del 95%. Como se indica en la tabla 3-36 para este nivel de confiabilidad, se tiene un factor de confiabilidad de $k_c = 0.868$.

Tabla 3-36: Factor de confiabilidad k_c

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_d	Factor de confiabilidad k_c
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012, p.279)

- Factor de temperatura k_d

La enfardadora de alfalfa seca trabajara a temperatura ambiente y por lo tanto según la tabla 3-37 se tiene el siguiente valor para factor de temperatura $k_d = 1$.

Tabla 3-37: Factor de temperatura k_d

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012, p.278)

- Factor de efectos varios k_g

El factor k_g cuantifica a todos lo otros efectos que reducen el límite de fatiga de los materiales.

Por lo general, este factor se encuentra dentro del rango de $0 \leq K_g \leq 1$ (Vanegas, 2018, p.216).

Para el caso del eje de transmisión de la enfardadora de alfalfa se toma $K_g = 1$.

Se recalculó el límite de fatiga utilizando las ecuaciones 38 y 40.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_g \cdot 0.5 \cdot S_{ut}$$

$$S_e = 0.677(0.836)(0.868)(1)(1)(0.5)(1279)$$

$$S_e = 314.2 \text{ MPa}$$

Los concentradores de esfuerzos presentes en el eje inferior se calcularon considerando un radio de muesca igual a 3mm en los cambios de sección del eje. Utilizando la ecuación 43 se determinó el factor de concentración de esfuerzos debido a la flexión.

$$k_f = q(k_t - 1) + 1 \quad (43)$$

Donde:

- k_f es el factor de concentración de esfuerzos a fatiga para flexión.
- q es la sensibilidad de la muesca para flexión.
- k_t es el factor geométrico de concentración de esfuerzos.

En la ilustración 3-50 se puede observar que, para un radio de muesca de 3mm y un esfuerzo último de tracción de 1279 MPa, la sensibilidad de la muesca para flexión invertida es $q = 0.92$.

Para determinar el factor geométrico de concentración de esfuerzos debido a flexión calculamos las siguientes relaciones.

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{40}$$

$$\frac{r}{d} = 0.075$$

$$\frac{D}{d} = \frac{50}{40}$$

$$\frac{d}{D} = 1.25$$

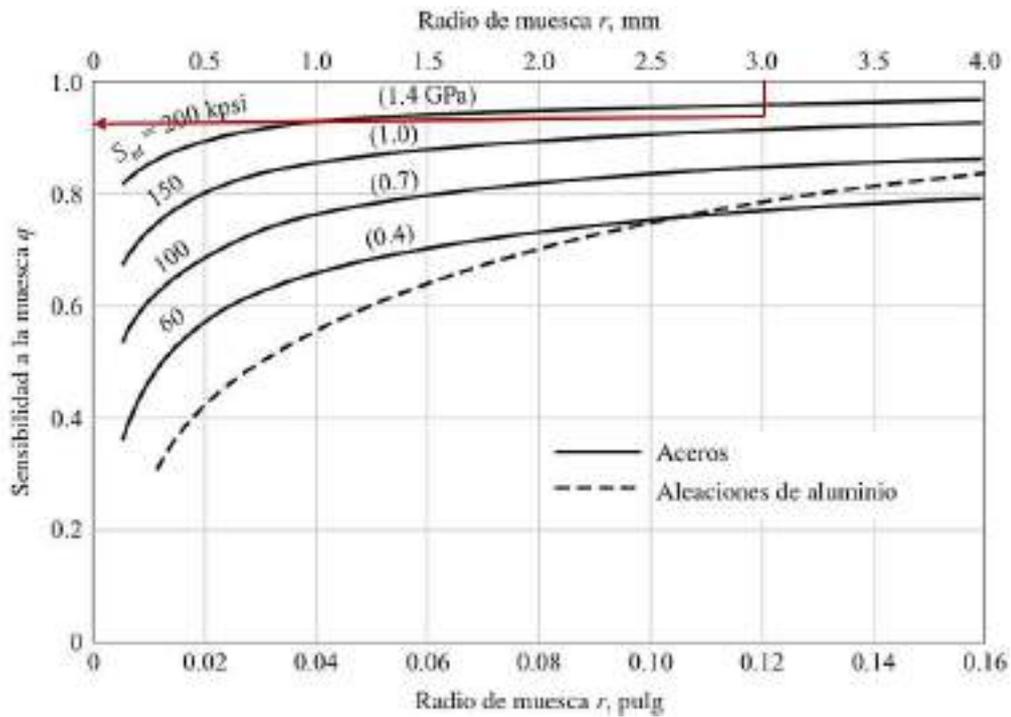


Ilustración 3-50: Sensibilidad de la muesca para flexión invertida.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012, p.282)

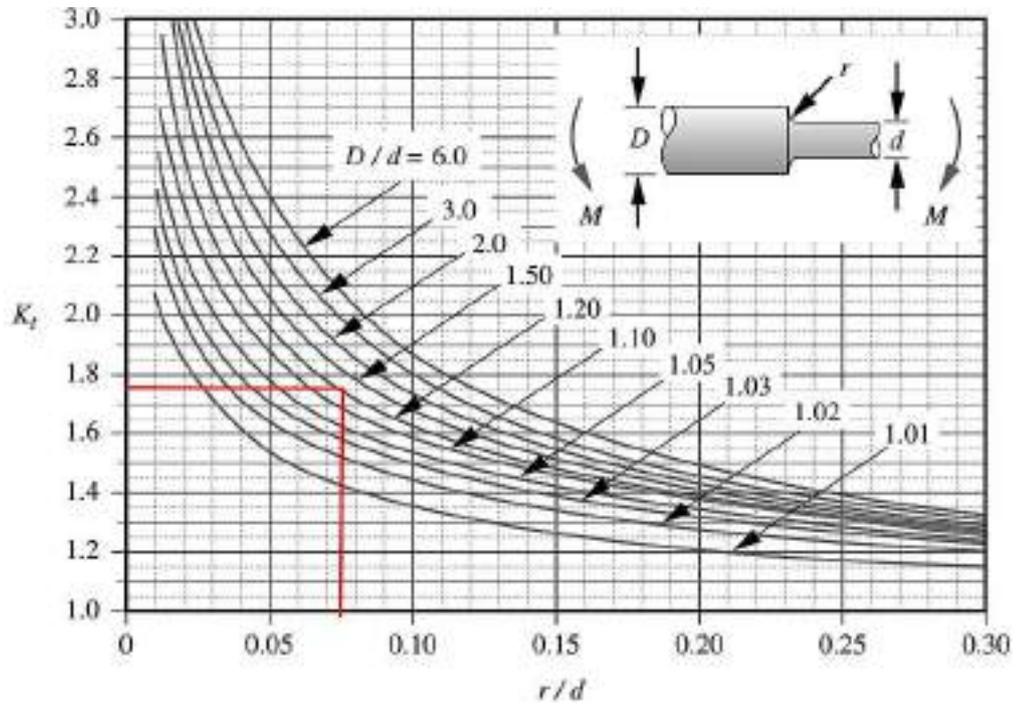


Ilustración 3-51: Factor k_t para un eje de sección circular con cambio de sección.

Fuente: (Norton, 2011, p.998).

De acuerdo con la ilustración 3-51, para un eje de transmisión de sección circular con cambio de sección, el factor geométrico de concentración de esfuerzos para flexión es $k_t = 1.75$.

$$k_f = 0.92(1.75 - 1) + 1$$

$$k_f = 1.69$$

Utilizando la ecuación 44 se determinó el factor de concentración de esfuerzos debido a la torsión.

$$k_{fS} = q_s(k_{tS} - 1) + 1 \quad (44)$$

Donde:

- k_{fS} es el factor de concentración de esfuerzos a fatiga para torsión.
- q_s es la sensibilidad de la muesca para torsión.
- k_{tS} es el factor geométrico de concentración de esfuerzos.

De acuerdo con la ilustración 3-52 se puede observar que, para un radio de muesca de 3mm y un esfuerzo último de tracción de 1279 MPa, la sensibilidad de la muesca para materiales sometidos a torsión invertida es $q_s = 0.94$.

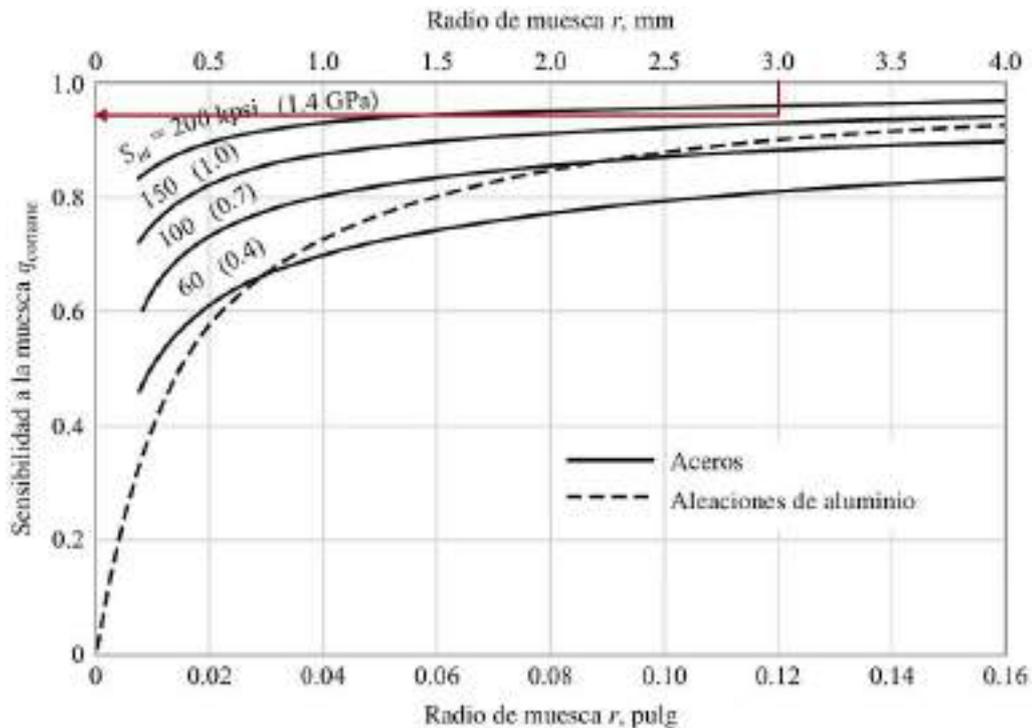


Ilustración 3-52: Sensibilidad de la muesca para torsión invertida.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012, p.282)

Para determinar el factor geométrico de concentración de esfuerzos debido a torsión se utilizaron las mismas relaciones calculadas para flexión. De acuerdo con la ilustración 3-53, para un eje de transmisión de sección circular con cambio de sección, el factor geométrico de concentración de esfuerzos para torsión es $k_{tS} = 1.45$.

$$k_{fS} = 0.94(1.45 - 1) + 1$$

$$k_{fS} = 1.423$$

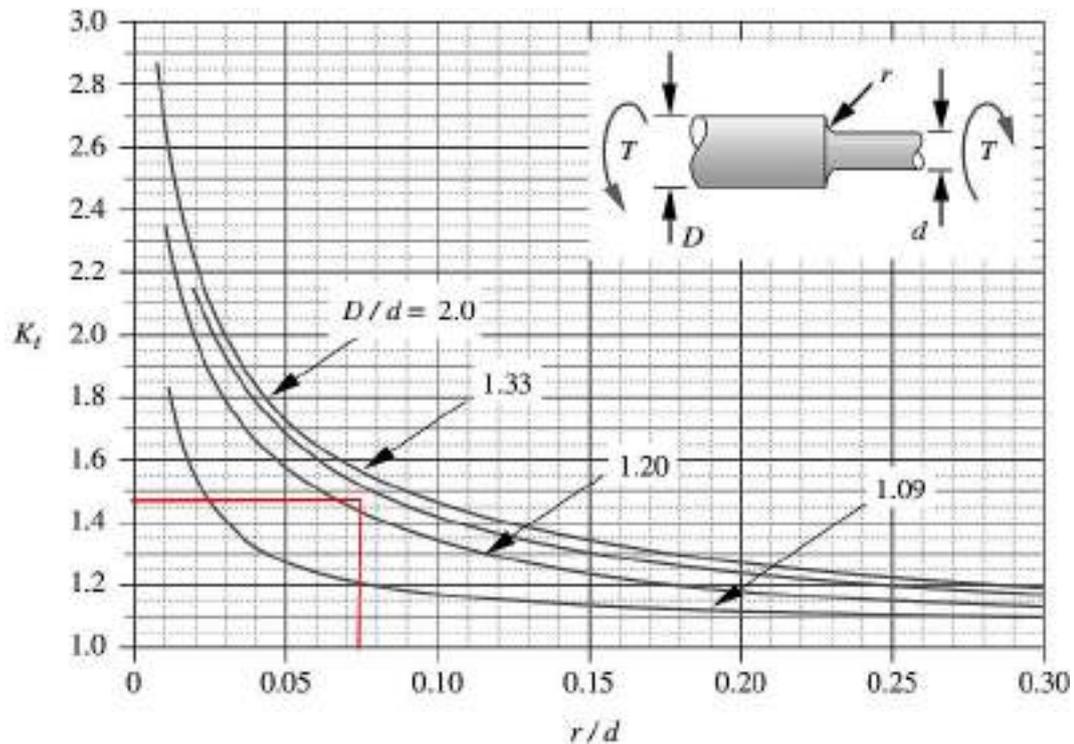


Ilustración 3-53: Factor k_{ts} para un eje de sección circular con cambio de sección.

Fuente: (Norton, 2011, p.999).

De la ecuación de la ANSI/ASME B106.1M se despejó el factor de seguridad y se procedió a calcular el factor de seguridad en el eje de transmisión inferior con los factores recalculados.

$$n = \frac{1}{\frac{16}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{k_f \cdot M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2}} \quad (45)$$

$$n = \frac{1}{\frac{16}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$n = \frac{1}{\frac{16}{\pi(40)^3} \left[4 \left(\frac{1.69(516545)}{314.2} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.423(573704)}{314.2} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$n = 1.76$$

El valor del factor de seguridad de la segunda iteración es mayor al que se utilizó en la primera interacción por lo tanto en diámetro de 40mm en el punto crítico es adecuado y satisface el diseño por resistencia mecánica.

3.5.9.2. Diseño del eje de transmisión superior

Con las reacciones obtenidas en el análisis dinámico del mecanismo manivela – balancín de la tabla 3-24 se procedió a realizar el diseño del eje de transmisión superior para la enfardadora de alfalfa seca con los siguientes datos conocidos:

Tabla 3-38: Datos conocidos para el eje de transmisión superior.

Descripción	Símbolo	Valor
Masa del acondicionador de alfalfa	m_{ac}	2kg
Distancia al centroide del acondicionador en x	\bar{x}_c	0.147m
Distancia al centroide del acondicionador en y	\bar{y}_c	0.3m
Distancia a	a	0.0655m
Distancia b	b	0.1015m
Distancia c	c	0.16m
Distancia d	d	0.1015m
Esfuerzo último a de tracción de acero AISI 1018 HR	S_{ut}	400MPa
Límite de fluencia del acero AISI 1018 HR	S_y	220MPa

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

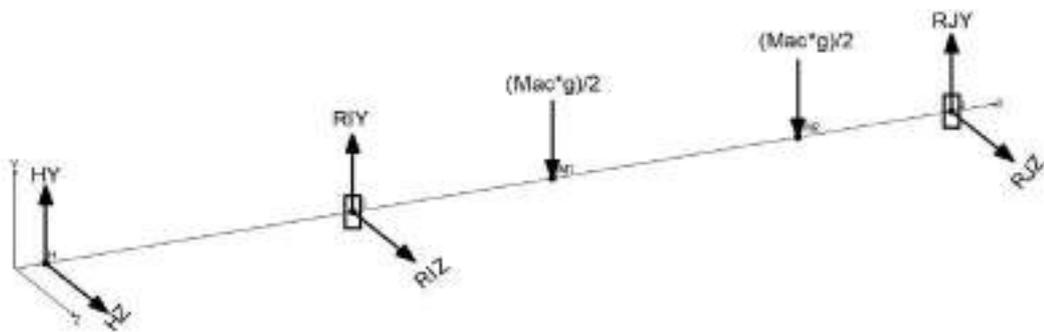


Ilustración 3-54: Fuerzas que actúan en eje superior.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Del diagrama de cuerpo libre en tres dimensiones mostrado en la ilustración 3-54 se procedió a realizar un análisis de fuerzas en el plano xz y el plano xy, tal como se describe a continuación.

Análisis en el plano xy:

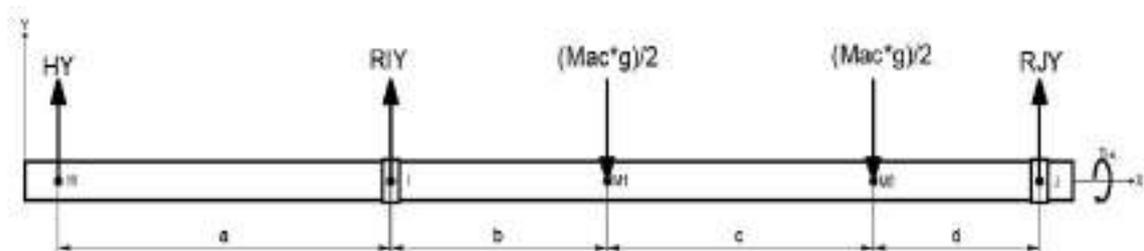


Ilustración 3-55: Fuerzas que actúan en el plano xy del eje superior.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Con base en el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas actuantes en el plano xy se procedió a calcular a reacciones en loa apoyos I y J.

Realizando una sumatoria de momentos en apoyo I se encontró la reacción R_{Jy} :

$$\Sigma M_I = 0 \quad \cup^+$$

$$H_y(a) + \frac{M_{ac} \cdot g}{2}(b) + \frac{M_{ac} \cdot g}{2}(b + c) - R_{Jy}(b + c + d) = 0$$

$$R_{Jy} = \frac{H_y(a) + 0.5M_{ac} \cdot g(2b + c)}{(b + c + d)}$$

$$R_{Jy} = 25.21 \text{ N}$$

Realizando una sumatoria de fuerzas en el eje vertical se encontró la reacción R_{Iy} :

$$\Sigma F_y = 0 \uparrow^+$$

$$H_y + R_{Iy} - \frac{M_{ac} \cdot g}{2} - \frac{M_{ac} \cdot g}{2} + R_{Jy} = 0$$

$$R_{Iy} = -H_y - R_{Jy} + M_{ac} \cdot g$$

$$R_{Iy} = -90.9363 \text{ N}$$

Una vez encontradas las reacciones en los apoyos se procedió a graficar el diagrama de momento flector.

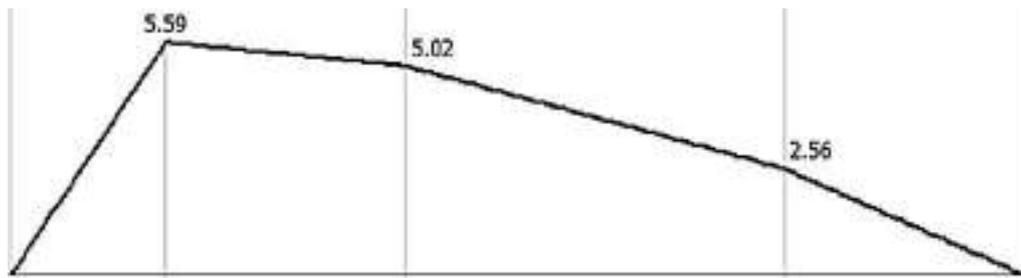


Ilustración 3-56: Diagrama de momento flector del eje superior plano xy.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024

En el diagrama de momento flector del plano xy, se puede observar que el mayor momento flector se encuentra en el apoyo I, con un valor de 5.59 Nm.

Análisis en el plano xz:

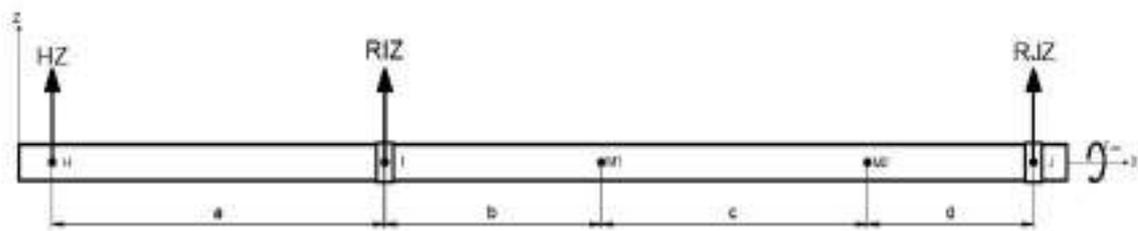


Ilustración 3-57: Fuerzas que actúan en el plano xz del eje superior.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024

Con base en el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas actuantes en el plano xz se procedió a calcular a reacciones en loa apoyos I y J.

Realizando una sumatoria de momentos en apoyo I se encontró la reacción R_{Jz} :

$$\Sigma M_I = 0 \curvearrowright^+$$

$$H_y(a) - R_{Jz}(b + c + d) = 0$$

$$R_{Jz} = \frac{H_y(a)}{(b + c + d)}$$

$$R_{Jz} = 20.3854 \text{ N}$$

Realizando una sumatoria de fuerzas en el eje vertical se encontró la reacción R_{IZ} :

$$\Sigma F_y = 0 \uparrow^+$$

$$H_Z + R_{IZ} + R_{JZ} = 0$$

$$R_{IZ} = -H_Z - R_{JZ}$$

$$R_{IZ} = -133.361 \text{ N}$$

Una vez encontradas las reacciones en los apoyos se procedió a graficar el diagrama de momento flector.



Ilustración 3-58: Diagrama de momento flector del eje superior plano xz.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

En el diagrama de momento flector del plano xz, se puede observar que el mayor momento flector se encuentra en el apoyo I, con un valor de 7.4 Nm.

Análisis en el punto crítico:

En ambos diagramas de momento flector, tanto en el plano xy como en el plano xz, se puede apreciar que el máximo momento flector se encuentra en el apoyo I. Por lo tanto, para el diseño del eje de transmisión inferior, se considerará el punto I como el punto crítico. Utilizando la ecuación 37 se procedió a calcular el momento resultante en este punto.

$$M_I = \sqrt{(5.59)^2 + (7.4)^2}$$

$$M_I = M_a = 9.274 \text{ Nm}$$

El torque máximo ocurre cuando el acondicionador está en su punto máximo inferior y en esa posición interviene el torque suministrado en el balancín más un torque generado por el peso el acondicionador y se calculó con la siguiente expresión.

El torque máximo se produce cuando el acondicionador se encuentra en su posición más baja, en esa posición actúa sobre el eje tanto el torque suministrado en el balancín como el torque generado por el peso del acondicionador. Este cálculo se realizó utilizando la siguiente expresión.

$$T_{max} = m_a \cdot g \cdot \bar{x}_c + T_{mec1}$$

$$T_{max} = 12.145 \text{ Nm}$$

El torque mínimo se ocurre cuando el acondicionador alcanza su posición más alta. En esta posición, el eje experimenta el torque generado por el peso del acondicionador menos el torque suministrado por el balancín Para calcular este valor se aplicó la siguiente ecuación.

$$T_{min} = m_a \cdot g \cdot \bar{y}_c - T_{mec1}$$

$$T_{min} = -3.473 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el eje superior para torsión está sometido a esfuerzos fluctuantes como se indica en la ilustración 3-59. Una vez encontrado el torque máximo y mínimo se procedió a calcular el torque medio y el torque amplitud.

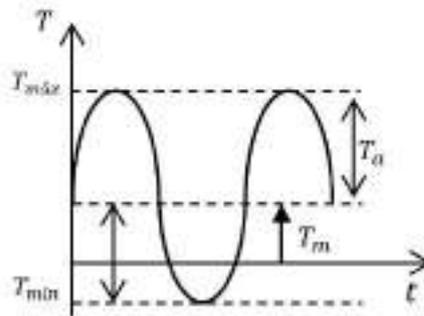


Ilustración 3-59: Torsión a esfuerzo fluctuante.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2}$$

$$T_m = 4.386 \text{ Nm}$$

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

$$T_a = 7.759$$

Para el diseño del eje de transmisión superior se consideró la situación más crítica que el eje este sometido una flexión giratoria, es decir experimenta fatiga a esfuerzos completamente invertidos, por lo cual el momento medio es igual a cero y el momento amplitud es igual al momento máximo, como se indica en la ilustración 3-47.

Primera iteración

Dado que la incógnita que estamos buscando es el diámetro del eje de transmisión y aún no conocemos su geometría, para la primera interacción, se asume un valor de los factores de concentración de esfuerzos a fatiga $k_f = 1,6$ para flexión y $k_{fs} = 1,4$ para torsión. El límite de fatiga se determinó mediante la ecuación 38 y para el cálculo se asumió un valor de $k_M = 0,6$ para el coeficiente de Marín.

$$S_e = k_M \cdot 0.5 \cdot S_{ut}$$

$$S_e = 0.6 \cdot 0.5 \cdot 400$$

$$S_e = 120 \text{ MPa}$$

Para un factor de seguridad requerido de $n = 2$ y utilizando la ecuación 39 del criterio de ANSI/ASME B106.1M se calculó el diámetro del eje de transmisión superior.

$$d = \left\{ \frac{16 \cdot n}{\pi} \left[4 \left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{1,6(9274)}{120} \right)^2 + 3 \left(\frac{1,4(7759)}{120} \right)^2 + 3 \left(\frac{1,4(4386)}{220} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 14.46mm$$

$$d = 15mm \approx 5/8 in$$

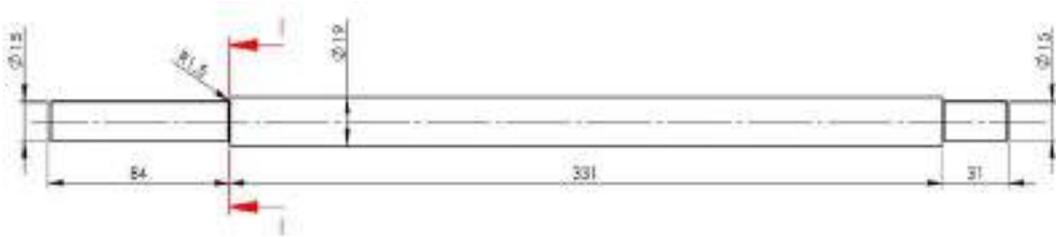


Ilustración 3-60: Geometría preliminar del eje de transmisión superior

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Segunda iteración

En la segunda iteración, se verifica que el diámetro calculado en la primera iteración cumple con el factor de seguridad requerido, recalculando los valores asumidos del coeficiente de Marín y los factores de concentración de esfuerzos presentes en el eje. Para calcular el coeficiente de Marín, se determina el valor de cada uno de los factores que afectan la resistencia a la fatiga.

- Factor de condición superficial k_a

Se determinó el factor k_a utilizando la ecuación 41 y se consideró que el eje inferior tiene un acabado superficial de laminado en caliente. Los valores de los parámetros de a y b se encuentran en la tabla 3-35.

$$k_a = 57.7(400)^{-0.718}$$

$$k_a = 0.781$$

- Factor de tamaño k_b

Para calcular el factor k_b empleó la ecuación 42.

$$k_b = 1.24 \cdot d^{-0.107}$$

$$k_b = 1.24(15)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.928$$

- Factor de confiabilidad k_c

Se trabajó con una confiabilidad del 95%. Como se indica en la tabla 3-36 para este nivel de confiabilidad, se tiene un factor de confiabilidad de $k_c = 0.868$.

- Factor de temperatura k_d

La enfardadora de alfalfa seca trabajara a temperatura ambiente y por lo tanto según la tabla 3-37 se tiene el siguiente valor para factor de temperatura $k_d = 1$.

- Factor de efectos varios k_g

Para el caso del eje de transmisión de la enfardadora de alfalfa se toma $K_g = 1$.

Se recalculó el límite de fatiga utilizando las ecuaciones 38 y 40.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_g \cdot 0.5 \cdot S_{ut}$$

$$S_e = 0.781(0.928)(0.868)(1)(1)(0.5)(400)$$

$$S_e = 125.82 \text{ MPa}$$

Los concentradores de esfuerzos presentes en el eje inferior se calcularon considerando un radio de muesca igual a 1.5mm en los cambios de sección del eje. En la ilustración 3-50 se puede observar que, para un radio de muesca de 1.5mm y un esfuerzo último de tracción de 400MPa, la sensibilidad de la muesca para flexión invertida es $q = 0,7$.

Para determinar el factor geométrico de concentración de esfuerzos debido a flexión calculamos las siguientes relaciones.

$$\frac{r}{d} = \frac{1.5}{15}$$

$$\frac{r}{d} = 0.1$$

$$\frac{D}{d} = \frac{19}{15}$$

$$\frac{d}{D} = 1.267$$

De acuerdo con la ilustración 3-51, para un eje de transmisión de sección circular con cambio de sección, el factor geométrico de concentración de esfuerzos para flexión es $k_t = 1.65$. Utilizando la ecuación 43 se determinó el factor de concentración de esfuerzos debido a la flexión.

$$k_f = 0.7(1.65 - 1) + 1$$

$$k_f = 1.455$$

Debido a que la torsión es fluctuante para la sensibilidad de la muesca se tomó un valor de $q_s = 1$. Para determinar el factor geométrico de concentración de esfuerzos debido a torsión se utilizaron las mismas relaciones calculadas para flexión. De acuerdo con la ilustración 3-53, para un eje de transmisión de sección circular con cambio de sección, el factor geométrico de concentración de esfuerzos para torsión es $k_{ts} = 1.42$.

Utilizando la ecuación 44 se determinó el factor de concentración de esfuerzos debido a la torsión.

$$k_{fs} = 1(1.42 - 1) + 1$$

$$k_{fs} = 1.42$$

De la ecuación 45 de ANSI/ASME B106.1M, se realizó el cálculo del factor de seguridad en el eje de transmisión superior con los factores recalculados.

$$n = \frac{1}{\frac{16}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$n = \frac{1}{\frac{16}{\pi (15)^3} \left[4 \left(\frac{1.455 (9274)}{125.82} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.42 (7759)}{125.82} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.42 (4386)}{220} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$n = 2.5$$

El valor del factor de seguridad de la segunda iteración es mayor al que se utilizó en la primera interacción por lo tanto en diámetro de 15mm en el punto crítico es adecuado y satisface el diseño por resistencia mecánica.

3.5.10. Selección de rodamientos

La selección de rodamientos para los ejes de transmisión la enfardadora de alfalfa se llevó a cabo mediante el catálogo del fabricante de rodamientos NTN, siguiendo el siguiente procedimiento de selección.

Tabla 3-39: Datos conocidos para la selección de rodamientos del eje inferior.

Descripción	Símbolo	Valor
Vida nominal requerida en horas	L_{10}	≥ 12000 h
Velocidad angular del eje inferior.	ω_1	30rpm
Diámetro del eje inferior	d_1	40mm
Confiabilidad	$\%C$	90 %
Tipo de rodamiento requerido	Rodamiento rígido de bolas	

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Del cálculo de las reacciones en el eje inferior, se puede observar que las reacciones con mayor valor se encuentran en el apoyo D. A partir de las dos fuerzas de reacción que actúan en D, se obtuvo una fuerza radial resultante.

$$F_r = \sqrt{(R_{Dy})^2 + (R_{Dz})^2}$$

$$F_r = \sqrt{(-1736.1)^2 + (7892.786)^2}$$

$$F_r = 8081.467 \text{ N} = 8.081 \text{ kN}$$

El factor de vida nominal para un rodamiento rígido de bolas, con un factor de confiabilidad del 90%, se calculó utilizando la ecuación 46.

$$f_h = \left(\frac{L_{10}}{500}\right)^{1/3} \quad (46)$$

Donde:

- f_h es el factor de vida.
- L_{10} es la vida nominal básica para un 90% de confiabilidad [h].

$$f_h = \left(\frac{12000}{500}\right)^{1/3}$$

$$f_h = 2.884$$

La velocidad es un factor clave para estimar la duración del rodamiento, y se determina utilizando un factor de velocidad que se calcula con la ecuación 47.

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/3} \quad (47)$$

Donde:

- f_n es el factor de velocidad.
- n es la velocidad de rotación [rpm].

$$f_n = \left(\frac{33.3}{30}\right)^{1/3}$$

$$f_n = 1.035$$

Debido a que en el eje inferior no intervienen fuerzas axiales, la carga dinámica equivalente es igual a la carga radial como se observa en la tabla 3-40 y se calcula utilizando la ecuación 48.

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (48)$$

Donde:

- P es la carga radial equivalente [kN]
- F_r es la fuerza radial aplicada [kN]
- F_a es la fuerza axial aplicada [kN]
- X es el factor de carga radial.
- Y es el factor de carga axial.

$$P = 1(8.081) + 0$$

$$P = 8.081 \text{ kN}$$

Tabla 3-40: Carga radial equivalente

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{or}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19				2.30
0.345	0.22				1.99
0.689	0.26				1.71
1.03	0.28				1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34				1.31
3.45	0.38				1.15
5.17	0.42				1.04
6.89	0.44				1.00

Fuente: (NTN Corporation, 2004, p.120)

Se determinó la capacidad requerida a carga dinámica utilizando la ecuación 49.

$$C' = \frac{f_n}{f_h} \cdot P \quad (49)$$

$$C' = \frac{2.884}{1.035} (8.081)$$

$$C' = 22.51 \text{ kN}$$

Con el valor de la capacidad requerida, se seleccionó un rodamiento que tenga una capacidad dinámica disponible mayor a la capacidad dinámica requerida. Del catálogo de NTN, el rodamiento que cumple con esta condición es el rodamiento rígido de bolas 6208, con una capacidad disponible de $C_r = 29.1 \text{ kN}$, como se observa en la tabla 3-41.

Tabla 3-41: Selección del rodamiento rígido de bolas 6208

d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor	Velocidades límites				Numeros de rodamientos					
	mm		r.p.m.		kN		kgf			j	r.p.m.		r.p.m.		tipo abierto	con lapas	con do no de contacto	con do de bajo contacto	con do de alto contacto
	D	B	f_{min}	f_{max}	C_r	C_e	C_i	C_o			tipo abierto	con lapas	LLH	LLU					
40	52	7	0.3	0.3	5.10	4.40	520	445	16.3	12 000	14 000	—	6 700	6008	ZZ	LLB	—	LLU	
	62	12	0.6	0.5	12.2	8.90	1 240	910	15.8	11 000	13 000	—	6 300	6908	ZZ	LLB	—	LLU	
	68	9	0.3	—	12.6	9.65	1 290	985	16.0	10 000	12 000	—	—	16008	—	—	—	—	
	68	15	1	0.5	16.8	11.5	1 710	1 170	15.2	10 000	12 000	7 300	6 100	6008	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	80	16	1.1	0.5	29.1	17.8	2 970	1 620	14.0	8 700	10 000	6 700	5 000	8208	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	90	23	1.5	0.5	40.5	24.0	4 150	2 450	13.2	7 800	9 200	6 400	5 300	6308	ZZ	LLB	LLH	LLU	
110	27	2	—	63.5	38.5	6 500	3 750	12.3	7 000	8 200	—	—	6408	—	—	—	—		

Fuente: (NTN Corporation, 2004, p.119)

Se verificó que la capacidad requerida sea menor o igual que la capacidad disponible del rodamiento seleccionado.

$$C' \leq C_r$$

$$22.51 \leq 29.1 \text{ kN} \therefore OK$$

Para el rodamiento rígido de bolas seccionado 6208, se calculó la vida nominal en horas de operación utilizando la ecuación 50.

$$L_{10} = 500 \left(\frac{C_r \cdot f_n}{P} \right)^3 \tag{50}$$

$$L_{10} = 500 \left(\frac{29.1 \cdot 1.035}{8.081} \right)^3$$

$$L_{10} = 25000 \text{ h}$$

Con esto se puede observar que el rodamiento seleccionado tiene una vida nominal mayor, lo que significa que satisface el requerimiento para el eje inferior.

Tabla 3-42: Datos conocidos para la selección de rodamientos del eje superior.

Descripción	Símbolo	Valor
Vida nominal requerida en horas	L_{10}	$\geq 12000 \text{ h}$
Velocidad angular del eje inferior.	ω_1	30rpm
Diámetro del eje inferior	d_1	15mm
Confiabilidad	%C	90 %
Tipo de rodamiento requerido	Rodamiento rígido de bolas	

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Del cálculo de las reacciones en el eje superior, se puede observar que las reacciones con mayor valor se encuentran en el apoyo I. A partir de las dos fuerzas de reacción que actúan en I, se obtuvo una fuerza radial resultante.

$$F_r = \sqrt{(R_{Iy})^2 + (R_{Iz})^2}$$

$$F_r = \sqrt{(-90.9363)^2 + (-133.361)^2}$$

$$F_r = 161.414 \text{ N} = 0.1614 \text{ kN}$$

El factor de vida nominal para un rodamiento rígido de bolas, con un factor de confiabilidad del 90%, se calculó utilizando la ecuación 46.

$$f_h = \left(\frac{12000}{500} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$f_h = 2.884$$

El factor de velocidad se determinó empleando la ecuación 47.

$$f_n = \left(\frac{33.3}{30} \right)^{1/3}$$

$$f_n = 1.035$$

Debido a que en el eje superior no intervienen fuerzas axiales, la carga dinámica equivalente es igual a la carga radial como se observa en la tabla 3-40 y se calcula utilizando la ecuación 48.

$$P = 1(0.1614) + 0$$

$$P = 0.1614 \text{ kN}$$

Se determinó la capacidad requerida a carga dinámica utilizando la ecuación 49.

$$C' = \frac{2.884}{1.035} (0.1614)$$

$$C' = 0.45 \text{ kN}$$

Con el valor de la capacidad requerida, se seleccionó un rodamiento que tenga una capacidad dinámica disponible mayor a la capacidad dinámica requerida. Del catálogo de NTN, el rodamiento que cumple con esta condición es el rodamiento rígido de bolas 6702, con una capacidad disponible de $C_r = 0.94 \text{ kN}$, como se observa en la tabla 3-43.

Tabla 3-43: Selección del rodamiento rígido de bolas 6702

d	Dimensiones principales			Capacidades básicas de carga				Factor	Velocidades límites				Número de rodamientos					
	mm		r_{ms}	kN		kgf			f_0	r.p.m.		LLH	LLU	tipo abierto	con	con	con	
	D	B		C_0	C_0	C_0	C_0			grasa tipo abierto ZZ	aceite tipo abierto LLB				con sello de contacto LLH	con sello debajo LLU	con sello de contacto LLH	con sello de contacto LLU
15	21	4	0.2	—	0.940	0.585	96	59	18.5	6 600	7 600	—	—	6702	—	LLF	—	—
	24	5	0.3	—	2.08	1.26	212	128	15.8	26 000	31 000	—	17 000	6802	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	0.3	3.65	2.00	375	204	14.8	24 000	28 000	—	16 000	6902	ZZ	LLB	—	LLU
	32	8	0.3	—	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	—	—	16002	—	—	—	—
	32	9	0.3	0.3	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	18 000	15 000	6002	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0.6	0.5	7.75	3.60	790	365	12.7	19 000	23 000	18 000	15 000	6202	ZZ	LLB	LLH	LLU
42	13	1	0.5	11.4	5.45	1 170	555	12.3	17 000	21 000	15 000	12 000	6302	ZZ	LLB	LLH	LLU	

Fuente: (NTN Corporation, 2004, p.115)

Se verificó que la capacidad requerida sea menor o igual que la capacidad disponible del rodamiento seleccionado.

$$C' \leq C_r$$

$$0.45 \leq 0.94 \text{ kN} \therefore OK$$

Para el rodamiento rígido de bolas seccionado 6702, se calculó la vida nominal en horas de operación utilizando la ecuación 50.

$$L_{10} = 500 \left(\frac{0.94 \cdot 1.035}{0.1614} \right)^3$$

$$L_{10} = 109000 h$$

Con esto se puede observar que el rodamiento seleccionado tiene una vida nominal mayor, lo que significa que satisface el requerimiento para el eje superior.

3.5.11. Diseño de los reguladores de pacas

En la salida del trayecto de compresión para controlar la compresión de las pacas y generar resistencia durante el proceso de compactación, se añadieron dos reguladores. Estos reguladores emplean resortes de compresión con extremos a escuadra y esmerilados que actúan sobre un vástago de 20mm de diámetro con una tuerca. Para el montaje, la tuerca se ajusta hasta lograr una deformación de 10mm. Cada vástago recibe un incremento de carga de 78.5 N, equivalente al peso de dos pacas de alfalfa en el trayecto de compactación, para alcanzar un desplazamiento de del retenedor 25mm. Los resortes están fabricados con acero A228 granallado.

Para comenzar el diseño de los resortes, se tomó en cuenta un diámetro medio de 32 mm y un índice de resorte de 11, que se encuentra dentro del rango aceptable de 3 a 12. Mediante la ecuación 51, se calculó el diámetro de alambre recomendado.

$$d = \frac{D_m}{C} \quad (51)$$

Donde:

- d es el diámetro de alambre [mm].
- D_m es el diámetro medio del resorte [mm].
- C es el índice del resorte.

$$d = \frac{32}{11}$$

$$d = 2.909mm$$

Partiendo del diámetro de alambre recomendado de 2.909mm, se eligió un calibre de alambre estandarizado que fuera igual o superior a esa medida. Se seleccionó el calibre AWG #11, que tiene un diámetro de 2.95mm. Usando este nuevo diámetro de alambre estandarizado, se recalculó el índice del resorte mediante la ecuación 51.

$$C = \frac{D_m}{d}$$

$$C = \frac{32}{2.95}$$

$$C = 10.847$$

El índice recalculado del resorte es aceptable ya que está dentro del rango de 3 a 12, por lo que se continuó calculando la constante del resorte utilizando la ecuación 52.

$$k = \frac{\Delta F}{\Delta \delta} \quad (52)$$

Donde:

- k es la constante del resorte [N/mm].
- ΔF es la carga de incremento [N].
- $\Delta \delta$ es el intervalo de deformación [mm].

$$k = \frac{78.5}{25}$$

$$k = 3.14 \text{ N/mm}$$

Una vez conocido el diámetro de alambre, se obtiene un valor del módulo de rigidez de 81GPa para el acero de piano A228, como se muestra en la tabla 3-44.

Tabla 3-44: Propiedades mecánicas de los alambres de resorte

Material	Limite elástico, porcentaje de S_u , tensión, torsión		Diámetro d , pulg	E		G	
				Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Alambre de piano A228	65-75	45-60	<0.032	29.5	203.4	12.0	82.7
			0.033-0.063	29.0	200	11.85	81.7
			0.064-0.125	28.5	196.5	11.75	81.0
			>0.125	28.0	193	11.6	80.0
Resorte estirado duro A227	60-70	45-55	<0.032	28.8	198.6	11.7	80.7
			0.033-0.063	28.7	197.9	11.6	80.0
			0.064-0.125	28.6	197.2	11.5	79.3
			>0.125	28.5	196.5	11.4	78.6

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012, p.529)

Con el valor de la constante del resorte y el módulo de rigidez, se calculó el número de espiras activas usando la ecuación 53.

$$N_a = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D_m^3 \cdot k} \quad (53)$$

Donde:

- N_a es el número de espiras activas.
- d es el diámetro de alambre [mm].
- G es el módulo de rigidez del resorte [MPa].
- D_m es el diámetro medio del resorte [mm].
- k es la constante del resorte [N/mm].

$$N_a = \frac{(2.95)^4 \cdot 81000}{8(32)^3(3.14)}$$

$$N_a = 7.453 \approx 7 \text{ espiras}$$

Para extremos a escuadra y esmerilados las ecuaciones para calcular las dimensiones de los resortes a compresión se muestran en la tabla 3-45. De acuerdo con esta información, el número de espiras totales de calcula con la siguiente expresión.

$$N_t = N_a + 2 \quad (54)$$

$$N_t = 7 + 2$$

$$N_t = 9 \text{ espiras.}$$

Tabla 3-45: Ecuaciones para las dimensiones de los resortes a compresión

Término	Tipo de extremos de resortes			
	Plano	Plano y esmerilado	A escuadra o cerrado	A escuadra y esmerilado
Espiras de extremo, N_e	0	1	2	2
Espiras totales, N_t	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, L_0	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Longitud sólida, L_s	$d(N_t + 1)$	dN_t	$d(N_t + 1)$	dN_t
Paso, p	$(L_0 - d)N_a$	$L_0(N_a + 1)$	$(L_0 - 3d)N_a$	$(L_0 - 2d)N_a$

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012, p.525)

La longitud sólida del resorte a compresión se determinó con la siguiente expresión.

$$L_s = d \cdot N_t \quad (55)$$

$$L_s = 2.95(9)$$

$$L_s = 26.55mm$$

Para calcular la longitud libre del resorte de compresión, se aplicó un coeficiente de seguridad de 1.25 para evitar que las espiras se junten. La deformación máxima se obtuvo sumando la deformación inicial con el intervalo de deformación, obteniendo como resultado un valor de 35mm. La longitud libre se determinó utilizando la ecuación 56.

$$L = L_s + \eta_j \cdot \delta_{m\acute{a}x} \quad (56)$$

Donde:

- L es la longitud libre del resorte [mm].
- L_s es la longitud sólida del resorte [mm].
- η_j es el coeficiente de seguridad para que las espiras no se junten.
- $\delta_{m\acute{a}x}$ es la deformación máxima [mm].

$$L = 26.55 + 1.25(35)$$

$$L = 70.3mm$$

La resistencia última a la tensión del resorte de acero A228 se calculó utilizando la ecuación 57, para la cual se requieren los factores A y m, que dependen del diámetro del alambre. Como se indica en la tabla 3-46, con un diámetro de alambre de 2.95 mm (0.116 in), el valor de A es de 2211 MPa-mm y el valor de m es 0.145.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (57)$$

Donde:

- S_{ut} es la resistencia última a la tensión del resorte [MPa].
- d es el diámetro de alambre [mm].

$$S_{ut} = \frac{2211}{(2.95)^{0.145}}$$

$$S_{ut} = 1890.012 MPa$$

Tabla 3-46: Factores A y m estimar la resistencia a la tensión de alambres para resortes

Material	ASTM núm.	Exponente m	Diámetro, pulg	A, kpsi · pulg ^m	Diámetro, mm	A, Mpa · mm ^m	Costo relativo del alambre
Alambre de piano ^a	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211	2.6
Alambre T y R en aceite ^b	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre estirado duro ^c	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783	1.0
Alambre al cromo-vanadio ^d	A252	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo-silicio ^e	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974	4.0
Alambre inoxidable 302 ^f	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867	7.6-11

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012, p.529)

La resistencia a fluencia del resorte se determinó mediante la ecuación 58.

$$S_{sy} = 0.45 \cdot S_{ut} \quad (58)$$

$$S_{sy} = 0.45 (1890.012)$$

$$S_{sy} = 850.505 \text{ MPa}$$

Para llevar a cabo un análisis estático del resorte, es necesario calcular el factor de corrección de esfuerzo cortante utilizando la ecuación 59.

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C} \quad (59)$$

Donde:

- K_s el factor de corrección de esfuerzo cortante.
- C es el índice del resorte.

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{10.847}$$

$$K_s = 1.046$$

Para calcular el esfuerzo tangencial mediante la ecuación 60, se tomó en cuenta el caso más crítico, utilizando la fuerza máxima que experimenta el resorte. Esta fuerza es igual al producto de la constante del resorte de 3.14 N/mm, por la deformación máxima de 35 mm, lo que da como resultado una fuerza máxima de 109.9 N.

$$\tau_{est} = K_s \left(\frac{8 \cdot F_{m\acute{a}x} \cdot D_m}{\pi \cdot d^3} \right) \quad (60)$$

$$\tau_{est} = 1.046 \left(\frac{8(109.9)(32)}{\pi(2.95)^3} \right)$$

$$\tau_{est} = 364.916 \text{ MPa}$$

Con el valor del esfuerzo tangencial se procedió a calcular el factor de seguridad estático mediante la ecuación 61.

$$\eta_{est} = \frac{S_{sy}}{\tau_{est}} \quad (61)$$

$$\eta_{est} = \frac{850.505}{364.916}$$

$$\eta_{est} = 2.331$$

El factor de seguridad estático de 2.331 garantiza que la configuración del resorte de compresión diseñado es adecuada.

Para llevar a cabo un análisis de fatiga, es necesario conocer la fuerza máxima y mínima que experimenta el resorte. La fuerza máxima es de 109.9 N, mientras que la mínima se calcula multiplicando la constante del resorte de 3.14 N/mm por la deformación máxima de 10 mm, lo que da como resultado una fuerza mínima de 31.4 N. Con estos valores, se puede calcular la fuerza media y amplitud como se describe a continuación.

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2}$$

$$F_m = \frac{109.9 + 31.4}{2}$$

$$F_m = 70.65 \text{ N}$$

$$F_a = \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2}$$

$$F_a = \frac{109.9 - 31.4}{2}$$

$$F_a = 39.25 \text{ N}$$

Para el diseño a fatiga, es importante tener en cuenta los efectos de curvatura. Por ello, se calculó el factor de corrección de curvatura de A.M Wahl utilizando la ecuación 62.

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \quad (62)$$

Donde:

- K_w el factor de corrección de curvatura.
- C es el índice del resorte.

$$K_w = \frac{4(10.847) - 1}{4(10.847) - 4} + \frac{0.615}{10.847}$$

$$K_w = 1.133$$

A partir de las fuerzas media y amplitud, se calcularon los esfuerzos tangenciales medio y amplitud, como se detalla a continuación.

$$\tau_a = K_w \left(\frac{8 \cdot F_a \cdot D_m}{\pi \cdot d^3} \right) \quad (63)$$

$$\tau_a = 1.133 \left(\frac{8(39.25)(32)}{\pi(2.95)^3} \right)$$

$$\tau_a = 141.136 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = K_s \left(\frac{8 \cdot F_m \cdot D_m}{\pi \cdot d^3} \right) \quad (64)$$

$$\tau_m = 1.046 \left(\frac{8(70.65)(32)}{\pi(2.95)^3} \right)$$

$$\tau_m = 234.589 \text{ MPa}$$

Para los resortes granallados, el límite de fatiga por torsión se calculó usando la ecuación 65. Se tomó en cuenta una confiabilidad del 99%, con un factor de confiabilidad de 0.814.

$$S_{se} = 465 \text{ MPa} \cdot k_c \quad (65)$$

$$S_{se} = 465 \cdot 0.814$$

$$S_{se} = 378.51 \text{ MPa}$$

Se calculó el factor de seguridad aplicando los criterios de falla de esfuerzos tangenciales, utilizando las ecuaciones 66 y 67.

$$\eta_1 = \frac{S_{se}}{\tau_a} \quad (66)$$

$$\eta_1 = \frac{378.51}{141.136}$$

$$\eta_1 = 2.682$$

$$\eta_2 = \frac{S_{sy}}{\tau_a + \tau_m} \quad (67)$$

$$\eta_2 = \frac{850.505}{141.136 + 234.589}$$

$$\eta_2 = 2.264$$

De los dos factores de seguridad calculados, el menor valor es el que define el diseño, con un valor de 2.264. Esto asegura que la configuración del resorte de compresión diseñado es adecuada para resistir cargas dinámicas.

3.5.12. Diseño de la estructura de soporte

La estructura metálica del soporte de la enfardadora fue diseñada, mediante el método de factores de carga y resistencia. Se tomó en cuenta los diversos modos de comportamiento que podrían poner en riesgo su estabilidad o interferir con su función prevista, conforme a las combinaciones de carga establecidas por la Norma Ecuatoriana de la Construcción NEC-SE-CG-2015.

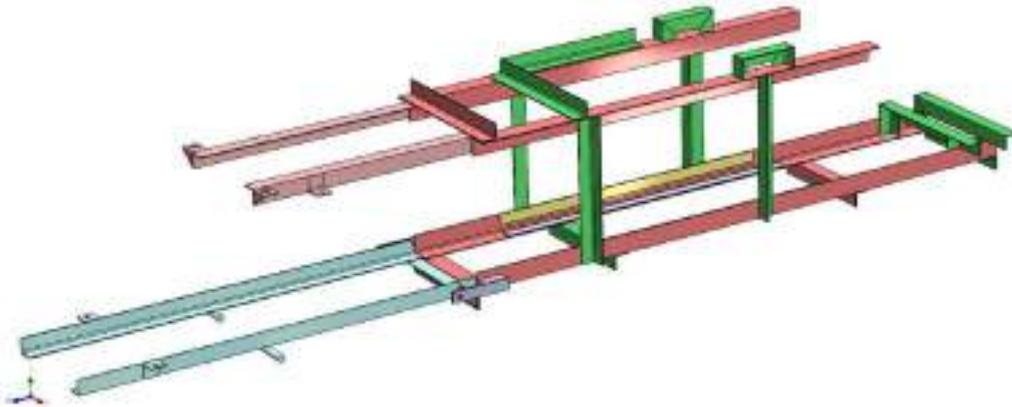


Ilustración 3-61: Estructura metálica del soporte de la enfardadora.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

El proceso de análisis comenzó con la creación de una geometría estructural simplificada utilizando el software SAP2000. Se asignaron los puntos de apoyo correspondientes, tal como se muestra en la ilustración 3-62.

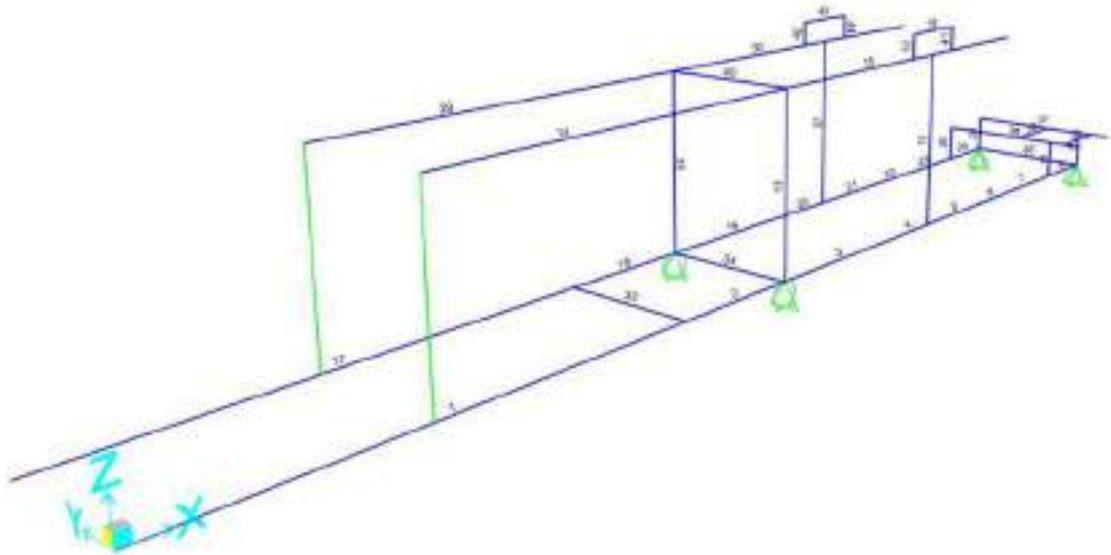


Ilustración 3-62: Estructura metálica simplificada en SAP2000.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Para definir las secciones de los perfiles estructurales, se emplearon un ángulo AL 50x3mm y un ángulo AL 40x3mm fabricados en acero A36. Dentro del software, se configuraron las propiedades de los perfiles de la siguiente manera:

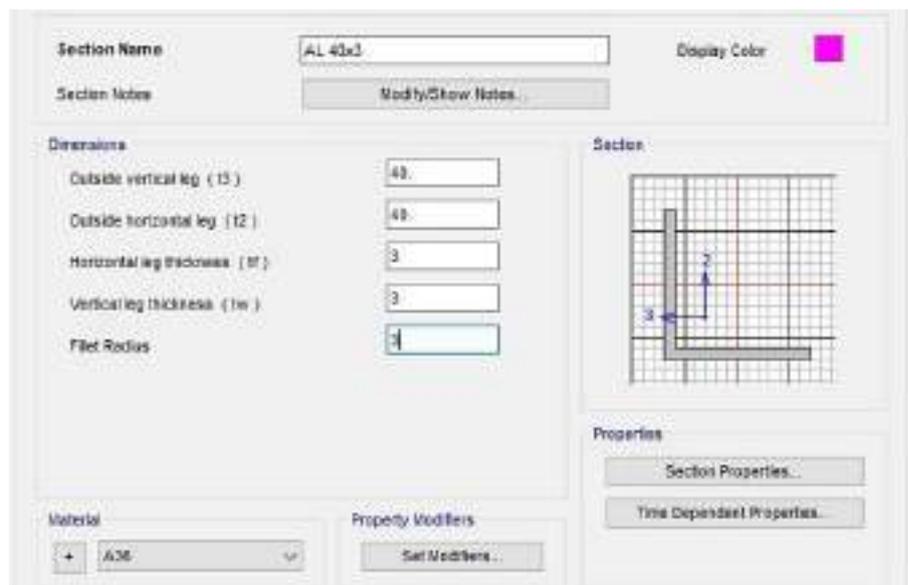


Ilustración 3-63: Ángulo laminado en caliente 40x3mm.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

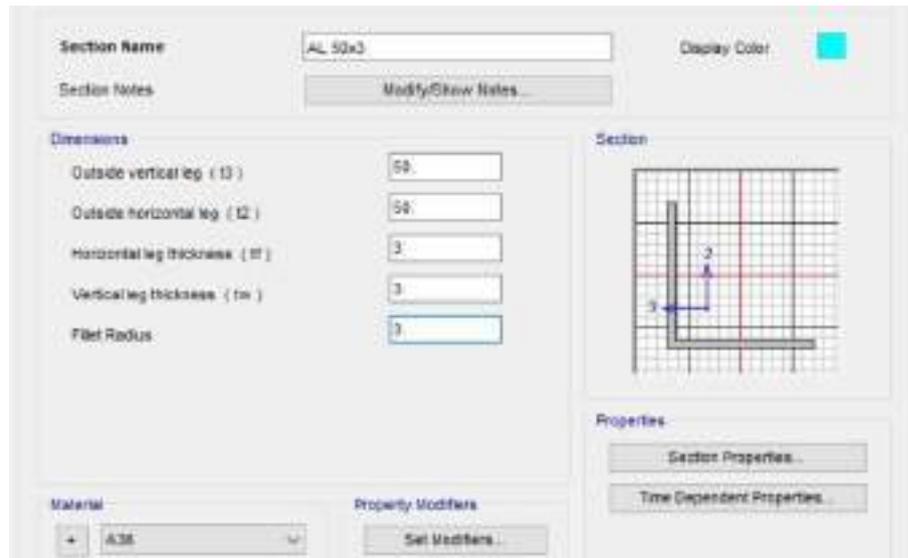


Ilustración 3-64: Ángulo laminado en caliente 50x3mm

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Una vez definidas las secciones de los perfiles estructurales, se procedió a asignar a cada uno de los elementos de la estructura de soporte, como se puede observar en ilustración 3-65.

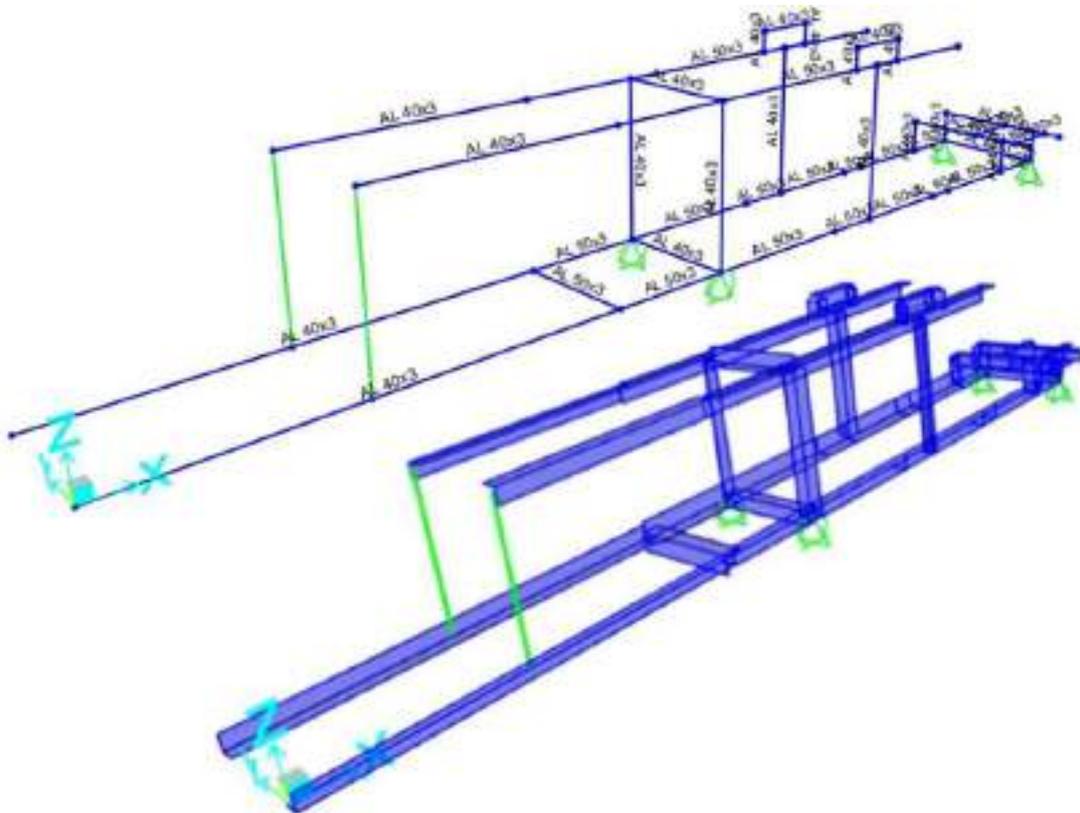


Ilustración 3-65: Asignación de los perfiles estructurales en SAP2000

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Para la definir de los patrones de carga, se consideró un factor de 1.03 para la carga muerta, con el fin de tener en cuenta el peso propio y los efectos de la soldadura. En cuanto a la carga viva, se empleó un factor de cero, según se indica en la tabla 3-47.

Tabla 3-47: Patrones de carga en SAP2000.

Load Pattern Name	Type	Self Weight Multiplier	Auto Lateral Load Pattern
DEAD	Dead	1.03	
DEAD	Dead	1.03	
VIVA	Live	0	

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

En cuanto a la combinación de cargas para el análisis de resistencia, se definió la combinación dos establecida en la norma NEC-SE-CG para cargas no sísmicas, utilizando los siguientes factores para un análisis LRFD.

$$Comb_2 = 1.2D + 1.6L \quad (68)$$

Donde:

- D es la carga muerta [N/mm]
- L es la carga viva [N/mm]

Para el análisis de rigidez en la estructura de estableció la siguiente combinación de servicio.

$$Serv = D + L \quad (69)$$

Una vez definidas las combinaciones de carga, se procedió a asignar las cargas a los perfiles estructurales, para lo cual se calculó tanto la carga viva como la carga muerta presentes en la enfardadora de alfalfa seca.

3.5.12.1. Carga viva

La carga viva, son fuerzas que se producen por el uso y dependen de la ocupación a la que está destinada la estructura (NEC, 2015, p.5). Para la enfardadora de alfalfa se considera como carga viva la paca de heno que se formará en la cámara de compresión. Durante el proceso de compactación, entre la cámara y el trayecto de compactación entran dos pacas y media, además del peso de la alfalfa almacenada en la tolva, lo que equivale aproximadamente a media paca adicional. Considerando el caso más crítico, en total, entre la tolva, la cámara y el trayecto de compactación, interviene el peso equivalente al de tres pacas. Para calcular el peso de una paca de heno, se empleó la ecuación 70, junto con la densidad de la alfalfa comprimida, la cual tiene un valor de 110 kg/m³, y el volumen determinado multiplicando las dimensiones de ancho, alto y largo de la paca de alfalfa.

$$m = \rho \cdot V \quad (70)$$

Donde:

- ρ es la densidad de la alfalfa [kg/m³]
- m es la masa de la alfalfa [kg]
- V es el volumen final de la alfalfa después de la compactación [m³]

$$m = 110(0.3 \cdot 0.4 \cdot 0.6)$$

$$m = 8 \text{ kg} = 78.48 \text{ N}$$

La carga viva se determinó multiplicando el peso de una paca por tres, para encontrar el peso equivalente total. Luego, este peso equivalente se divide por la longitud de los perfiles estructurales de ambos lados que soportarán la carga.

$$L = \frac{3(78.48)}{2(1700)}$$

$$L = 0.07 \text{ N/mm}$$

Se asignó la carga viva en los perfiles estructurales correspondientes al trayecto de la cámara de compresión, tal como se indica en la ilustración 3-66.

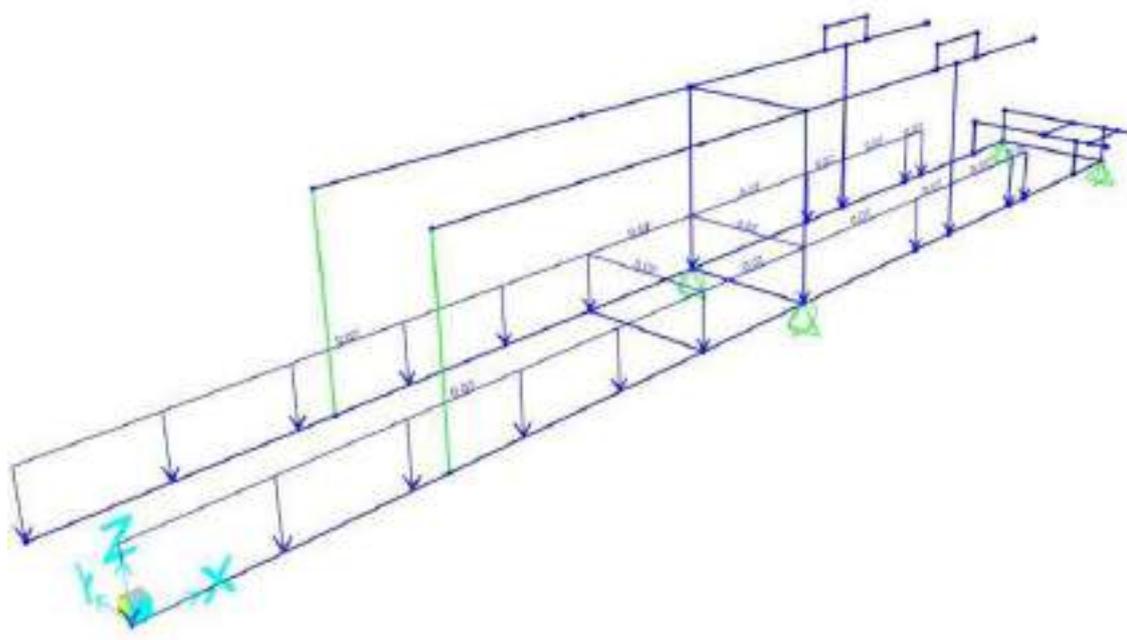


Ilustración 3-66: Asignación de carga viva en SAP2000.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.5.12.2. Carga muerta

La carga está constituida por los pesos de todos los elementos estructurales que actúan en permanencia sobre la estructura (NEC, 2015, p.5). En la tabla 3-48 se puede observar todos los pesos que actúan en la estructura de soporte.

Tabla 3-48: Pesos de los componentes de la enfardadora de alfalfa seca.

Componente	Cantidad	Material	Masa [kg]	Peso [N]
Acondicionador	1	A36	2	19.62
Eje superior	1	AISI 1018	0.67	6.573
Chumacera de pie	2	Hierro fundido	0.7	13.734
Balancín	1	A36	0.235	2.305
Biela 2	1	A36	0.649	6.367
Manivela 2	1	A36	0.205	2.011

Eje inferior	1	AISI 4340	6.166	60.489
Manivela 1	2	A36	1.171	22.975
Émbolo de compactación	1	A36	12.3	120.663
Biela 1	1	A36	1.357	13.312
Chumacera pared	2	Hierro fundido	1.7	33.354
Polea conducida	1	Fundición gris	19	186.39
Polea conductora	1	Fundición gris	2.7	26.487
Motor eléctrico	1	Acero	40	392.4

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

La carga muerta se distribuyó en tres zonas específicas de la estructura de la siguiente manera: en la zona 1 se considera el peso de los componentes del eje superior, en la zona 2 se contempla el peso de los componentes del eje inferior, y en la zona 3 se toma en cuenta el peso del motor. Para ello, se calculó la carga muerta en cada una de estas tres zonas dividiendo el peso total entre la longitud de los perfiles estructurales de ambos lados que soportarán la carga.

$$D_1 = \frac{48.6}{320} = 0.152 \text{ N/mm}$$

$$D_2 = \frac{487.792}{1138} = 0.429 \text{ N/mm}$$

$$D_3 = \frac{418.887}{320} = 1.309 \text{ N/mm}$$

Se asignó la carga viva en los perfiles estructurales correspondientes a cada una de las zonas, tal como se indica en la ilustración 3-67.

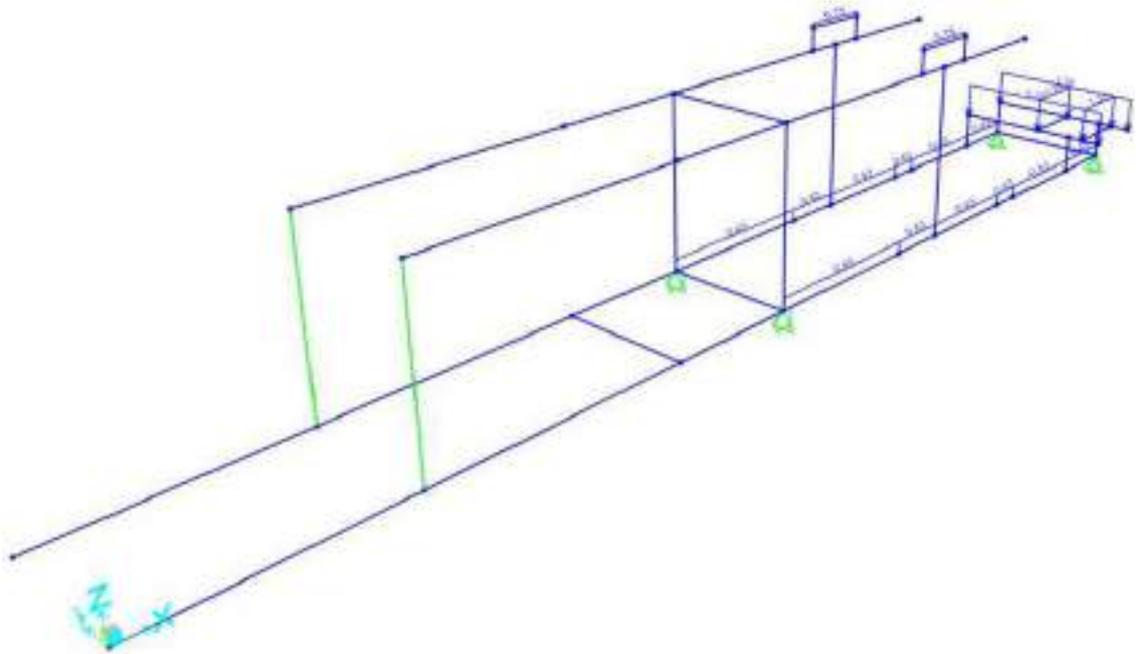


Ilustración 3-67: Asignación de carga muerta en SAP2000.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.6. Validación del diseño por el método de elementos finitos.

Una vez completada la etapa de diseño detallado de la enfardadora de alfalfa seca, que incluye todos los componentes internos, componentes de catálogo y piezas a mecanizar, es esencial validar el diseño utilizando herramientas computacionales. La validación del diseño se llevó a cabo en el software ANSYS mediante el método de elementos finitos, simulando así los escenarios de funcionamiento de los componentes principales de la enfardadora. Durante esta simulación, se identificaron las deformaciones máximas y se evaluó un factor de seguridad adecuado para cada componente.

3.6.1. Eje de transmisión inferior

3.6.1.1. Configuración del material

La validación del eje de transmisión inferior comenzó con la definición de los materiales utilizados en el diseño. Para este propósito, se seleccionó el acero AISI 4340 normalizado debido a su alta resistencia a la tracción, torsión y flexión. Posteriormente, en el software ANSYS se configuró este material y se generó la curva S-N para realizar el análisis de fatiga correspondiente. Por otro lado, las placas del eje de transmisión inferior se fabricaron con material ASTM A36, el cual está disponible por defecto en el software ANSYS y es fácilmente accesible en el mercado nacional.

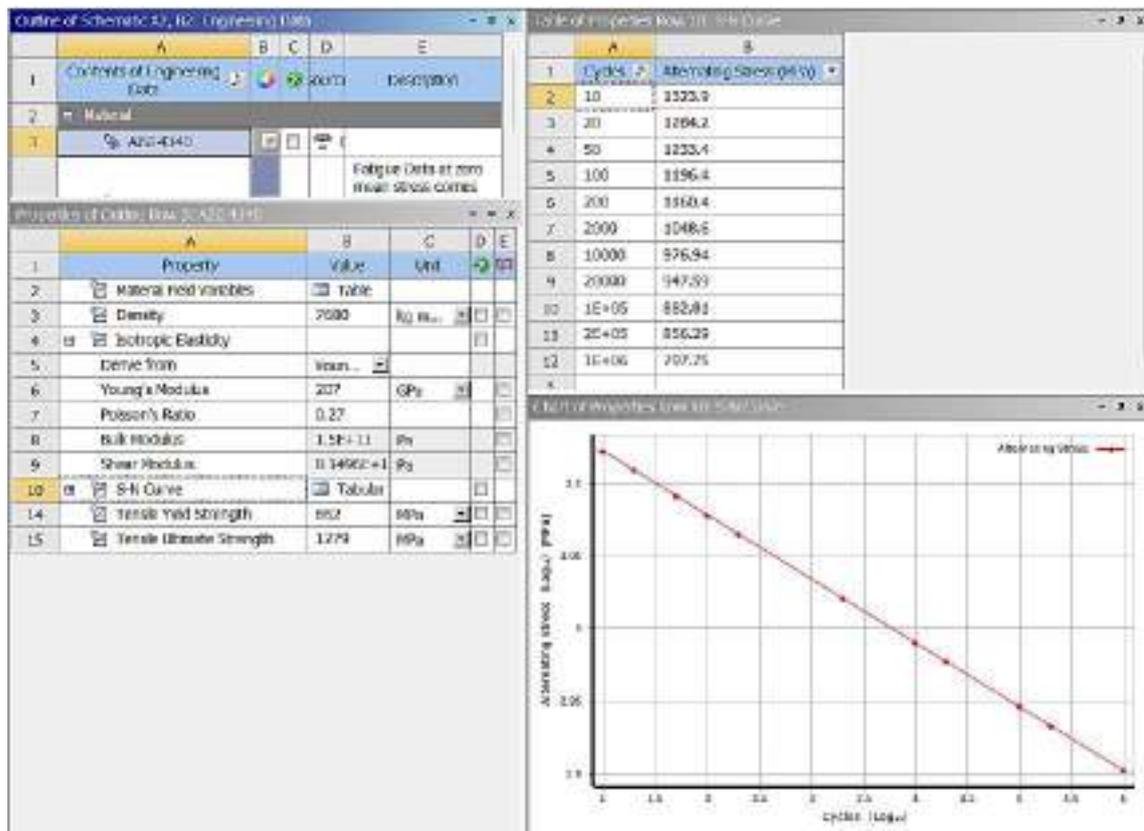


Ilustración 3-68: Configuración del material AISI 4340 normalizado.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.6.1.2. Geometría del eje inferior

La geometría del eje de transmisión inferior fue importada a SpaceClaim con el fin de realizar el tratamiento de la geometría, permitiendo la división de las caras en dicho componente. Esto facilitó la colocación precisa de los apoyos en las secciones correspondientes y permitió una simulación precisa, conduciendo así a resultados que reflejan el comportamiento real del sistema.

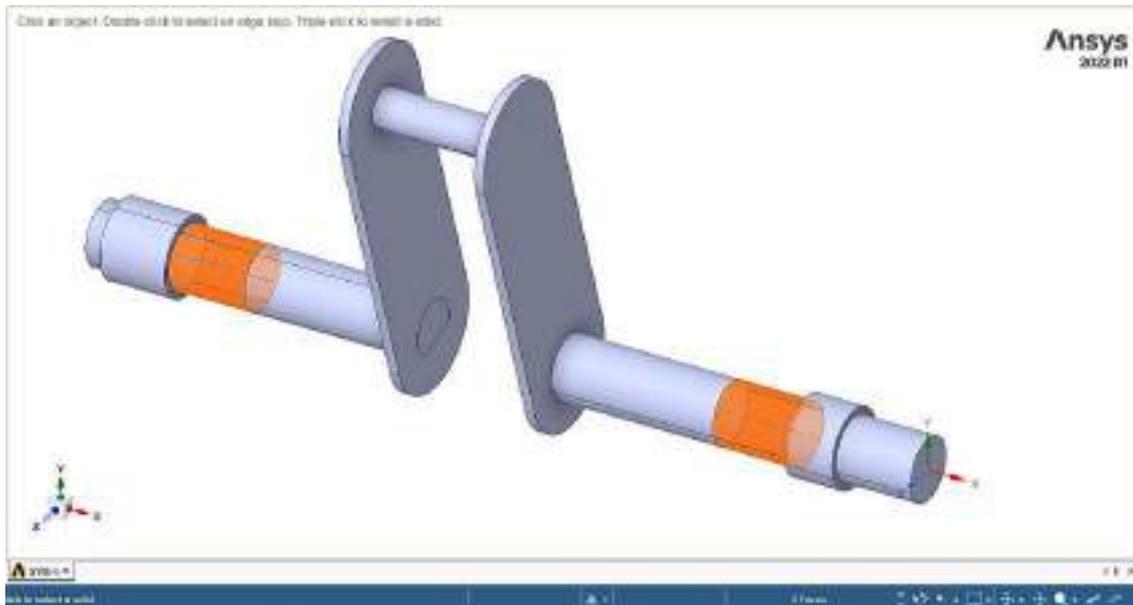


Ilustración 3-69: División de caras del eje de transmisión inferior en SpaceClaim

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Una vez finalizado el tratamiento de la geometría y la configuración del material, el modelo fue abierto en ANSYS Mechanical y se procedió a asignar el material creado a los elementos correspondientes. Asimismo, se establecieron contactos entre la manivela y el eje de transmisión inferior.

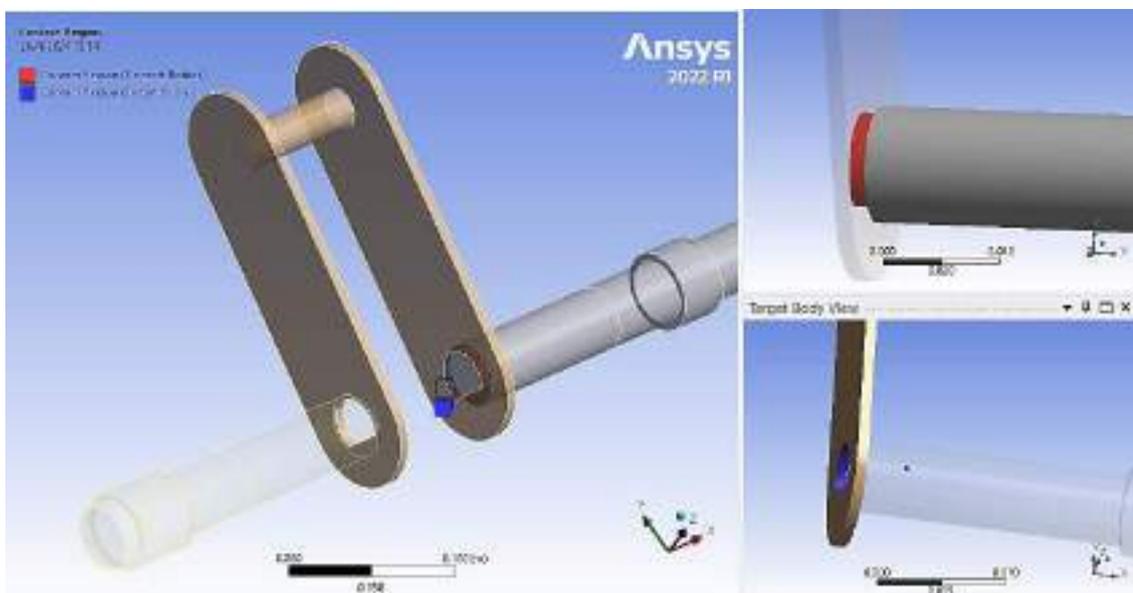


Ilustración 3-70: Creación de contactos entre elementos

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.6.1.3. Calidad de mallado del eje inferior

El mallado del eje de transmisión inferior debe cumplir con ciertos criterios de calidad para asegurar la precisión de la simulación. Se estableció que la calidad de la malla debe cumplir con las métricas de calidad de elementos (*element quality*), las cuales incluyen los siguientes valores: el mínimo debe ser mayor a -4.58×10^{-4} , el máximo debe ser superior a 0.999, el promedio debe ser mayor a 0.757 y la desviación estándar debe ser inferior a 0.2025 (Aquino et al., 2022, p.1244). Para alcanzar estos parámetros, se utilizó un método de *multizone* y se aplicó refinamiento de la malla mediante *body sizing*, logrando así un mallado con las métricas mostradas en la tabla 3-49.

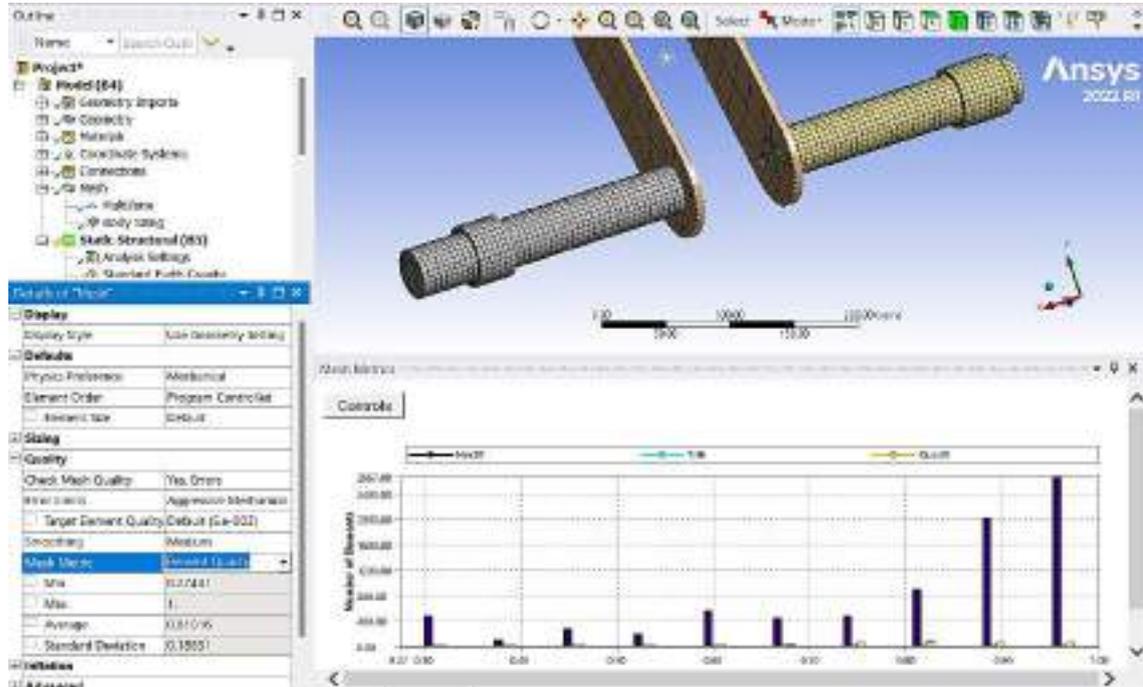


Ilustración 3-71: Calidad de malla del eje de transmisión inferior

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

El mallado se realizó únicamente en el eje de transmisión inferior, ya que el análisis se centró en examinar el comportamiento de este eje. La manivela se consideró un componente rígido que simplemente transmite las fuerzas en el sistema, por lo que se generó un mallado por defecto y no se necesitó un refinamiento adicional.

Tabla 3-49: Métricas de calidad de malla del eje de transmisión inferior

Parámetro	Element quality	ANSYS	Verificación
Mínimo	-0.000458	0.27431	OK
Máximo	0.999	1	OK
Promedio	0.757	0.8102	OK
Desviación estándar	0.2025	0.1885	OK

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.6.1.4. Cargas y condiciones de frontera

Para la asignación de cargas y apoyos del eje de transmisión inferior, se asignaron las fuerzas obtenidas en el análisis dinámico realizado en Adams. En las secciones donde se instalan las chumaceras de pared, se asignó un *cylindrical support* con libertad de giro en el eje tangencial.

Además, se implementó un remote *displacement* en el punto donde la potencia del motor ingresa al sistema a través de la polea, con el fin de proporcionar estabilidad al sistema. Por último, se consideró la influencia de la gravedad para obtener resultados precisos.

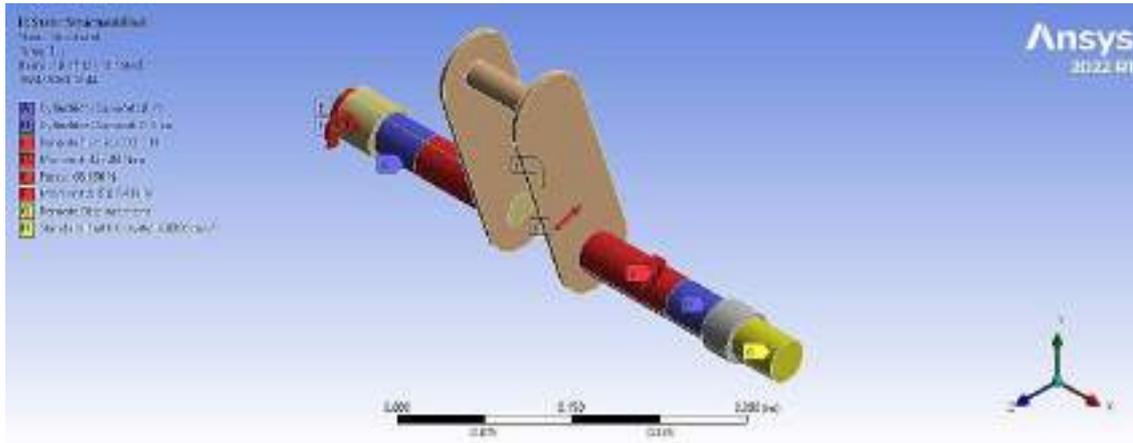


Ilustración 3-72: Asignación de cargas y apoyos del eje de transmisión inferior.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.6.2. Eje de transmisión superior

3.6.2.1. Configuración del material

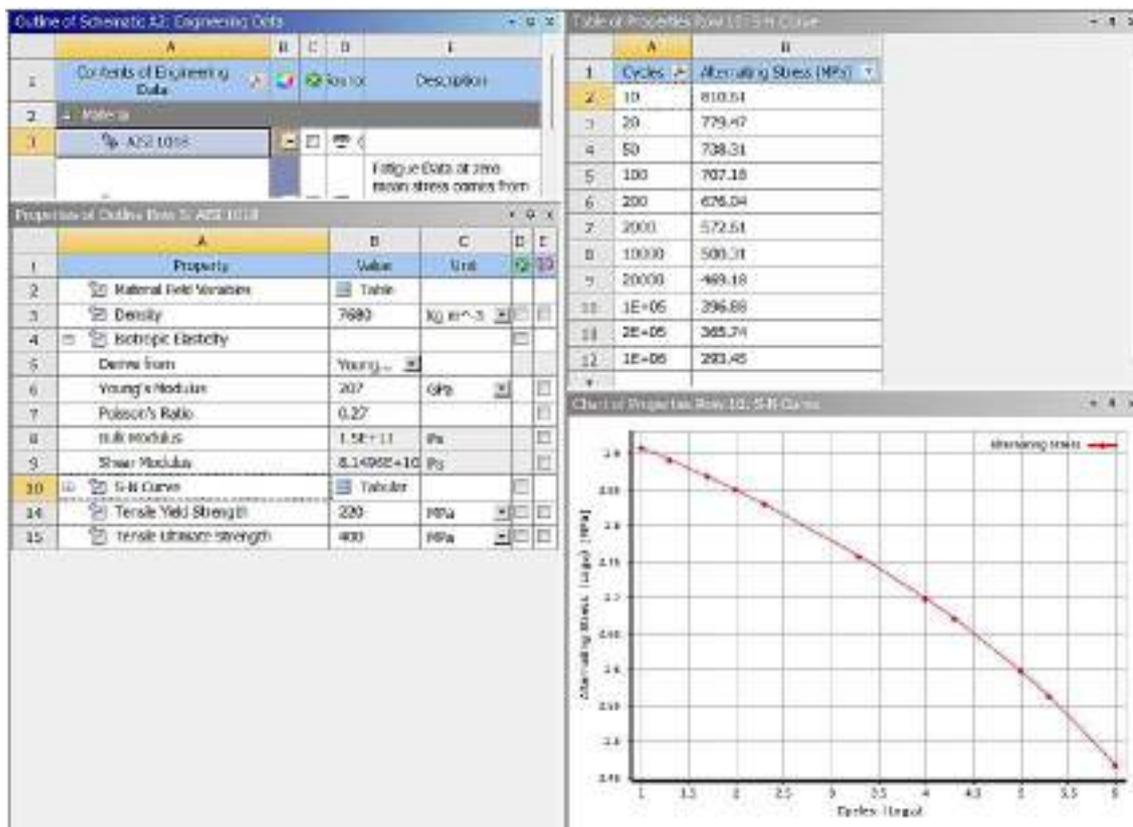


Ilustración 3-73: Configuración del material AISI 1018 CD.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

La validación del eje de transmisión superior se inició con la especificación de los materiales empleados en el diseño. Para este fin, se optó por el acero AISI 1018 laminado en caliente. Luego,

utilizando el software ANSYS, se configuró las propiedades del material y se generó la curva S-N para llevar a cabo el análisis de fatiga correspondiente.

3.6.2.2. Geometría del eje superior

La geometría del eje de transmisión superior fue importada a SpaceClaim con el fin de realizar el tratamiento de la geometría, permitiendo la división de las caras en dicho componente. Esto facilitó la colocación precisa de los apoyos en las secciones correspondientes y permitió una simulación precisa, conduciendo así a resultados que reflejan el comportamiento real del sistema.

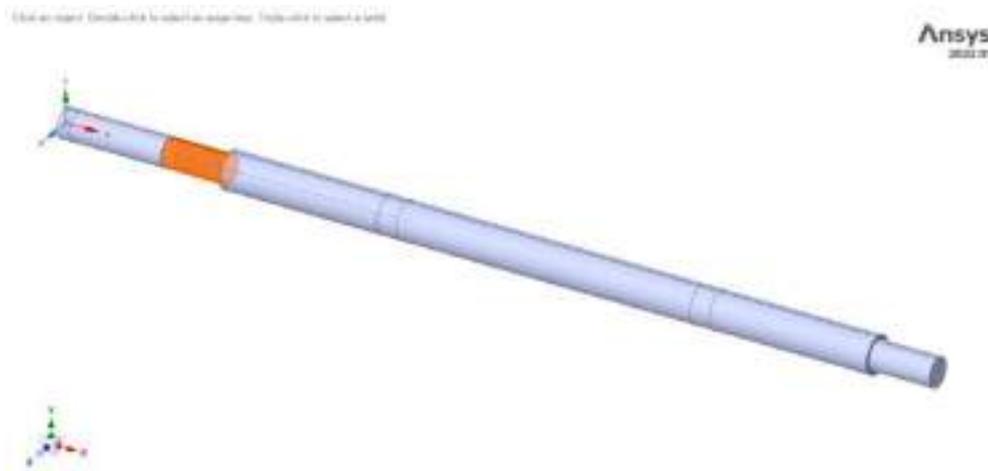


Ilustración 3-74: División de caras del eje de transmisión superior en SpaceClaim.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Una vez finalizado el tratamiento de la geometría y la configuración del material, el modelo fue abierto en ANSYS Mechanical y se procedió a asignar el material al eje de transición superior.

3.6.2.3. Calidad de malla del eje superior

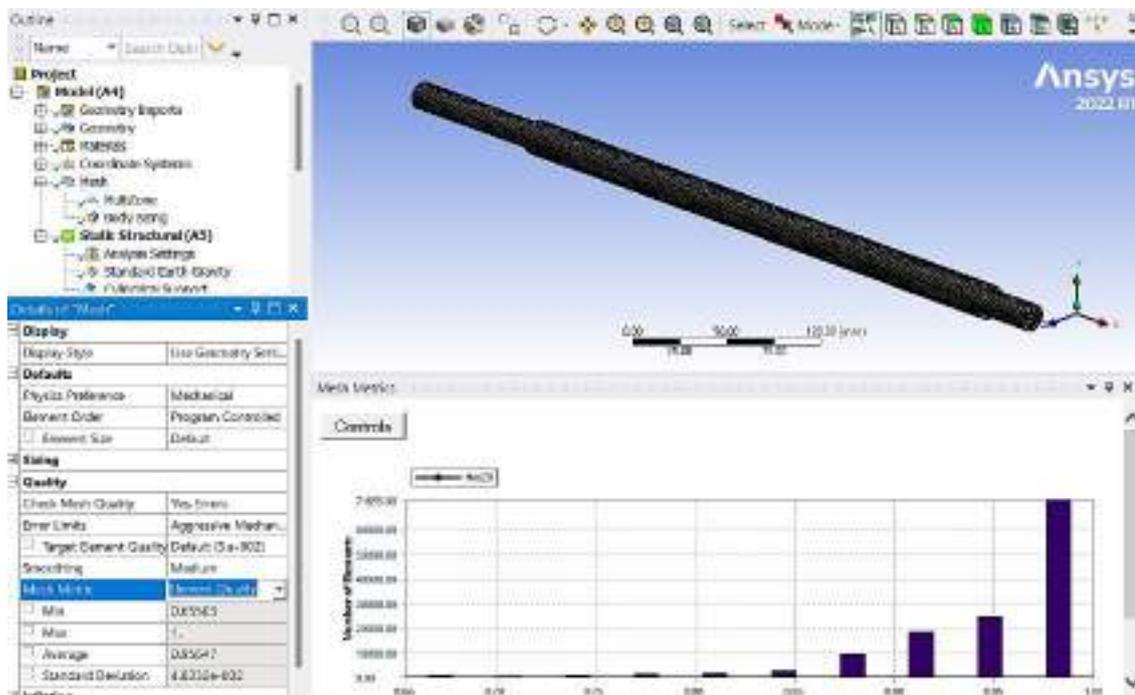


Ilustración 3-75: Calidad de malla del eje de transmisión superior.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

El mallado del eje de transmisión superior debe cumplir con ciertos criterios de calidad para asegurar la precisión de la simulación. Se estableció que la calidad de la malla debe cumplir con las métricas de calidad de elementos (*element quality*), las cuales incluyen los siguientes valores: el mínimo debe ser mayor a -4.58×10^{-4} , el máximo debe ser superior a 0.999, el promedio debe ser mayor a 0.757 y la desviación estándar debe ser inferior a 0.2025 (Aquino et al., 2022, p.1244). Para alcanzar estos parámetros, se utilizó un método de *multizone* y se aplicó refinamiento de la malla mediante *body sizing*, logrando así un mallado con las métricas mostradas en la tabla 3-50.

Tabla 3-50: Métricas de calidad de malla del eje de transmisión superior

Parámetro	Element quality	ANSYS	Verificación
Mínimo	-0.000458	0.65503	OK
Máximo	0.999	1	OK
Promedio	0.757	0.95647	OK
Desviación estándar	0.2025	0.04833	OK

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.6.2.4. Cargas y condiciones de frontera

Para la asignación de cargas y apoyos del eje de transmisión superior, se emplearon las fuerzas obtenidas en el análisis dinámico llevado a cabo en Adams. En las secciones donde se instalaron las chumaceras de pie, se asignó un *cylindrical support* con libertad de giro en el eje tangencial. Además, se implementó un *remote displacement* en el punto donde se aplica el torque del otro mecanismo conectado, con el objetivo de asegurar la estabilidad del sistema. Por último, se consideró la influencia de la gravedad para obtener resultados precisos.

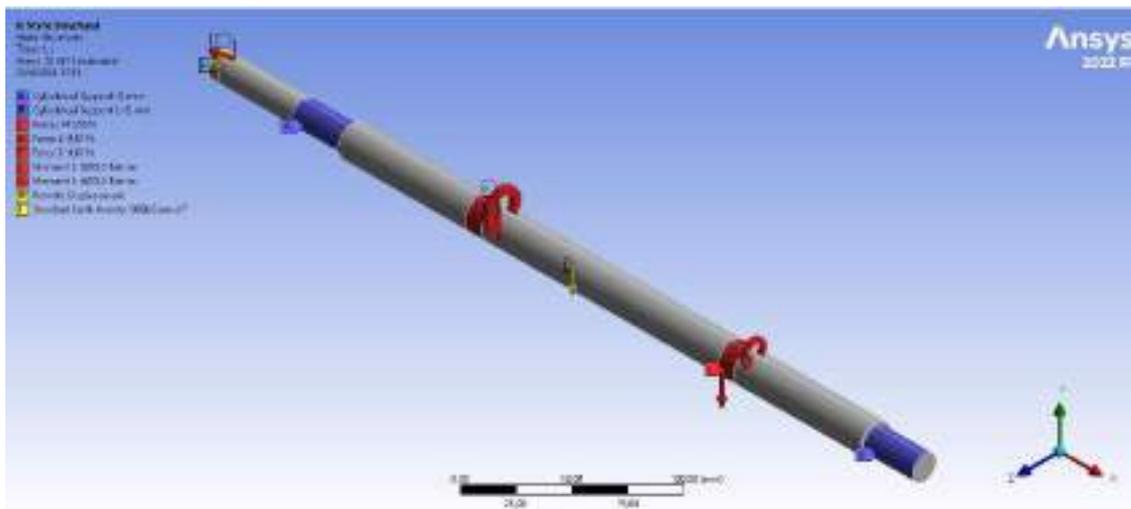


Ilustración 3-76: Asignación de cargas y apoyos del eje de transmisión superior.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

3.6.3. Control de la enfardadora de alfalfa

La enfardadora de alfalfa seca está cuenta con un motorreductor trifásico de 3 hp que gira a 60 rpm. Para facilitar la conexión a una fuente de alimentación bifásica y permitir el control de la velocidad de trabajo, se incorporó un variador de frecuencia RELKOM PI150 2R2G1. El control

se llevó a cabo mediante lógica cableada utilizando el circuito simplificado que se muestra en la ilustración 3-77.

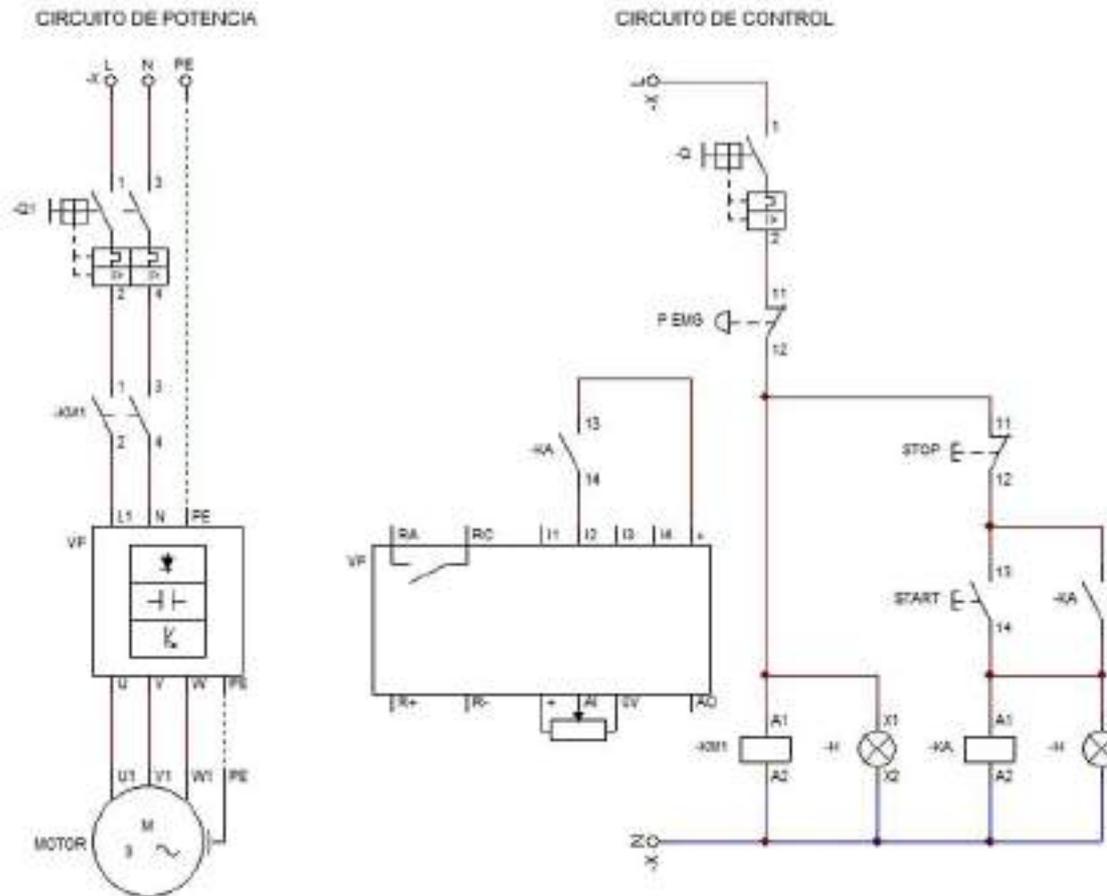


Ilustración 3-77: Diagrama de conexión del sistema de control de la enfardadora

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Para evitar daños en el variador de frecuencia, es esencial verificar que, antes de conectar un variador a un motor trifásico, la conexión de arranque esté en baja tensión, es decir en conexión delta. Asimismo, todos los elementos de protección deben colocarse antes del variador, y no debe haber ningún elemento de protección entre el motor y el variador de frecuencia. El diagrama cableado de conexión del variador de frecuencia se muestra en el anexo L.

CAPÍTULO IV

4. MARCO DE ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1. Resultados de la evaluación de alternativas de diseño

De acuerdo con los resultados obtenidos mediante el método ordinal corregido de criterios ponderados, como se detalla en la tabla 4-1, la mejor solución es la alternativa 1. Esta propuesta consiste en una enfardadora de alfalfa prismática horizontal con un sistema de compactación de biela-manivela, obteniendo un 42% de puntaje. En segundo lugar, se encuentra la alternativa 3, que corresponde a una enfardadora de alfalfa cilíndrica con un sistema de compactación de correas de alta resistencia, alcanzando un 31%. Finalmente, la última posición la ocupa la alternativa 2, que consiste en una enfardadora de alfalfa prismática vertical con sistema de compactación hidráulico, obteniendo un 27% de evaluación.

Tabla 4-1: Resultados de la evaluación de alternativas

CRITERIO	Capacidad	Eficiencia	Costo	Operabilidad	Mantenibilidad	Resistencia	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0.079	0.095	0.143	0.032	0.048	0.024	0.421	1
Alternativa 2	0.040	0.032	0.095	0.016	0.071	0.016	0.270	3
Alternativa 3	0.119	0.063	0.048	0.048	0.024	0.008	0.310	2

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.2. Modelo 3D del ensamblaje completo de la enfardadora de alfalfa seca

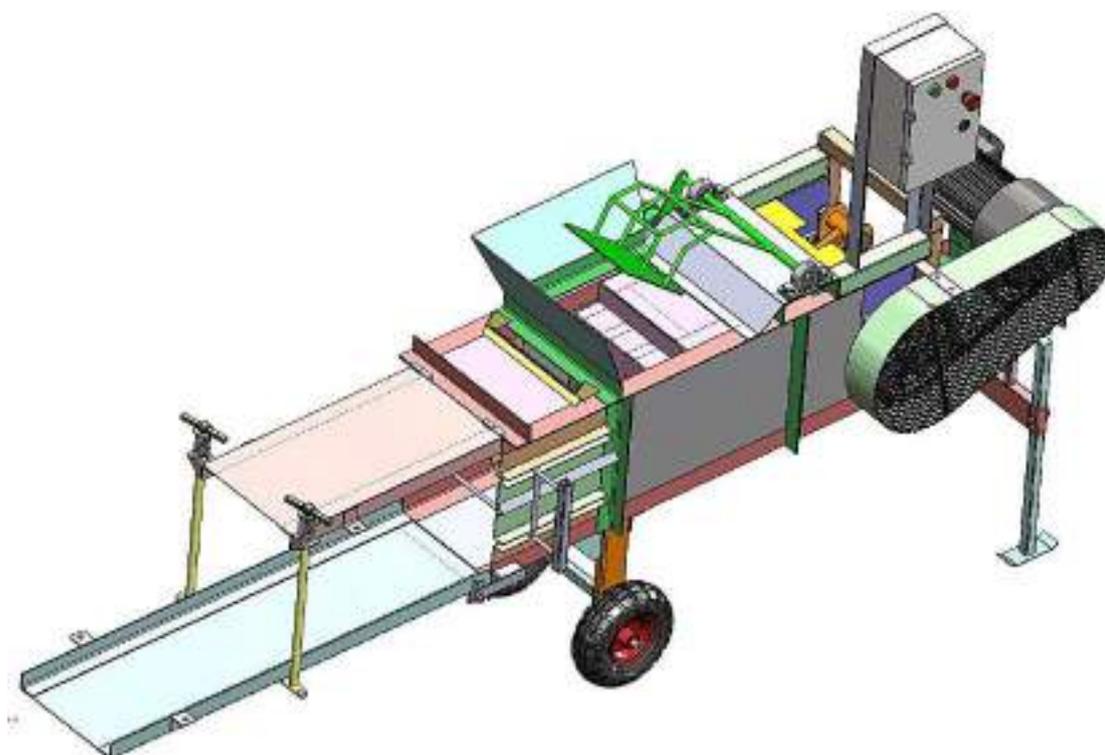


Ilustración 4-1: Ensamblaje total de la enfardadora de alfalfa seca

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.3. Resultados del análisis estructural en SAP2000

4.3.1. Resultados del análisis de rigidez.

Para realizar el análisis de rigidez, se determinaron las deformaciones presentes en cada una de las juntas de la estructura debido a la combinación de servicio. Como resultado, se encontró que la deformación máxima se localiza en el nodo 1, con un valor de 7.28mm. Este nodo se encuentra en voladizo. Según la norma AISC 360 (2016, p.478), la deformación permisible para vigas en voladizo es $L/150$. Considerando una longitud de viga en voladizo de 1390 mm, se obtiene una deflexión máxima permisible de 9.27mm. Dado que la deflexión máxima calculada es menor que la permisible, se concluye que la estructura cumple con el criterio de rigidez.

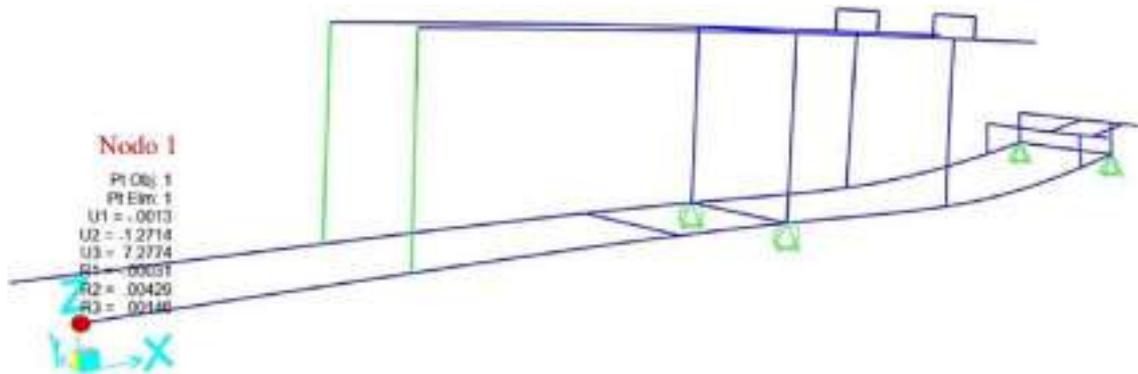


Ilustración 4-2: Deformación máxima de la estructura de soporte.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.3.2. Resultados del análisis de resistencia.

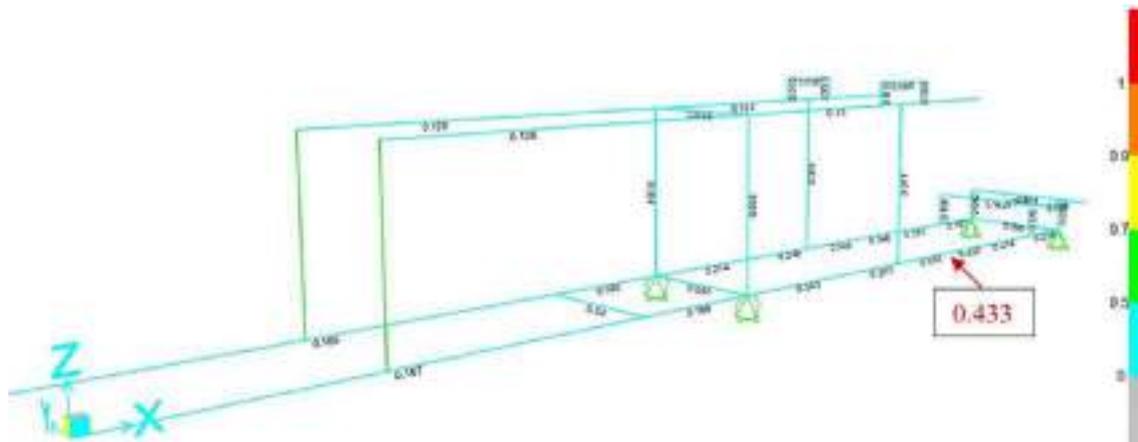


Ilustración 4-3: Razón de demanda-capacidad de la estructura de soporte.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Para verificar que la estructura cumpla con el criterio de resistencia, se evaluó la razón demanda-capacidad, la cual debe ser menor o igual a 1. Como puede observar en la ilustración 4-3 para la estructura de soporte de la máquina enfardadora de alfalfa, se obtuvo una razón demanda-capacidad de 0.433. Este resultado asegura un excelente comportamiento estructural, ya que está por debajo del límite establecido, indicando que la estructura es capaz de soportar las cargas aplicadas de manera adecuada.

4.4. Resultados del análisis MEF mediante ANSYS

4.4.1. Resultados del eje de transmisión inferior

4.4.1.1. Resultado de deformación total

De acuerdo con Faies (1970, p.352), para ejes de transmisión, la deflexión máxima admisible debe ser de 0.16 milímetros por metro de longitud entre soportes. Dado que el eje de transmisión tiene una distancia entre apoyos de 0.35m, la deformación máxima permisible no debe exceder los 0.056mm. Como se observa en la ilustración 4-4, en el eje se registró una deformación de 0.0457 milímetros, lo cual está dentro del rango permitido y cumple con el criterio de rigidez.

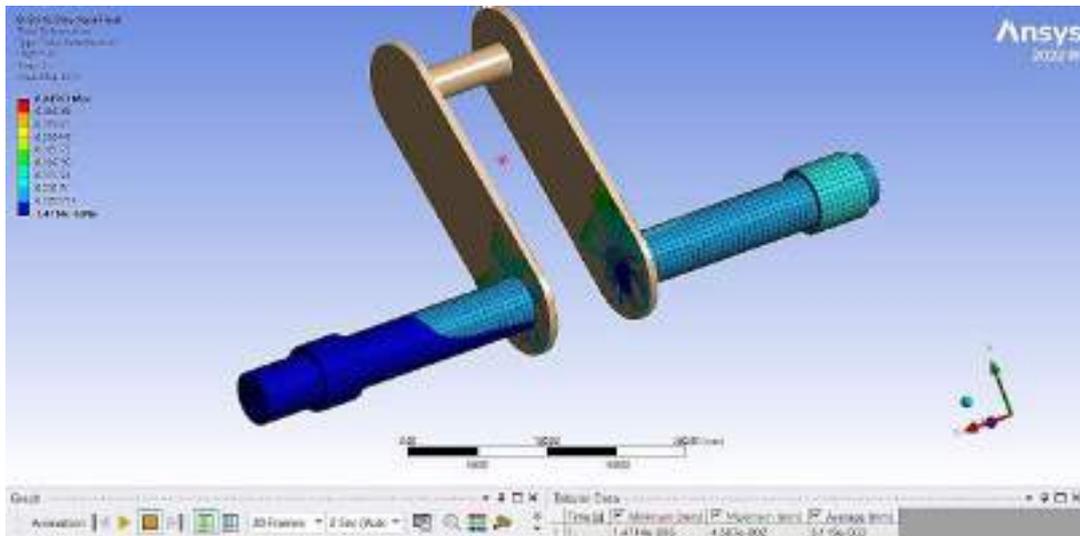


Ilustración 4-4: Deformación máxima del eje de transmisión inferior.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.4.1.2. Resultado del esfuerzo equivalente de Von Mises

El esfuerzo máximo combinado es de 53.145 MPa, como se muestra en la ilustración 4-5, un valor que está por debajo del límite de fluencia del acero AISI 4340, que es de 861.08 MPa. Esto indica que el eje de transmisión no fallará por fluencia.

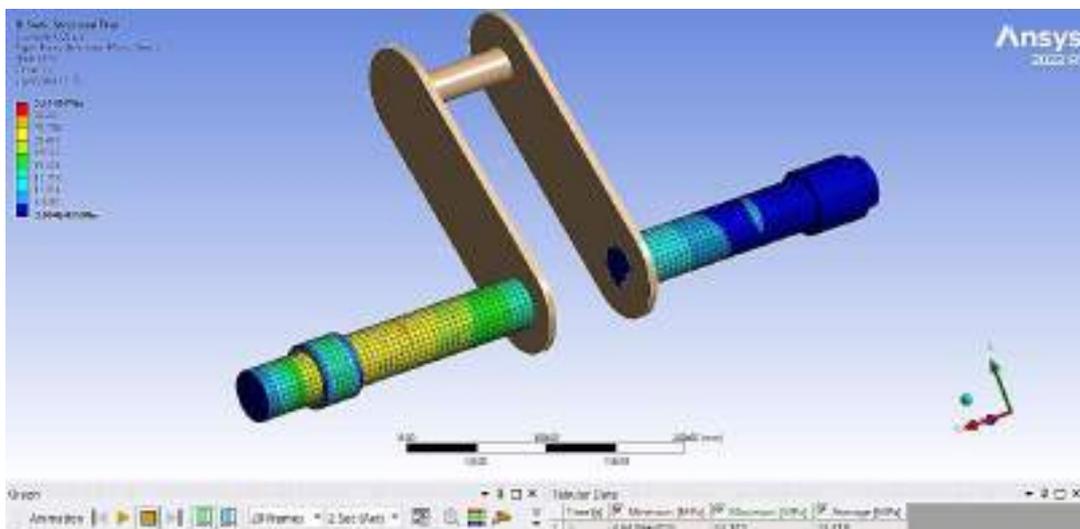


Ilustración 4-5: Esfuerzo equivalente del eje de transmisión inferior

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.4.1.3. Resultado del factor de seguridad estático

El mínimo factor de seguridad estático fue de 3.6278 y se presenta en el punto P en donde actúa va colocada la polea. Este factor es mayor que 1, lo que confirma que el eje de transmisión inferior puede operar de manera adecuadamente bajo cargas estáticas.

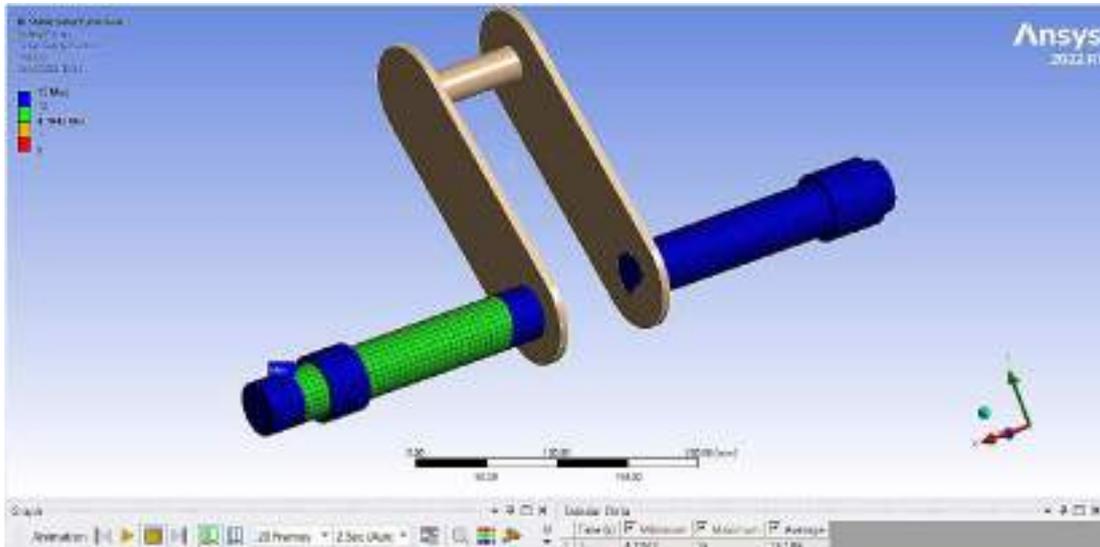


Ilustración 4-6: Factor de seguridad estático del eje de transmisión inferior

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.4.1.4. Resultado del factor de seguridad dinámico

En el análisis de fatiga, el factor de seguridad dinámico calculado de forma analítica fue de 1.7. Como se muestra en la ilustración 4-7, el factor de seguridad dinámico obtenido con ANSYS fue de 1.5409. El valor obtenido en la simulación es muy cercano al calculado analíticamente. Esto confirma que el eje de transmisión superior cumple con los requisitos de rigidez y puede operar de manera adecuada bajo cargas dinámicas sin problemas.

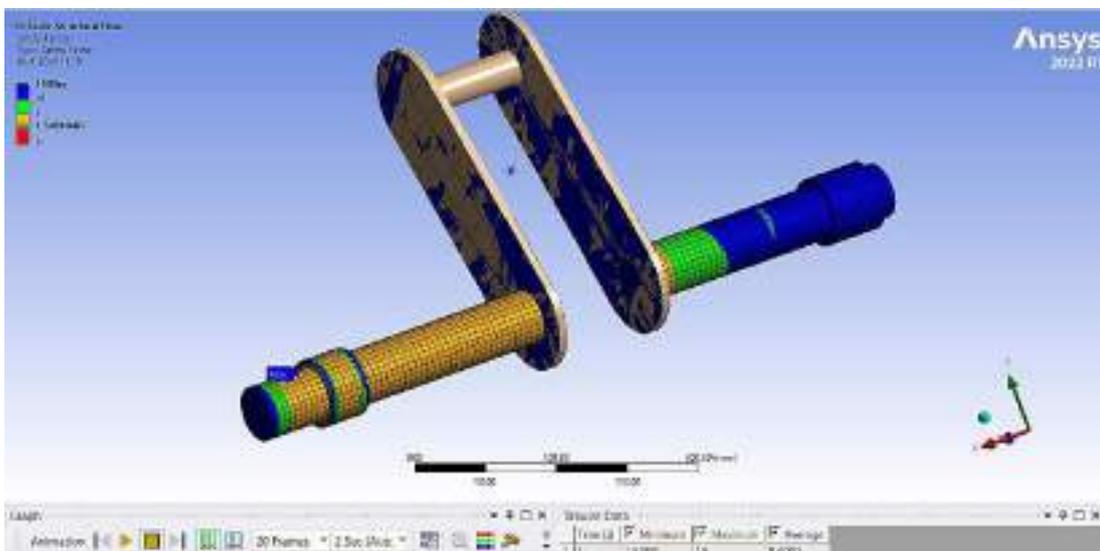


Ilustración 4-7: Factor de seguridad dinámico del eje de transmisión inferior.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.4.2. Eje de transmisión superior

4.4.2.1. Resultado de deformación total

De acuerdo con Faired (1970, p.352), la deflexión máxima admisible para ejes de transmisión es de 0.16 milímetros por metro de longitud entre soportes. Dado que el eje de transmisión superior tiene una distancia entre apoyos de 0.363 metros, la deformación máxima permitida es de 0.0581 milímetros. Como se muestra en la ilustración 4-8, en el eje se registró una deformación de 0.014055 milímetros, lo cual está dentro del rango permitido y cumple con el criterio de rigidez.

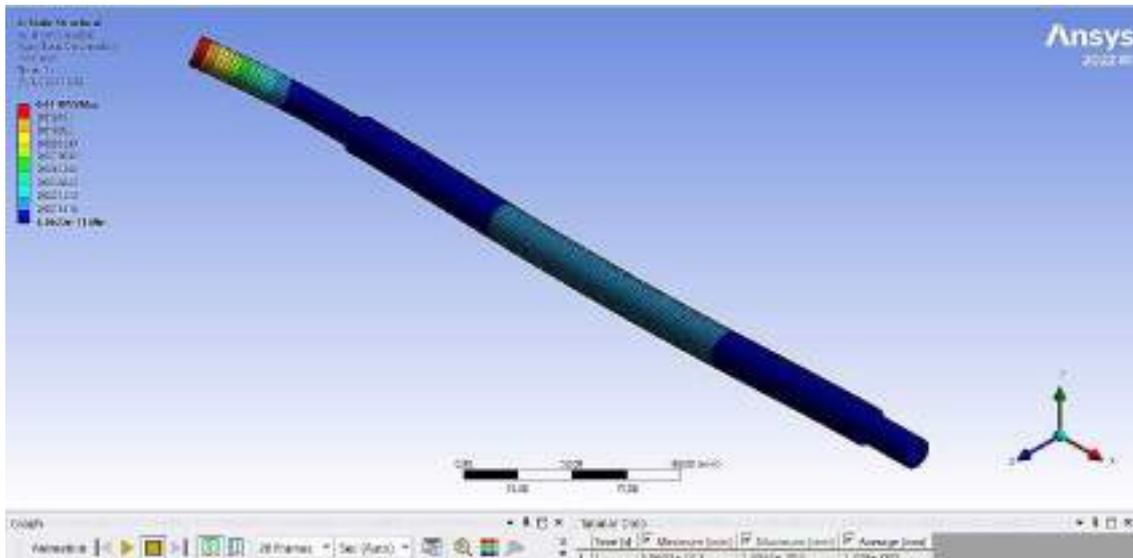


Ilustración 4-8: Deformación máxima del eje de transmisión superior.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.4.2.2. Resultado del esfuerzo equivalente de Von Mises

El esfuerzo máximo combinado es de 60.643 MPa, como se muestra en la ilustración 4-9, un valor que está por debajo del límite de fluencia del acero AISI 1018 HR, que es de 220 MPa. Esto indica que el eje de transmisión no fallará por fluencia.

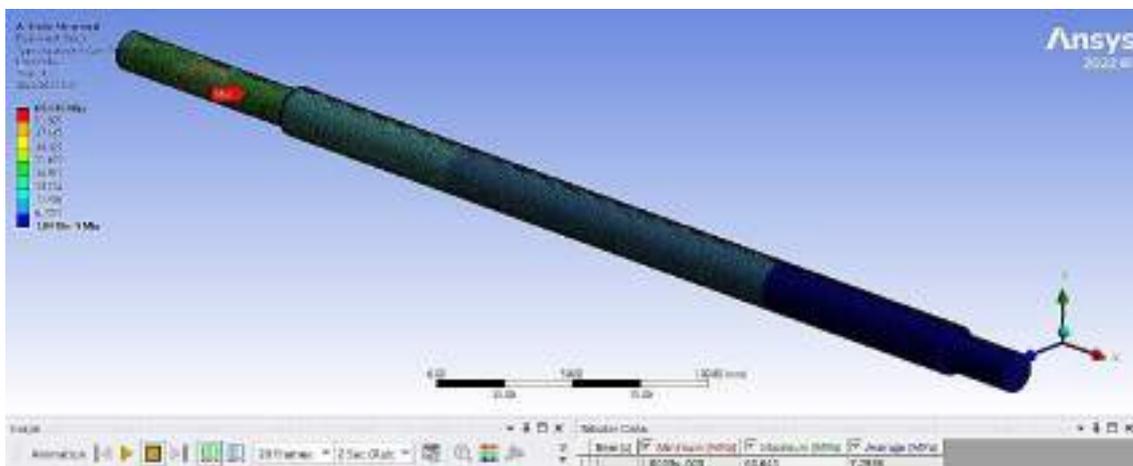


Ilustración 4-9: Esfuerzo equivalente del eje de transmisión superior.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.4.2.3. Resultado del factor de seguridad estático

El mínimo factor de seguridad estático fue de 3.6278 y se presenta en el apoyo I en donde actúa el máximo momento flector.

Este factor es mayor que 1, lo que confirma que el eje de transmisión superior puede operar de manera adecuadamente bajo cargas estáticas.

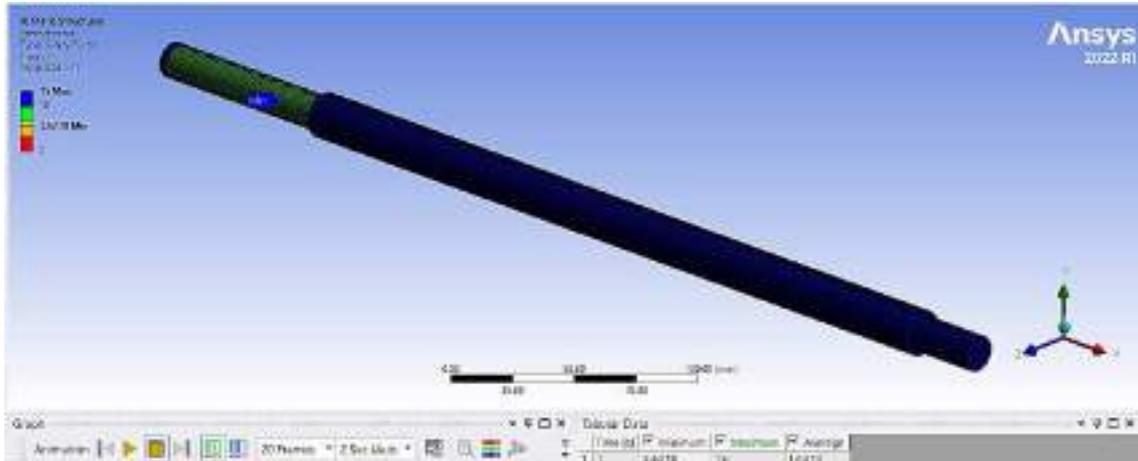


Ilustración 4-10: Factor de seguridad estático del eje de transmisión superior.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.4.2.4. Resultado del factor de seguridad dinámico

En el análisis de fatiga, el factor de seguridad dinámico calculado de forma analítica fue de 2.5. Como se muestra en la ilustración 4-11, el factor de seguridad dinámico obtenido con ANSYS fue de 2.4195 y se localiza en el punto crítico I donde va ubicada la chumacera de pie. El valor obtenido en la simulación es muy cercano al calculado analíticamente. Esto confirma que el eje de transmisión superior cumple con los requisitos de rigidez y puede operar de manera adecuada bajo cargas dinámicas sin problemas.

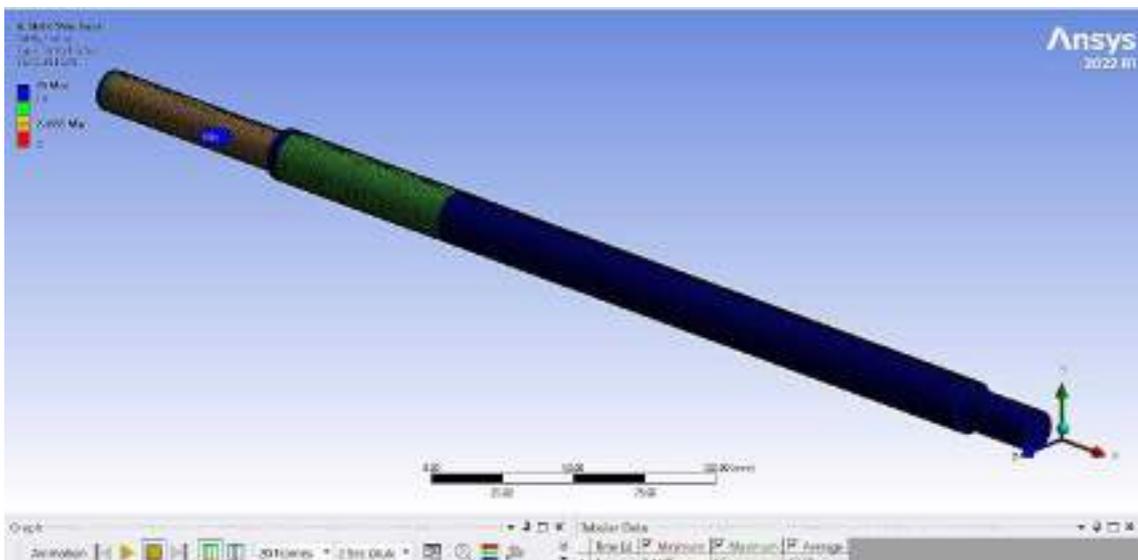


Ilustración 4-11: Factor de seguridad dinámico del eje de transmisión superior.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.5. Construcción de la máquina enfardadora de alfalfa seca.

Se elaboraron planos detallados para cada componente de la enfardadora de alfalfa seca, especificando sus dimensiones y el material requerido. Posteriormente, se solicitó cotización a varios proveedores y se procedió a adquirir los materiales necesarios. Esto incluyó ejes de transmisión, con un AISI 1020 para el eje superior y un AISI 4340 para el eje inferior, así como placas de acero ASTM A36 de 2 mm de espesor para la cubierta de la cámara de compresión y una placa de 600x450 de 3mm de espesor para los eslabones, poleas, correas de transmisión, rodamientos, chumaceras, pernos, perfiles estructurales y otros componentes requeridos para la construcción y ensamblaje de la enfardadora.

El proceso de construcción en el taller se dividió en cinco etapas principales de manufactura que condujeron a la creación del producto final. Estas etapas incluyeron corte, doblado, torneado, soldadura y pintado, los cuales se describen a continuación.

4.5.1. Proceso de corte

El proceso de corte se llevó a cabo utilizando una cortadora plasma CNC. Siguiendo las especificaciones detalladas en los planos, se generó el código G necesario para establecer las trayectorias de corte. Este código permitió que la máquina plasma CNC realizara cortes precisos en una plancha completa de 2 mm de espesor, destinada para las cubiertas de la cámara y el recorrido de compactación.

Asimismo, se utilizó una plancha de dimensiones 600x450 mm y un espesor de 6 mm para cortar los eslabones de los mecanismos presentes en la máquina enfardadora. Este proceso garantizó la precisión necesaria para los cortes.



Ilustración 4-12: Proceso de corte en una cortadora plasma CNC.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.5.2. Proceso de doblado

Durante esta etapa, se trabajó con las chapas metálicas previamente cortadas que requerían ser dobladas. Para lograr esto, se trazaron líneas guía utilizando tiza especial para metal en las áreas específicas donde se realizarían los dobleces. Luego, utilizando una máquina dobladora, se dio la

forma deseada a las chapas, siguiendo las especificaciones detalladas en los planos de construcción. Este proceso aseguró que se realizaran con exactitud los dobleces los componentes de la enfardadora.



Ilustración 4-13: Proceso de doblado.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.5.3. Proceso de torneado

El torneado, es un procedimiento de mecanizado por arranque de viruta que se empleó para dar forma a componentes cilíndricos de la enfardadora, tales como los ejes de transmisión, los bujes y las poleas. En este proceso, las piezas giran alrededor de un torno mientras una herramienta de corte se desplaza linealmente, eliminando material para lograr la forma deseada. Se ajustaron velocidades y avances adecuados para cada pieza. Para los ejes de transmisión, fabricados en acero AISI 1018 y AISI 4340 para el eje superior e inferior, respectivamente, se ejecutaron operaciones de torneado que incluyeron refrentado para reducir la longitud y limpiar las superficies externas, cilindrado para ajustar los diámetros conforme a las medidas especificadas, y tronzado para cortar los ejes a la longitud deseada. En cuanto a los bujes, se llevó a cabo un proceso similar de torneado para alcanzar los diámetros requeridos. Para las poleas, se aplicó cilindrado para obtener el diámetro del agujero conforme a las especificaciones establecidas en los planos de construcción.



Ilustración 4-14: Proceso de torneado en las piezas cilíndricas de la enfardadora.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.5.4. Proceso de soldadura

Para unir las piezas que componen la enfardadora de alfalfa, se empleó el proceso de soldadura GMAW. En este procedimiento, un generador suministra energía eléctrica para crear un arco entre el metal de aporte, que es un alambre sólido continuo con gas de protección, y la pieza que se va a soldar. Inicialmente, se ajustaron variables cruciales como la corriente, el voltaje y la velocidad de soldadura. Se llevó a cabo una soldadura por puntos en los perfiles estructurales para formar la estructura de soporte. Luego, mediante soldadura, se ensamblaron el émbolo de compactación, el acondicionador y los mecanismos. Una vez verificado que no había interferencias, se realizó una soldadura continua para asegurar la estructura. Finalmente, acuerdo con las especificaciones detalladas en los planos de construcción se unieron las chapas metálicas que cubren la máquina enfardadora.



Ilustración 4-15: Proceso de soldadura GMAW en los componentes de la enfardadora.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.5.5. Proceso de pintado

Para proporcionar una capa protección y mejorar la apariencia de la enfardadora de alfalfa seca, se llevó a cabo el proceso de pintado. Inicialmente, se prepararon las superficies mediante limpieza y lijado para eliminar cualquier contaminante o irregularidad que pudiera perjudicar la adherencia de la pintura. Posteriormente, se aplicó una capa de imprimación con el fin de aumentar la adherencia y la resistencia a la corrosión. Una vez que las superficies estuvieron listas, se procedió a la aplicación de la pintura utilizando una pistola de pulverización de aire comprimido. Se optó por una pintura de alta calidad y resistencia en tono verde.

El proceso de pintado se realizó minuciosamente para asegurar una cobertura uniforme y completa en todas las áreas de la máquina. Se aplicaron dos capas de pintura para obtener el acabado deseado.



Ilustración 4-16: Proceso de pintado.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.6. Protocolo de pruebas de funcionamiento

Para asegurar el correcto funcionamiento de la enfardadora de alfalfa seca y comprobar si cumple con los requerimientos solicitados por el cliente, se elaboró un protocolo de pruebas. Este protocolo abarca una serie de pruebas diseñadas para evaluar el rendimiento de la máquina, desde la inspección visual de sus componentes hasta el funcionamiento global de la enfardadora. Los parámetros por evaluar incluyen la inspección visual, pruebas mecánicas y pruebas eléctricas.

4.6.1. Inspección visual

La inspección visual es crucial en la evaluación del funcionamiento de la enfardadora de alfalfa seca. Esta fase consiste en una revisión minuciosa de todos los componentes visibles de la máquina para detectar cualquier defecto, daño o irregularidad que pueda afectar su desempeño. La finalidad de esta inspección es asegurar que la enfardadora esté en condiciones óptimas para funcionar de manera segura y eficiente, detectando cualquier problema que requiera corrección.

4.6.2. Pruebas mecánicas

Las pruebas mecánicas son fundamentales para evaluar el rendimiento y la integridad estructural de la enfardadora de alfalfa seca. Este proceso implica la realización de pruebas tanto sin carga como con carga.

En las pruebas sin carga, la enfardadora se enciende sin introducir alfalfa en la cámara de compresión. Durante este proceso, se verifica la velocidad angular de los mecanismos de compactación, la presencia de vibraciones, la temperatura de los componentes y la detección de ruidos extraños durante su operación. Por otro lado, en las pruebas con carga, se introduce la

alfalfa en la cámara de compresión y se comprueba la capacidad de la máquina. Utilizando un cronómetro se determina el tiempo necesario para la elaboración de una paca de alfalfa, además de verificar que el producto final cumpla con las dimensiones deseadas. La finalidad de estas pruebas es asegurar que la enfardadora funcione de manera adecuada en todas las etapas del proceso de enfardado, garantizando su durabilidad, eficiencia y seguridad durante su funcionamiento.

4.6.3. Pruebas eléctricas

Las pruebas eléctricas son esenciales para evaluar la integridad y el rendimiento de los sistemas eléctricos de la enfardadora de alfalfa seca. Estas pruebas implican verificar la funcionalidad de los componentes eléctricos, tales como el motor trifásico, el variador de frecuencia y los sistemas de control. El propósito fundamental de estas pruebas es asegurar que todos los circuitos eléctricos operen correctamente, garantizando así un funcionamiento seguro y confiable de la enfardadora durante su operación.

La tabla 4-2 muestra los resultados y el formato del protocolo de pruebas de funcionamiento, el cual detalla todas las pruebas necesarias para verificar el correcto funcionamiento de la enfardadora de alfalfa seca.

Tabla 4-2: Resultados del protocolo de pruebas de funcionamiento.

PROTOCOLO DE PRUEBAS					
Lugar:	Riobamba				
Fecha:	08/03/2024	Hora de inicio:	14H00		
Equipo:	Enfardadora de alfalfa seca	Hora fin:	14H30		
Empresa:	ESPOCH				
Responsables de la prueba:	Widinson Mullo Paul Mora				
No. prueba:	01				
Control de Conformidad					
Aprueba	A	No aprueba	NA	Con observaciones	CO
INSPECCIÓN VISUAL					
Prueba	Descripción				Conformidad
Verificación del montaje	Inspeccionar todas las partes de la enfardadora para asegurarse de que estén correctamente ensambladas.				A
	Inspeccionar las soldaduras presentes en la enfardadora y las uniones de los componentes.				A
Examinar partes móviles	Revisar las partes móviles, como poleas, eslabones y rodamientos, para detectar signos de desgaste excesivo o daños.				A
	Verificar que todas las partes móviles estén correctamente lubricadas.				A

Inspección de componentes eléctricos	Examinar los componentes eléctricos, como el motor, variador de frecuencia y cables, para detectar posibles daños o conexiones sueltas.	A
Revisión de sistemas de seguridad	Inspeccionar los resguardos y protecciones para asegurarse de que estén correctamente instalados y en su lugar durante el funcionamiento.	A
PRUEBAS MECÁNICAS		
Prueba	Descripción	Conformidad
Velocidad de enfardado	Cargar la máquina con alfalfa seca y verificar que el tiempo promedio para producir una paca de heno sea de 2 minutos por paca.	A
Capacidad de producción	Comprobar que en por hora bajo carga máxima se produzcan alrededor de 30 de pacas de alfalfa.	A
Proceso de alimentación y compactación	Observar la alimentación para detectar obstrucciones y evaluar la eficacia de la compactación.	A
Atado y descarga de fardos	Evaluar el sistema de atado y descarga para garantizar que la paca mantenga su forma.	A
Evaluación de vibraciones	Registrar cualquier vibración anormal en la máquina utilizando un medidor de vibraciones y determinar si están dentro de rangos aceptables.	CO
Medición de la temperatura de los componentes	Medir la temperatura de los componentes críticos de la enfardadora, como motores, rodamientos y partes móviles.	A
Detección de ruidos extraños	Registrar cualquier ruido extraño y su ubicación en la enfardadora para su posterior análisis.	CO
PRUEBAS ELÉCTRICAS		
Prueba	Descripción	Conformidad
Conexiones eléctricas	Inspeccionar visualmente todas las conexiones eléctricas para asegurar que estén correctamente instaladas y ajustadas.	A
Continuidad	Verificar la continuidad en todos los cables y conexiones eléctricas utilizando un multímetro.	A
Voltaje	Verificar que no haya caídas de voltaje significativas durante la operación	A
Corriente	Medir la corriente consumida por cada componente principal para verificar que estén dentro de los límites especificados.	A
Interruptores y paro de emergencia	Verificar el correcto funcionamiento de los interruptores y el dispositivo de parada de emergencia para asegurar la seguridad de la enfardadora.	A
Observaciones:		
La máquina enfardadora de alfalfa seca experimenta vibraciones y sonidos leves, los cuales se pueden atribuir al sistema de compactación y se encuentran dentro de los límites permitidos.		
CONCLUSIÓN	La máquina ha funcionado correctamente y no ha presentado ningún problema destacable.	
	Se acepta	X No se acepta

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.7. Análisis de costos

Para identificar los recursos utilizados en la construcción de la enfardadora de alfalfa seca, se realizó un análisis de costos que dividió los gastos en costos directos e indirectos, como se detalla a continuación.

4.7.1. Costos directos

Se consideraron como costos directos aquellos relacionados con el costo de materiales, el costo de mano de obra, el costo de equipos y herramientas, así como el costo de transporte.

4.7.1.1. Costo de materiales

Se detallaron cada uno de los materiales adquiridos para la construcción y el funcionamiento de la máquina enfardadora de alfalfa seca, junto con sus respectivos costos.

Tabla 4-3: Costo de materiales

Ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	Costo unitario (USD)	Subtotal (USD)
1	Plancha de 1220 x 2440mm de acero ASTM A36 - 2mm espesor	kg	1	80.36	80.36
2	Plancha de 650 x 450mm de acero ASTM A36 - 6mm espesor	kg	1/4	222.54	55.64
3	Ángulo importado AL 50x3mm de acero ASTM A36 – L6m	kg	1	21.76	21.76
4	Ángulo importado AL 40x3mm de acero ASTM A36 – L6m	kg	2	16.16	32.32
5	Platina PLT 38x3mm de acero ASTM A36 – L6m	kg	1	10.11	10.11
6	Tubo estructural cuadrado 20x2mm acero negro – L1m	kg	1/6	11.38	1.90
7	Varilla redonda lisa VRL 10mm de diámetro de acero ASTM A36 – L3m	kg	1/3	6.39	2.13
8	Eje de transmisión de 3/4" de diámetro de acero AISI 1018 – L1m	kg	1/6	48.75	8.13
9	Eje de transmisión de 50mm de diámetro de acero AISI 4340 (705) – L1m	kg	1/6	532.23	88.71
10	Rodamientos rígidos de bolas 6201-RSL	u	14	3.31	46.34
11	Chumaceras de pie UCP202D1	u	2	40.37	80.74
12	Chumaceras de brida UCF208D1	u	2	13.95	27.90
13	Polea PHP 28-14M-85TB	u	1	42.65	42.65
14	Polea PHP 56-14M-85TB	u	1	61.30	61.30
15	Correa dentada HiTD PHG 1400-14M-85	u	1	126.00	126.00
16	Rueda para carretilla pantanera 10" x 3.50-4	u	2	8.00	16.00
17	Pernos M12	u	20	0.76	15.20
18	Pernos M24	u	6	1.16	6.96

19	PI150 2R2G1 VARIADOR 220V 1F - 3HP	u	1	192.37	192.37
20	Gabinete metálico 30x30x20 PRODELEC	u	1	26.00	26.00
21	Motor eléctrico SESAME G14H-2200W	u	1	620.00	620.00
				Subtotal	1,562.5

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.7.1.2. Costo de mano de obra

Se detallaron los costos de mano de obra correspondientes a la contratación de un mecánico de precisión, un maestro mecánico, un maestro soldador y un ayudante para llevar a cabo cada uno de los procesos necesarios para la construcción de la máquina enfardadora.

Tabla 4-4: Costo de mano de obra

Ítem	Descripción	Horas - hombre	Costo x hora (USD)	Subtotal (USD)	
1	Mecánico de precisión	32	4.00	128.00	
2	Maestro mecánico	80	3.50	280.00	
3	Maestro soldador	40	4.00	160.00	
4	Ayudante	80	2.00	160.00	
				Subtotal	728.00

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.7.1.3. Costo de manufactura

En los costos de manufactura se detallaron los costos por hora de las máquinas-herramientas utilizadas para llevar a cabo la construcción de la máquina enfardadora de alfalfa seca.

Tabla 4-5: Costo de manufactura

Ítem	Descripción	Horas - equipo	Costo x hora (USD)	Subtotal (USD)	
1	Cortadora de plasma CNC	2.5	15.00	37.50	
2	Dobladora	1	6.00	6.00	
3	Torno	4	12.00	48.00	
4	Fresadora	1.5	15.00	22.50	
5	Soldadora GMAW	40	8.00	320.00	
				Subtotal	434.00

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.7.1.4. Costo de transporte

Se detallaron los costos utilizados para la movilización de la máquina, la compra de materiales y el transporte del personal de ayuda al taller donde se llevó a cabo la construcción de la máquina enfardadora de alfalfa seca.

Tabla 4-6: Costo de transporte

Ítem	Descripción	Horas - movilidad	Costo x hora (USD)	Subtotal (USD)
1	Movilización del material, maquinaria, etc.	20	5.00	100.00
			Subtotal	100.00

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.7.1.5. Costo directo total

Tabla 4-7: Costo directo total

Ítem	Descripción	Subtotal (USD)
1	Costo de materiales	1,562.5
2	Costo mano de obra	728.00
3	Costo equipos y herramientas	434.00
4	Costo transporte	100.00
Total		2,824.5

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.7.2. Costos indirectos

Los costos indirectos incluyen los costos de ingeniería, imprevistos y utilidad. Para el costo de ingeniería, se consideró el 10% del costo directo total. En cuanto al costo de imprevistos y de utilidad, se estableció un valor de 0 dólares americanos, dado que no se presentaron eventos incontrolables y debido a que el proyecto se trata de un proyecto de integración curricular

Tabla 4-8: Costo indirecto total

Ítem	Descripción	Subtotal (USD)
1	Costo ingenieril	278.61
2	Imprevistos	-
3	Utilidad	-
Total		278.61

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.7.3. Costo total

Para determinar el costo total, se calculó la suma total tanto de los gastos directos como indirectos, obteniendo así el monto de 3,103.11 dólares americanos invertidos en el diseño y construcción de la máquina enfardadora de alfalfa seca.

Tabla 4-9: Costo total

Ítem	Descripción	Subtotal (USD)
1	Costo directo	2,824.5
2	Costo indirecto	278.61
Total		3,103.11

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.8. Guía de seguridad

Se reconoce que la enfardadora de alfalfa seca puede presentar un nivel de peligrosidad cuando está en funcionamiento debido a la posibilidad de atrapamiento del operador. Por consiguiente, es necesario identificar diversos riesgos asociados con la máquina, tales como riesgos mecánicos, eléctricos y ergonómicos, con el propósito de garantizar el cumplimiento de normas de seguridad y operatividad en su manejo.

Tabla 4-10: Identificación de riesgos en la máquina enfardadora

Identificación de riesgos en la enfardadora	
Riesgo mecánico	Se tiene el peligro de atrapamiento, corte o aplastamiento al colocar la alfalfa seca en la tolva principal de entrada con los mecanismos en funcionamiento.
Riesgo eléctrico	Se tiene el peligro de una descarga eléctrica al manipular el tablero principal de la máquina, dado que se encuentra energizado a 220V.
Riesgo ergonómico	Tener lesiones musculoesqueléticas debido al trabajo recurrente o posturas incómodas durante la operatividad de la máquina para la construcción del fardo de alfalfa seca.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

Tabla 4-11: Medidas de seguridad

Medidas de seguridad	
Equipo de protección personal (EPP)	<ul style="list-style-type: none">• Durante la operación de la máquina, es necesario emplear el uso de EPP como: gafas, protectores auditivos, guantes y calzado de seguridad.
Formación y entrenamiento	<ul style="list-style-type: none">• Capacitar al personal operativo para reconocer riesgos y aplicar medidas de seguridad adecuadas.• Entrenar al personal en el manejo adecuado de la máquina.• Capacitar sobre un plan de acción para accidentes o emergencias, que incluya procedimientos de evacuación y primeros auxilios.
Mantenimiento regular	<ul style="list-style-type: none">• Efectuar inspecciones regulares de la maquinaria para detectar posibles fallos o desgastes.• Garantizar que los mecanismos de la enfardadora estén adecuadamente lubricados y en óptimas condiciones de funcionamiento.
Señalización	<ul style="list-style-type: none">• Situar señalización de advertencia y etiquetas de seguridad en el área de ubicación de la máquina y en la propia máquina para alertar al personal sobre posibles peligros.

Dispositivos de seguridad y protección	<ul style="list-style-type: none"> • Instalar un paro de emergencia en la máquina enfardadora para prevenir accidentes. • Implementar sistemas de bloqueo y etiquetado durante el mantenimiento de la máquina para evitar que pueda ponerse en marcha y causar un accidente.
--	--

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.9. Plan de mantenimiento preventivo

En este plan de mantenimiento preventivo se busca mantener el rendimiento óptimo y prolongar la vida útil de la enfardadora de alfalfa seca, minimizando posibles averías y maximizando la eficiencia operativa mediante inspecciones periódicas, lubricación adecuada y reparaciones oportunas.

Tabla 4-12: Hoja de datos técnicos de la maquina enfardadora de alfalfa seca

	DATASHEET	Código: 6153	Página 1/1
		FIM-ENF-2024	
CARACTERÍSTICAS CLAVE			
Función de la máquina	La máquina enfardadora de alfalfa seca está diseñada para producir pacas de alfalfa que puedan ser almacenadas y utilizadas para diversos fines. Funciona mediante un mecanismo principal de biela-manivela, con un manivela-balancín acoplado como guía. El primer mecanismo opera en una cámara de compresión para formar las pacas, mientras que el segundo facilita la introducción de la alfalfa en dicha cámara. Utiliza un motorreductor de 3 HP a una velocidad de 30 rpm, y la potencia se transmite mediante correa.		
DETALLES TÉCNICOS			
Tipo de máquina	Tamaño paca (cm)	Tipo de motor	Capacidad (kg/h)
Enfardadora de alfalfa seca	60x40x30	Motor trifásico	30
Potencia (hp)	Velocidad (rpm)	Dimensiones máquina (m)	Peso máquina (kg)
3	30	2.8x0.8x1.5	135
Transmisión	Poleas	Materia prima	Material máquina

Correa	Dentada PHP	Alfalfa seca	Acero A36
Observación			

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.9.1. Responsabilidades del personal

Es fundamental detallar este apartado para garantizar que cada miembro del equipo conozca claramente sus responsabilidades en cuanto al funcionamiento y mantenimiento de la máquina. Esto facilita la planificación y ejecución efectiva de las tareas, así como la coordinación entre los miembros del equipo para asegurar un rendimiento óptimo del equipo y su mantenimiento adecuado.

Tabla 4-13: Responsabilidades del personal

Serie	Cargo de trabajo	Función
CPP	Coordinador de programación de producción	El responsable de coordinar la planificación diaria o semanal de la producción de fardos de alfalfa seca en la máquina, así como de supervisar el cumplimiento del mantenimiento preventivo del equipo.
IMEC	Mecánico	El encargado del mantenimiento primordial de los componentes mecánicos de la máquina, incluyendo la lubricación y el reemplazo necesario de rodamientos, chumaceras, entre otros.
IELC	Eléctrico	El responsable del mantenimiento y supervisión del correcto funcionamiento del tablero que alberga el variador de frecuencia, así como de verificar la instalación adecuada de la máquina.

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.9.2. Mantenimiento preventivo

Tabla 4-14: Plan de mantenimiento preventivo

	Mantenimiento preventivo	Código: 6153	Página 1/1
		FIM-MANP-2024	
FRECUENCIA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO			
Diario	Inspección de condiciones de seguridad y lubricación		
Semanal	Revisión y ajuste de elementos críticos		
Mensual	Programación de mantenimiento y limpieza integral		

Anual	Inspección detallada y sustitución de piezas susceptibles al desgaste	
ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO		
Mantenimiento diario		Personal
Inspección visual	Verificar la integridad estructural de la máquina	IMEC
	Verificar que durante la operación de la máquina no haya desgaste o daño en algún componente	IMEC
	Al finalizar el trabajo en la máquina, asegurarse de realizar la limpieza y eliminar cualquier acumulación de suciedad o residuos	IMEC
	Comprobar que todas las partes móviles estén adecuadamente lubricadas para prevenir el desgaste prematuro y reducir la fricción	IMEC
Mantenimiento semanal		Personal
Inspección de cables y conexiones	Evaluar el estado de los cables eléctricos y conexiones	IELC
	Verificar la ausencia de cables sueltos o dañados que puedan ocasionar cortocircuitos o fallos eléctricos	IELC
Ajuste de tornillos y tuercas	Revisar y ajustar los tornillos y tuercas en todas las partes móviles y estructurales de la máquina para prevenir vibraciones o aflojamientos	IMEC
Mantenimiento mensual		Personal
Revisión de componentes críticos	Evaluar el estado de los rodamientos, poleas, correas, el arranque del motorreductor y otros elementos cruciales de la enfardadora	IMEC - IELC
	Sustituir los elementos desgastados o dañados según sea necesario	IMEC
Limpieza general	Limpiar todas las partes de la máquina, incluyendo la cámara de enfardado	IMEC
	Eliminar cualquier acumulación de polvo, suciedad o residuos que puedan afectar el rendimiento de la máquina	IMEC
Mantenimiento Anual		Personal
Inspección detallada	Desmontar y examinar minuciosamente los componentes principales de la enfardadora	IMEC - IELC
	Realizar pruebas de funcionamiento y realizar ajustes necesarios para garantizar un rendimiento óptimo	IMEC - IELC

Calibración y alineación	Ajustar y alinear los mecanismos de la máquina para asegurar la precisión y uniformidad en el proceso de enfardado	IMEC
Recomendación	Es crucial mantener un registro detallado de todas las actividades de mantenimiento realizadas, incluyendo las fechas, el nombre del responsable del mantenimiento preventivo, las acciones llevadas a cabo y cualquier observación relevante sobre el equipo. Esto facilitará la planificación de futuros planes de mantenimiento preventivo al considerar los aspectos más importantes de la máquina y garantizar su óptimo funcionamiento a largo plazo.	

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

4.10. Manual de operación

El propósito de este plan de operaciones es establecer procedimientos operativos que aseguren el funcionamiento seguro y eficiente de la máquina, con el objetivo de maximizar la productividad y reducir al mínimo el riesgo de accidentes.

Tabla 4-15: Manual de operación

 esPOCH	Plan de operación	Código: 6153	Página 1/1
		FIM-POP-2024	
ADVERTENCIA			
<p>Antes de iniciar la máquina, se recomienda que el operario realice una inspección visual exhaustiva para identificar posibles daños o piezas sueltas. Es fundamental verificar que todas las protecciones y dispositivos de seguridad estén correctamente colocados y funcionando de manera adecuada. Asimismo, es importante asegurarse de contar con suficiente cantidad de alfalfa seca para llevar a cabo el proceso de enfardado.</p>			
PROCEDIMIENTO DE OPERACIÓN			
Encendido de la máquina			
<ul style="list-style-type: none"> • Constatar que el área alrededor de la máquina esté despejada y segura • Activar el interruptor de arranque de la máquina • Después de poner en marcha la máquina, es fundamental supervisar su rendimiento durante los primeros minutos para verificar que esté funcionando adecuadamente 			
Carga de la alfalfa seca			
<ul style="list-style-type: none"> • Insertar con precaución la alfalfa seca en la tolva de alimentación hacia la cámara de enfardado de la máquina, procurando distribuirla de manera uniforme para garantizar un proceso de enfardado homogéneo y consistente 			

<ul style="list-style-type: none"> • Es conveniente evitar exceder la capacidad de la máquina para prevenir obstrucciones y posibles fallos en el proceso.
Configuración de parámetros
<ul style="list-style-type: none"> • Ajustar los parámetros de la enfardadora de acuerdo con las especificaciones deseadas para el enfardado, tales como el tamaño y la densidad de los fardos
<ul style="list-style-type: none"> • Verificar que los ajustes estén adecuadamente calibrados para obtener resultados óptimos
Inicio del proceso de enfardado
<ul style="list-style-type: none"> • Vigilar el funcionamiento adecuado del mecanismo biela-manivela mientras se lleva a cabo el proceso de enfardado.
<ul style="list-style-type: none"> • Controlar el flujo de material y modificar la velocidad de la máquina según sea requerido para prevenir obstrucciones o anomalías en el proceso de enfardado.
Inspección de fardos terminados
<ul style="list-style-type: none"> • Una vez finalizado el proceso de enfardado, inspeccionar la calidad y uniformidad de los fardos obtenidos
<ul style="list-style-type: none"> • Retirar los fardos acabados de la máquina y almacenarlos en un área designada
Apagado de la máquina
<ul style="list-style-type: none"> • Apagar ordenadamente todos los sistemas de la máquina, comenzando por el tablero de mando y luego, si es necesario, desconectando el enchufe de la alimentación principal.
<ul style="list-style-type: none"> • Después de apagar la máquina, llevar a cabo una inspección final para asegurarse de que no haya obstrucciones ni residuos en la misma. Posteriormente, realizar la limpieza correspondiente en el área de trabajo

Realizado por: Mora y Mullo, 2024.

CONCLUSIONES

- Se establecieron los parámetros funcionales y los requisitos de diseño utilizando una matriz QFD, asegurando así que la enfardadora de alfalfa seca cumpla con las especificaciones necesarias para su funcionamiento y que satisfaga las necesidades de la Unidad de Apoyo en Pastos y Forrajes de la Estación Experimental Tunshi – ESPOCH. Esto posibilita la producción de pacas de alfalfa seca que son fundamentales para la alimentación animal y ayudan a prevenir dificultades durante períodos de sequía.
- Se identificaron diversas alternativas de diseño y se evaluaron mediante una matriz morfológica. Como resultado, se determinó que la opción más favorable es una enfardadora de alfalfa seca con una configuración horizontal, capaz de producir pacas prismáticas de alfalfa de 8kg con dimensiones de 40cm de alto, 30cm de ancho y 60cm de largo. Esta solución incorpora dos mecanismos acoplados para llevar a cabo el proceso de enfardado, uno el mecanismo de biela-manivela para la compactación y otro de manivela-balancín para el acondicionamiento de la alfalfa dentro de la cámara de compresión.
- Se llevó a cabo el diseño de los componentes mecánicos y la estructura de soporte para la enfardadora de alfalfa seca, considerando que la enfardadora es de densidad media, con una densidad de compactación de 110 kg/m^3 y una presión de compactación de 19 kPa. Además, se realizó la selección de elementos de diferentes catálogos. Como resultado de este proceso, se optó por un motorreductor de 3 HP y 60 rpm en su eje de salida, lo que garantiza un funcionamiento adecuado.
- Se validó el diseño mediante ANSYS, realizando simulaciones mediante el método de elementos finitos. Durante este proceso, se evaluaron los esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad del diseño propuesto. Estos análisis aseguraron que se cumplieran los criterios de resistencia mecánica y rigidez, garantizando así la integridad estructural y un buen comportamiento mecánico de la enfardadora.
- Se llevaron a cabo pruebas de funcionamiento de la enfardadora, confirmando su óptimo desempeño. Los resultados indicaron que la enfardadora, es capaz de producir 30 pacas de alfalfa seca en una hora, operando a una velocidad angular de la manivela del compactador de 30 rpm y se verificó que el producto final mantiene su forma prismática y dimensiones de 40x30x60 cm.
- Se llevó a cabo un análisis de los costos asociados con el diseño, construcción y puesta en marcha de la enfardadora de alfalfa. Esto incluyó tanto los costos directos de materiales y mano de obra, como los costos indirectos, obteniendo así el monto de 3,103.11 dólares americanos.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda utilizar hilo forrajero de polipropileno calibre 4 para el amarre de las pacas de heno. Este material proporciona la resistencia necesaria para asegurar las pacas durante el transporte y almacenamiento, contribuyendo así a la integridad del producto final.
- Para optimizar los tiempos de elaboración de las pacas de alfalfa seca, es fundamental brindar capacitación al operador sobre la correcta colocación de la alfalfa en la tolva de alimentación y el adecuado proceso de amarre de la paca. Esta capacitación garantiza un uso eficiente y seguro de la enfardadora, lo que se traduce en una mayor productividad y calidad del enfardado.
- Se recomienda cargar únicamente la cantidad necesaria de alfalfa en la tolva de alimentación para evitar sobrecargar la máquina enfardadora.
- Es importante instalar la enfardadora de alfalfa seca en una superficie plana para garantizar su estabilidad y funcionamiento óptimo. Esto ayuda a prevenir vibraciones innecesarias y desalineaciones que puedan afectar la calidad del enfardado y la vida útil de la máquina.
- Se recomienda llevar a cabo investigaciones adicionales para optimizar el proceso de enfardado. Esto podría incluir el desarrollo de sistemas de automatización avanzados que mejoren la eficiencia y precisión del proceso, así como la implementación de sensores de monitoreo de calidad que permitan una evaluación en tiempo real del enfardado. Estas mejoras pueden contribuir significativamente a aumentar la productividad y calidad del producto final, así como a reducir los costos operativos a largo plazo.

BIBLIOGRAFÍA

AGROSCOPIO. *ORDAGRO Compañía de Comercio S.A.* [blog]. Cotopaxi: Agroscopio, 2023. [Consulta: 14 diciembre 2023]. Disponible en: <https://agroscopio.com/maquinaria-agricola-ecuador-tractor-agroscopio-nosotros/>.

AYUDÁN IBARZ, Carlos. Estudio del riesgo de incendio en empacadoras agrícolas. [En línea]. (Maestría). Universidad de Zaragoza. Zaragoza-España. 2021. [Consulta: 2023-11-15]. Disponible en: <https://zaguan.unizar.es/record/109740/files/TAZ-TFM-2021-1598.pdf>.

AQUINO, Miguel; et al. “Análisis de impacto frontal, lateral y posterior de un chasis tubular tipo formula sae, para determinar los niveles de seguridad”. *Polo del Conocimiento* [en línea], 2022, (Ecuador), vol. 66 (1). págs. 1233-1259. [Consulta: 02 febrero 2024]. ISSN-e 2550-682X. Disponible en: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=8331502>.

BARRERA MELGOZA, Noé. Guía para el manejo de praderas de alfalfa (*Medicago sativa* L.). [En línea]. (Trabajo de titulación). Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro. Saltillo-México. 2005. págs. 15-40. [Consulta: 2023-11-15]. Disponible en: <https://revista.jdc.edu.co/index.php/conexagro/article/download/520/540>.

BASIGALUP, Daniel. *Investigación, producción e industrialización de la alfalfa en Argentina* [en línea]. Buenos Aires-Argentina: INTA Ediciones, 2022. [Consulta: 22 noviembre 2023]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/20.500.12123/14007>.

BUDYNAS, Richard & NISBETT, Keith. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* [en línea]. 9ª ed. Cd. de México-México: Mc Graw Hill Eduacción, 2012. [Consulta: 16 enero 2024]. Disponible en: <https://archive.org/details/disenoeningenieriamecanicaadeshigleymcgrawhill-9-edicion/page/n7/mode/2up>.

CALDERÓN VELA, Boris Rodney. Diseño de un sistema compactador de heno de alfalfa para obtener 8 Pacas/hora de 50x50x110cm. [En línea]. (Trabajo de titulación). Universidad Cesar Vallejo de Trujillo. Trujillo-Perú. 2018. [Consulta: 2023-11-28]. Disponible en: <https://hdl.handle.net/20.500.12692/27287>.

CALLEJO RAMOS, Antonio. “Conservación de forrajes (IV): Almacenamiento y suministro de heno”. *Frisona Española* [en línea], 2017, (España), vol. 4, págs. 104-110. [Consulta: 20 diciembre 2023]. ISSN 0211-3767. Disponible en: <https://oa.upm.es/49470/>.

CFN. “Ficha Sectorial: Cría y reproducción de ganado”. *Corporación Financiera Nacional* [en línea], 2021, (Ecuador). [Consulta: 15 noviembre 2023]. Disponible en: <https://www.cfn.fin.ec/wp-content/uploads/downloads/biblioteca/2021/fichas-sectoriales-4-trimestre/Ficha-Sectorial-Ganaderia.pdf>.

CHÁVEZ VÁSQUEZ, Mónica Alexandra. Definición de parámetros ideales para el almacenamiento y preservación de pacas de heno bajo condiciones naturales para la disponibilidad de un buen alimento para el ganado. [En línea]. (Trabajo de titulación). Escuela

Politécnica Nacional. Quito-Ecuador. 2010. [Consulta: 2023-11-15]. Disponible en: <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/2123>.

DEMANET FILIPPI, Rolando. “Máquinas para acondicionamiento y almacenamiento de forraje”. *Universidad de La Frontera* [en línea], 2016, (Chile). [Consulta: 14 diciembre 2023]. Disponible en: [https://www.praderasypasturas.com/rolando/01.-Catedras/09.-Conservacion_de_Forrajajes/2016/7.-](https://www.praderasypasturas.com/rolando/01.-Catedras/09.-Conservacion_de_Forrajajes/2016/7.-Maquinas_para_Acondicionamiento_y_Almacenamiento_de_Forraje.pdf)

[Maquinas_para_Acondicionamiento_y_Almacenamiento_de_Forraje.pdf](https://www.praderasypasturas.com/rolando/01.-Catedras/09.-Conservacion_de_Forrajajes/2016/7.-Maquinas_para_Acondicionamiento_y_Almacenamiento_de_Forraje.pdf)

DEMANET, Rolando. *Manual de Especies Forrajeras* [en línea]. 3ª ed. Araucanía-Chile: Watt's S.A., 2019. [Consulta: 28 noviembre 2023]. Disponible en: <https://bibliotecadigital.ciren.cl/handle/20.500.13082/32764>.

FAIRES, Virgil. *Diseño de elementos de máquinas*. Barcelona-España: Montaner y Simón S.A., 1970. ISBN 9681842073, pág. 352.

FLÓREZ, Dixon. “La alfalfa (Medicago Sativa): origen, manejo y producción”. *Conexión Agropecuaria JDC* [en línea], 2015, (Colombia), vol. 5, págs. 27-43. [Consulta: 28 noviembre 2023]. Disponible en: <https://www.jdc.edu.co/revistas/index.php/conexagro/issue/view/52>.

GARCÍA, Francisco & ORTIZ, Jaime. “Principales características de los distintos tipos de empacadoras”. *Vida Rural* [en línea], 2000, (España), págs. 72-78. [Consulta: 14 diciembre 2023]. Disponible en: https://www.mapa.gob.es/ministerio/pags/biblioteca/revistas/pdf_vrural/Vrural_2000_107_72_78.pdf.

LEÓN, Ramiro; et al. *Pastos y forrajes del Ecuador* [en línea]. Cuenca-Ecuador: Universidad Politécnica Salesiana, 2018. [Consulta: 22 noviembre 2023]. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/19019>.

LLOVERAS, Jaume; et al. *La alfalfa: Agronomía y utilización* [en línea]. Zaragoza-España: Edicions de la Universitat de Lleida, 2020. [Consulta: 22 noviembre 2023]. Disponible en: <https://elibro-net.proxy.esPOCH.edu.ec/es/lc/epoch/titulos/135256>.

LÓPEZ, Marcelo & PICHUCHO, Luis. Diseño y simulación de una máquina compactadora de fardos de heno o pasto verde con una dimensión de 600 x 400 x 300mm. [En línea]. (Trabajo de titulación). Universidad Politécnica Salesiana. Quito-Ecuador. 2012. [Consulta: 2023-11-15]. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/3679>.

NEC-SE-CG-2015. *Cargas (no sísmicas). Norma Ecuatoriana de la Construcción.*

NORTON, Robert. *Diseño de máquinas: un enfoque integrado* [en línea]. 4ª ed. Juárez-México: Pearson Educación, 2011. [Consulta: 16 enero 2024]. Disponible en: https://www.sancristoballibros.com/libro/disenio-de-maquinas_40814.

NTN CORPORATION. *Rodamientos de Bolas y de Rodillos Catálogo General* [en línea]. 2004. [Consulta: 24 enero 2024]. Disponible en : www.ntn-snr.com.

PASQUINI BUTLER, Francisco. Industrialización de la alfalfa para exportación: una oportunidad para Argentina. [En línea]. (Trabajo de titulación). Instituto Tecnológico de Buenos Aires. Buenos Aires-Argentina. 2010. [Consulta: 2023-12-08] Disponible en: <http://ri.itba.edu.ar/handle/123456789/781>.

PEREIRA, César; et al. *Maquinaria Agrícola I* [en línea]. Caldas-Colombia: Espacio Gráfico Comunicaciones S.A., 2011. [Consulta: 16 enero 2024]. Disponible en: https://www.uaeh.edu.mx/investigacion/productos/4778/maquinaria_agricola.pdf.

SALAS PÉREZ, Kenny Yosmith & SECLÉN ALDANA, Walter Eduardo. Diseño de una máquina enfardadora de alfalfa con capacidad de 50 kg para pequeños productores en el sector Agro-Ganadero de la Zona Norte del Perú. [En línea]. (Trabajo de titulación). Universidad Señor de Sipán. Pimentel-Perú. 2020. [Consulta: 2023-11-15]. Disponible en: <https://hdl.handle.net/20.500.12802/7801>.

SOKHANSANJ, Shahab. “Baling Biomass: Densification and Energy Requirements”. *Virginia Tech Publishing* [en línea], 2020, (Canadá), págs. 3-19. [Consulta: 08 diciembre 2023]. Disponible en: <https://vtechworks.lib.vt.edu/server/api/core/bitstreams/734bd9ff-0751-4e9a-95d4-2270be771340/content>.

SUAREZ CHAPARRO, William Alberto & PINTO VEGA, Nicolas Felipe, Desarrollo de un prototipo de máquina enfardadora de pasto con fines didácticos para la carrera Técnica Profesional en Producción Agropecuaria del Instituto de Proyección Regional y Educación a Distancia (IPRED) de la Universidad Industrial de Santander. [En línea]. (Trabajo de titulación). Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga-Colombia. 2019. [Consulta: 2023-11-15]. Disponible en: <https://noesis.uis.edu.co/handle/20.500.14071/13632>.

TURNER, Aaron. Laboratory scale concept validation and evaluation of compromising plant nodal integrity as a means to increase bale density. [En línea]. (Maestría). University of Kentucky. Lexington-Kentucky. 2014. [Consulta: 2023-11-28]. Disponible en: https://uknowledge.uky.edu/bae_etds/23/.

VALLADARES GRANDA, Gines Felipe. Evaluación de la melaza en la simbiosis de bacterias fijadoras de nitrógeno con el cultivo de alfalfa (*Medicago sativa*), Cumbayá-Pichincha. [En línea]. (Trabajo de titulación). Universidad Técnica del Norte. Ibarra-Ecuador. 2021. [Consulta: 2023-11-22]. Disponible en: <http://repositorio.utn.edu.ec/handle/123456789/11152>.

VAN PELT, Timothy. “Maize, soybean, and alfalfa biomass densification”. *Agricultural Engineering International: the CIGR Journal of Scientific Research and Development*. [en línea], 2003, (United State of America), págs. 1-16. [Consulta: 2023-12-08]. Disponible en: <https://cigrjournal.org/index.php/Ejournal/article/view/381/375>.

VANEGAS, Libardo. *Diseño de elementos de máquinas*. Pereira-Colombia: Editorial Universidad Tecnológica de Pereira, 2018, ISBN 9789587223019.

YUJRA BONIFACIO, Betty. Evaluación técnica y económica de tres enfardadoras manuales de forrajes en la Estación Experimental de Patacamaya. [En línea]. (Trabajo de titulación). Universidad Mayor de San Andrés. La Paz-Bolivia. 2021. [Consulta: 2023-11-15]. Disponible en: <https://repositorio.umsa.bo/handle/123456789/27749>.

ZENO FARM MACHINERY. *Zeno Pellet Machine*. [blog]. [Consulta: 14 diciembre 2023]. Disponible en: <https://www.zenopelletmachine.com/>.

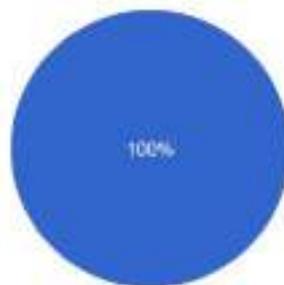
ANEXOS

ANEXO A: ENCUESTA DE REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE

REQUERIMIENTO DEL CLIENTE

¿Es esencial crear una enfardadora de alfalfa seca para mejorar el almacenamiento y garantizar una alimentación adecuada para los animales?

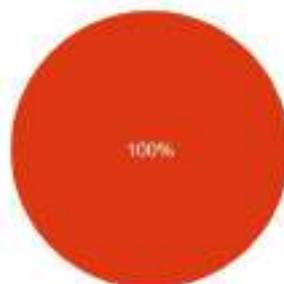
1 respuesta



- Importante
- Poco importante
- Algo importante
- No importante

¿Cual es la capacidad de producción de alfalfa en la Estación Experimental de Tunshi?

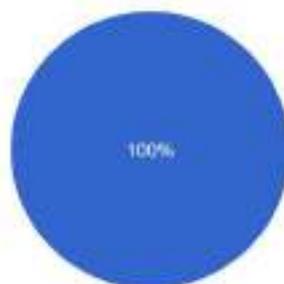
1 respuesta



- 2 a 4 cortes anuales de alfalfa
- 4 a 6 cortes anuales de alfalfa
- 6 a 8 cortes anuales de alfalfa
- muchos más

¿Considera usted importante que la máquina enfardadora tenga un mantenimiento sencillo?

1 respuesta



- Si
- No
- Tal vez

¿Le parece importante que la eficiencia del compactado asegure un transporte adecuado para el almacenamiento?

1 respuesta



¿Piensa usted que es importante que la máquina enfardadora sea fácil de operar?

1 respuesta



¿Cuál sería el rango de costo aproximado que consideraría adecuado para la compra de la máquina?

1 respuesta



¿Cree usted que el peso de la máquina es un factor importante a tener en cuenta para su transporte?

1 respuesta



¿Qué dimensiones de pacas consideraría adecuadas para facilitar su almacenamiento? Considerar que entre mas grande la paca es mas pesada para transportar y mas costo en la máquina, ejemplo:

1 respuesta



ANEXO B: ANÁLISIS DE LA COMPETENCIA 1 – QFD – ORDAGRO COMPAÑIA DE COMERCIO S.A.

agroscoPIO.com



PROFORMA N° 20230103-0010

Vendedor: Ordagro S.A. Panamericana Sur km45 TEL: 032700203/0997028131 RUC 1792497559001	Fecha: 7 de diciembre de 2023
Comprador: PAÛL MORA	Información de Pago: A CONTADO
	Notas: Dirección Distrital 05D01 Latacunga – MAG RUC 0560022430001.

Item	Cantidad	Descripción/Notas	V. Unitario	V. Total
ZEPE3.1 	1	ROTOEMPACADORA DE FARDOS 50/70 DIMENSIONES: 1.200X1.350X1.280 mm PESO: 404 Kg DIAMETRO DEL FARDO: 500-700 mm ANCHO DE TRABAJO: 800 mm PTD: 540 r/min POTENCIA MINIMA REQUERIDA: 18-48 Hp CAPACIDAD: 1 FARDO /MINUTO	\$ 7.199,00	\$ 7.199,00
SUBTOTAL				\$ 7.199,00
IVA 0%				\$ 0,00
TOTAL				\$ 7.199,00

VENDEDOR: ALISON GÓMEZ
 TELF: MOVI: +593 996 9217109
 EMAIL: COMERCIAL2@AGROSCOPIO.COM

ANEXO C: ANÁLISIS DE LA COMPETENCIA 2 – QFD – ZHENGZHOU ZENO MACHINERY CO., LTD.



ZHENGZHOU ZENO MACHINERY CO.,LTD
 Tel:0086-136-53820230 Whatsapp:0086-136-53820230
 Address:Longhu Town,Xinzheng,Zhengzhou city,Henan province,China
 Web:www.shellermachine.com Email:info@shellermachine.com

Quotation For Square Baler Machine

Date:5th,Dec,2023

Model	Photo	Specification	Unit price (USD)	MOQ (set)	Total Amount (USD)
Square baler machine ZNFK2		Model:ZNFK2 Power:15kw Capacity:180bale/h Bale weight:50-70kgs Bale size:0.3*0.4*0.7m Size:3.3*2.3*2.2m Weight:1620kgs Application:Alfalfa, wheat & rice straw,corn & sorghum stalk etc Include:Machine,electric motor	FOB Qingdao USD 4960 (electric motor)	1	FOB Qingdao USD 4960 (electric motor)
					

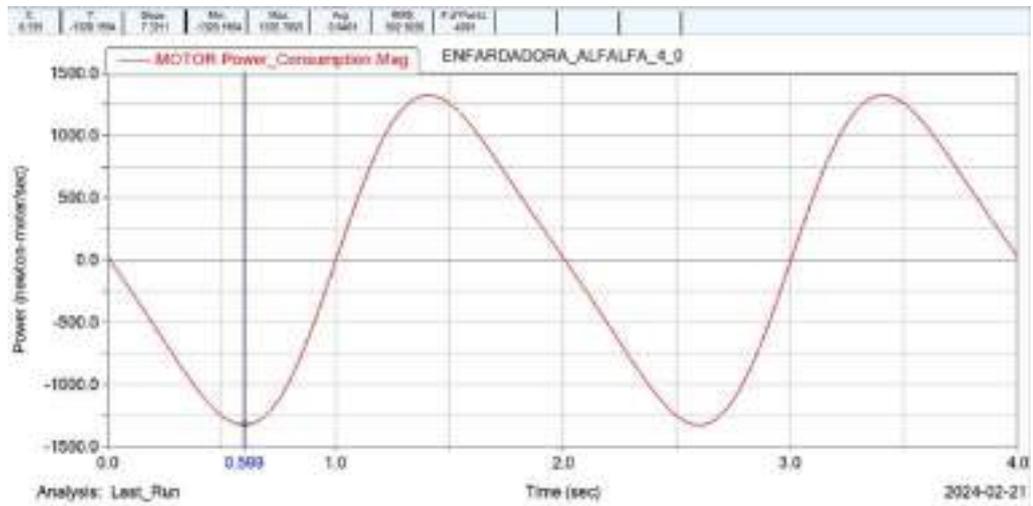
REMARKS

- 1.The price depends on the above quantity
- 2.Package:In standard export wooden case
- 3.Delivery time:Within 15 days after payment
- 4.Payment terms:100% TT
- 5.Quality guarantee:The host machine is guaranteed for 1 year

ANEXO D: ANÁLISIS DINÁMICO EN EL PUNTO CRÍTICO DEL MECANISMO BIELA – MANIVELA EN ADAMS

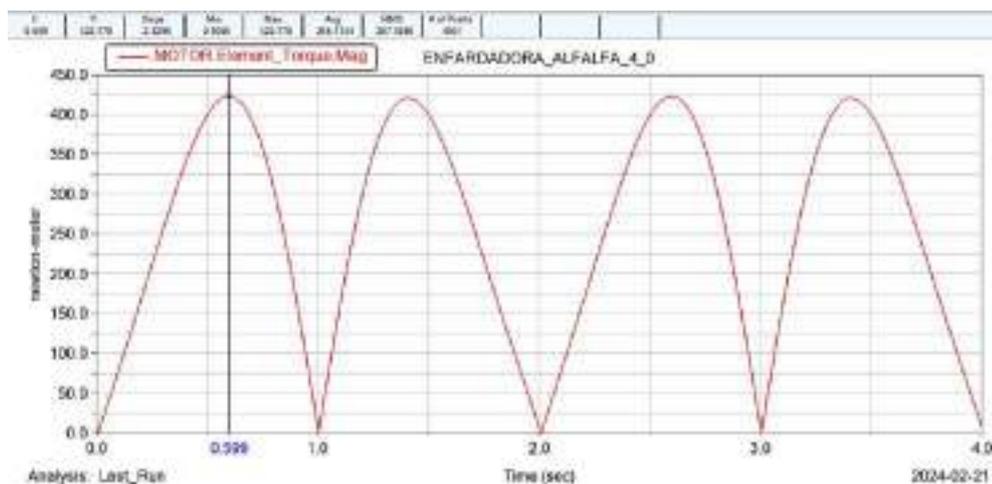
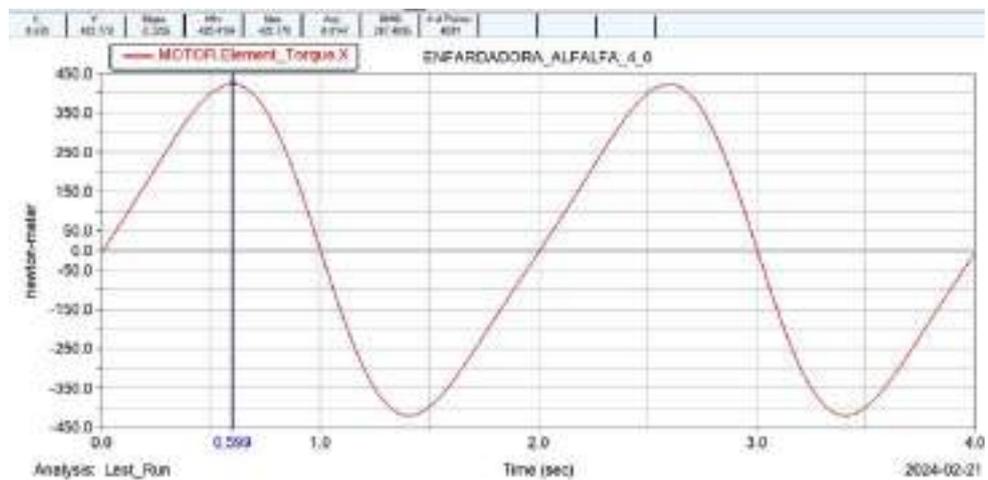
Potencia:

Magnitud de máxima: Pot=1328.1994 W en t=0.599s y $\theta=108^\circ$



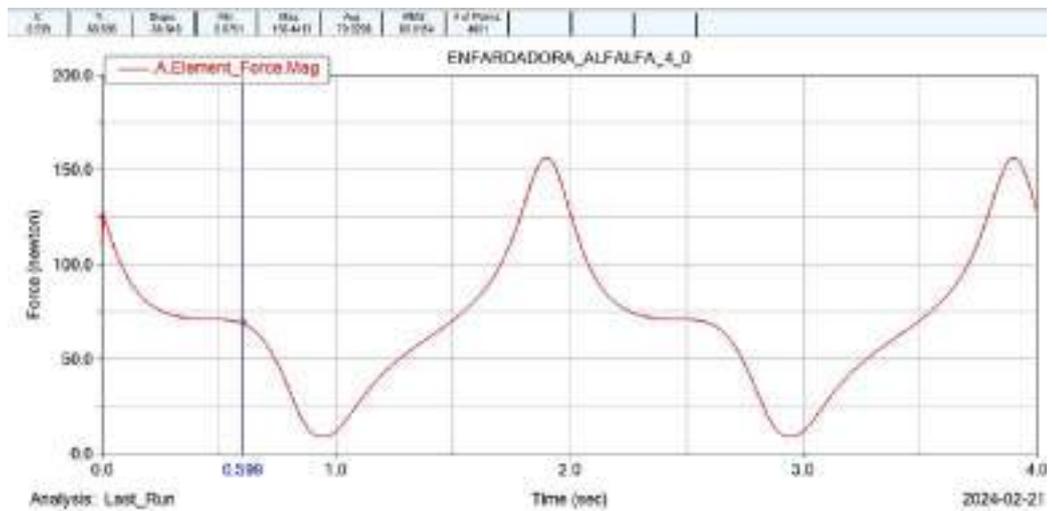
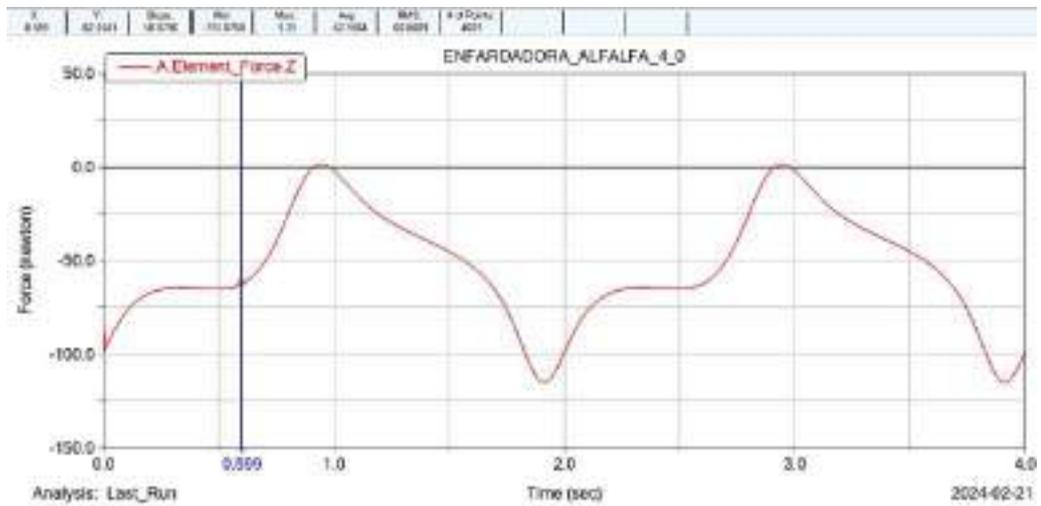
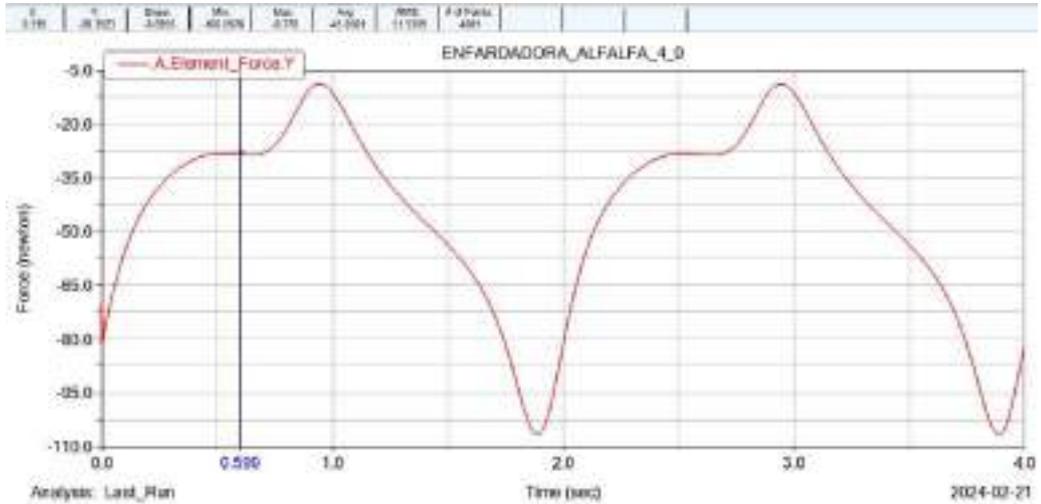
Torque:

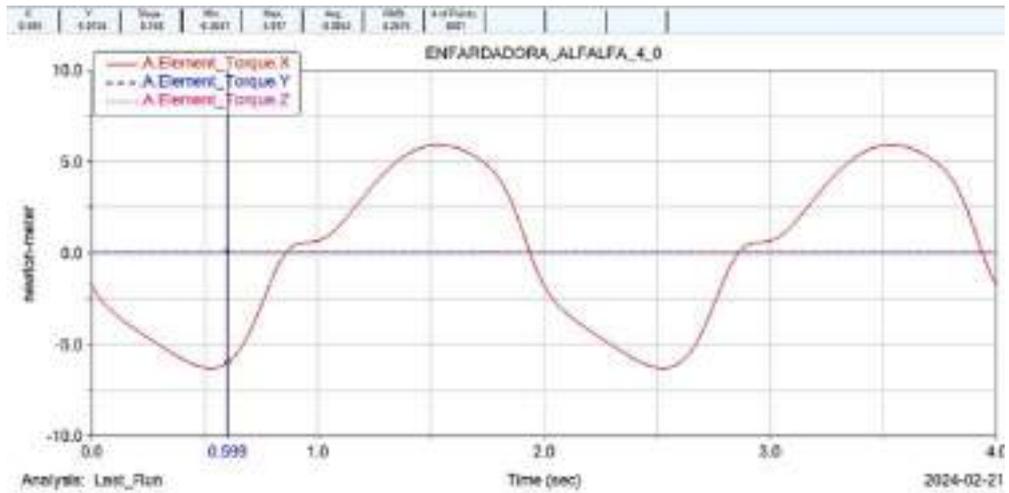
Magnitud de máxima: T=422.778 Nm en t=0.599s y $\theta=108^\circ$



Reacciones en el punto A:

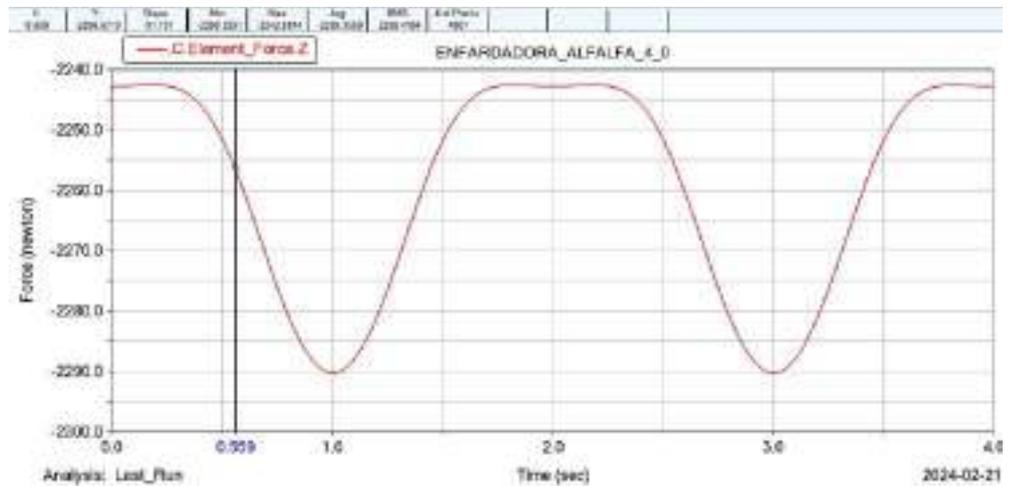
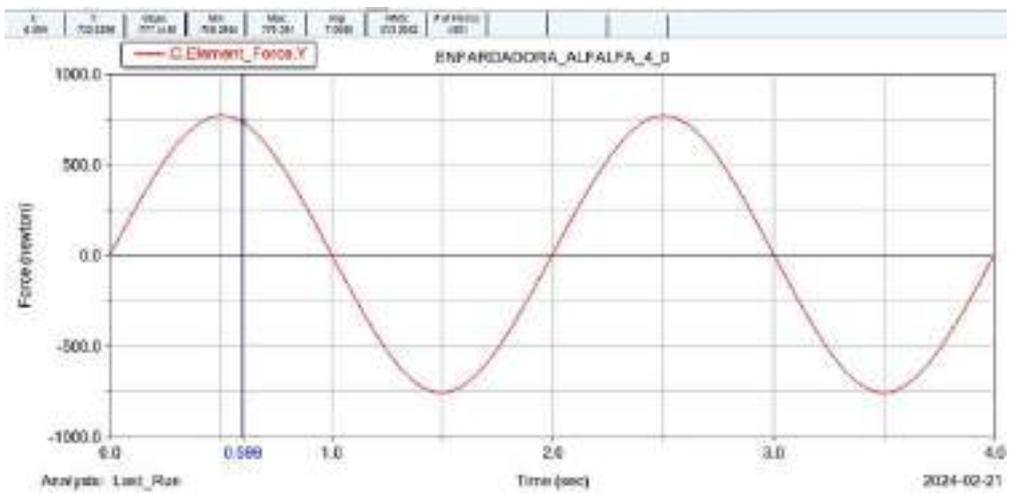
Punto crítico en $t=0.599s$ y $\theta=108^\circ$			
$F_x = 0$	$F_y = -28.3923N$	$F_z = -62.5541N$	$F_A = 68.696 N$
$T_x = -6.0134 Nm$	$T_y = 0$	$T_z = 0$	$T_A = 6.0134Nm$

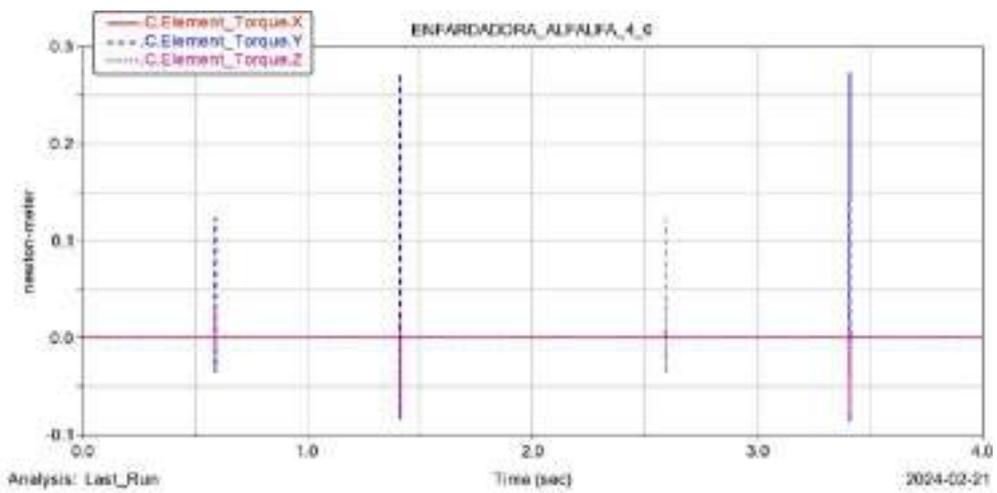
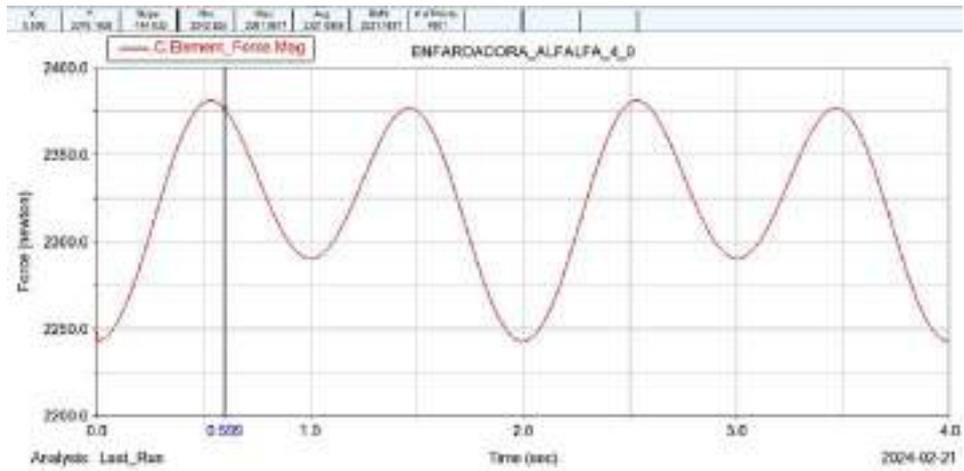




Reacciones en el punto C:

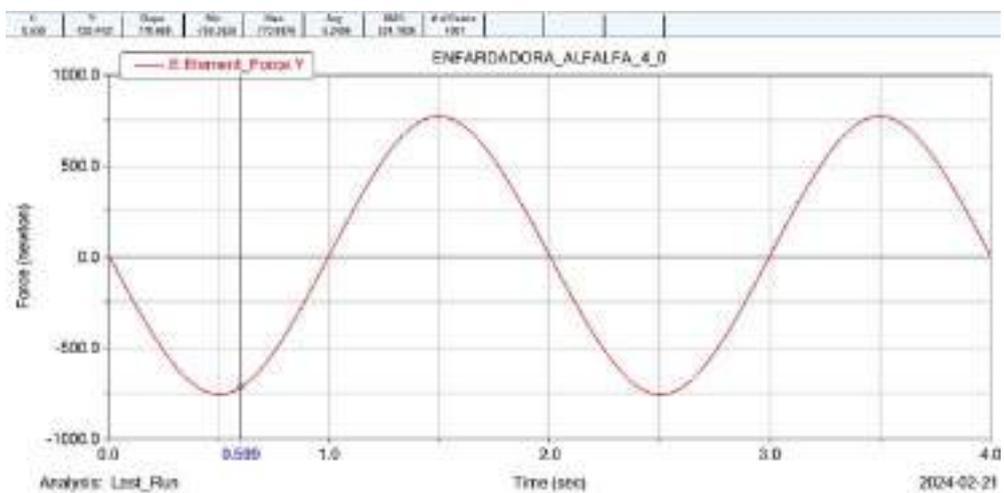
Punto crítico en $t=0.599s$ y $\theta=108^\circ$			
$F_x = 0$	$F_y = 732.5298 \text{ N}$	$F_z = -2256.5719 \text{ N}$	$F_c = 2376.1605 \text{ N}$
$T_x = 0$	$T_y = 0$	$T_z = 0$	$T_c = 0$

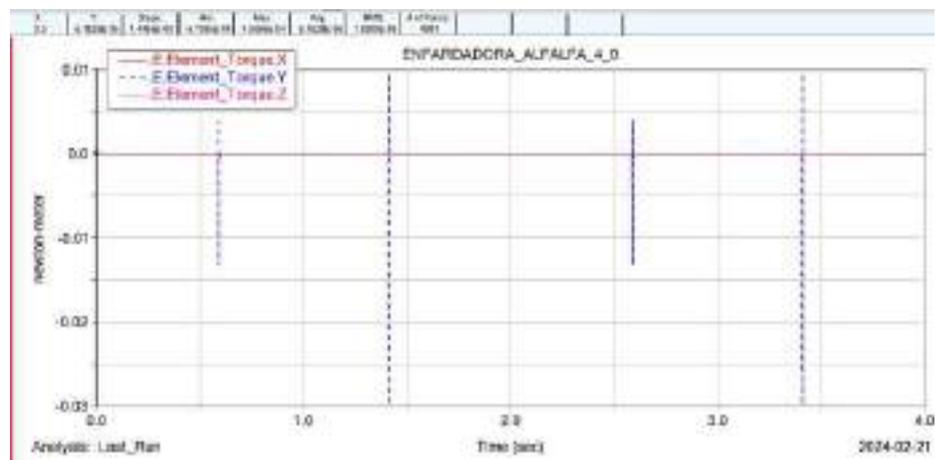
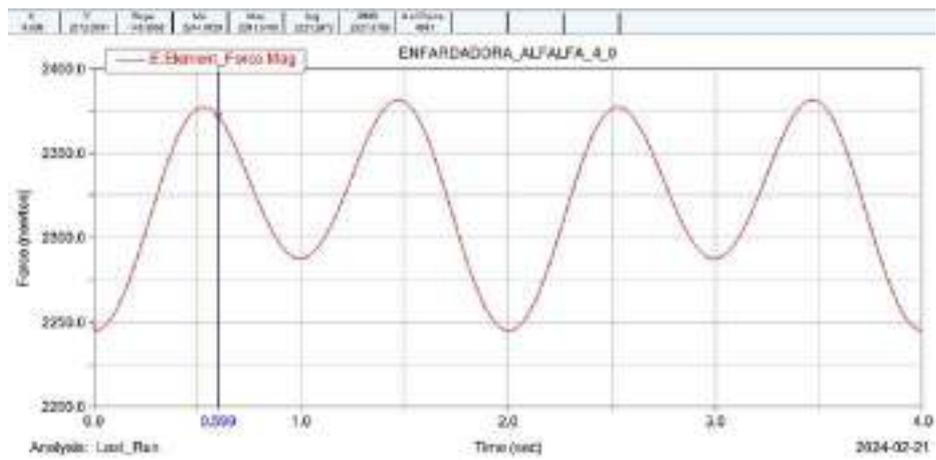
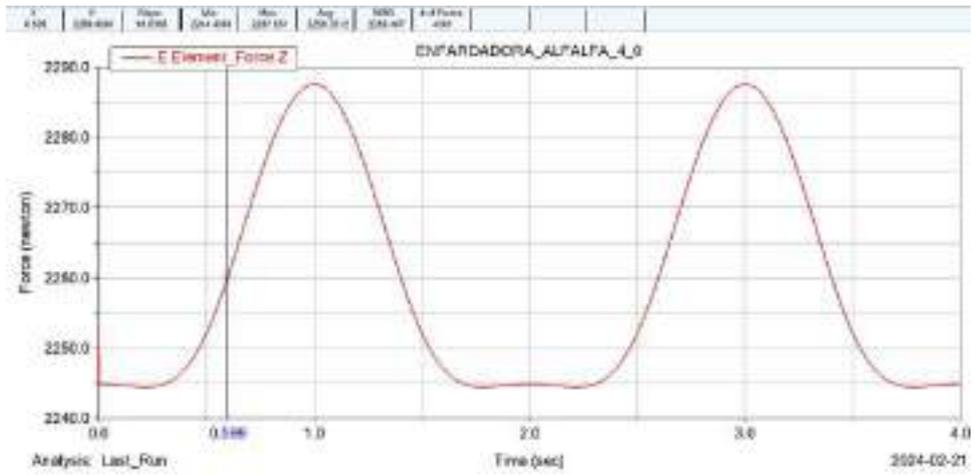




Reacciones en el punto E:

Punto crítico en $t=0.599s$ y $\theta=108^\circ$			
$F_x = 0$	$F_y = -720.4421N$	$F_z = 2260.0061N$	$F_E = 2376.1605 N$
$T_x = 0$	$T_y = 0$	$T_z = 0$	$T_E = 0$

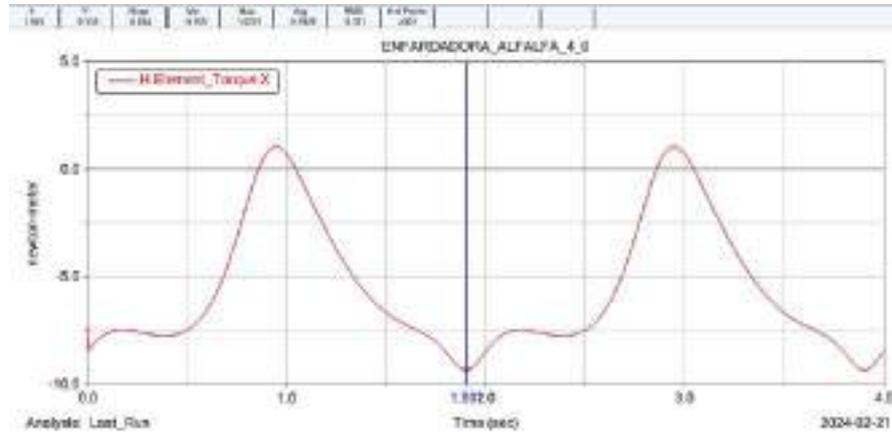




ANEXO E: ANÁLISIS DINÁMICO EN EL PUNTO CRÍTICO DEL MECANISMO MANIVELA – BALANCÍN EN ADAMS

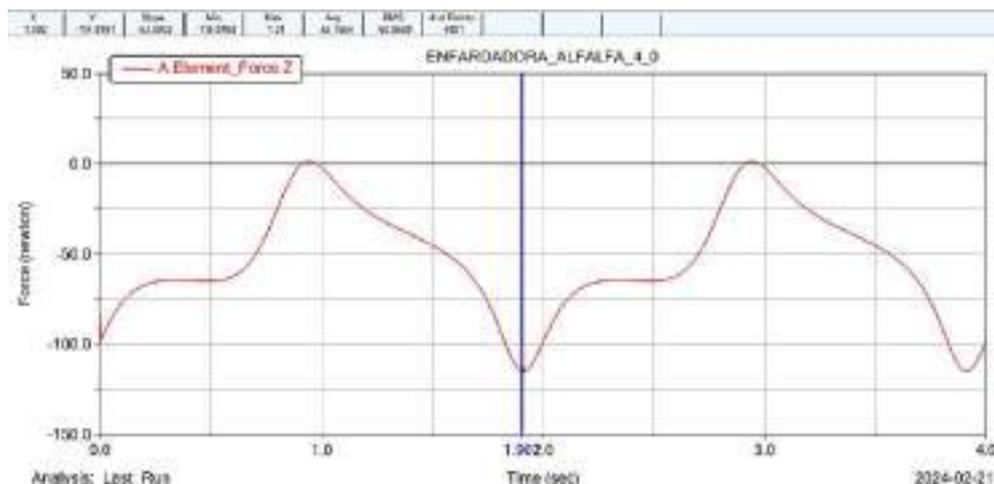
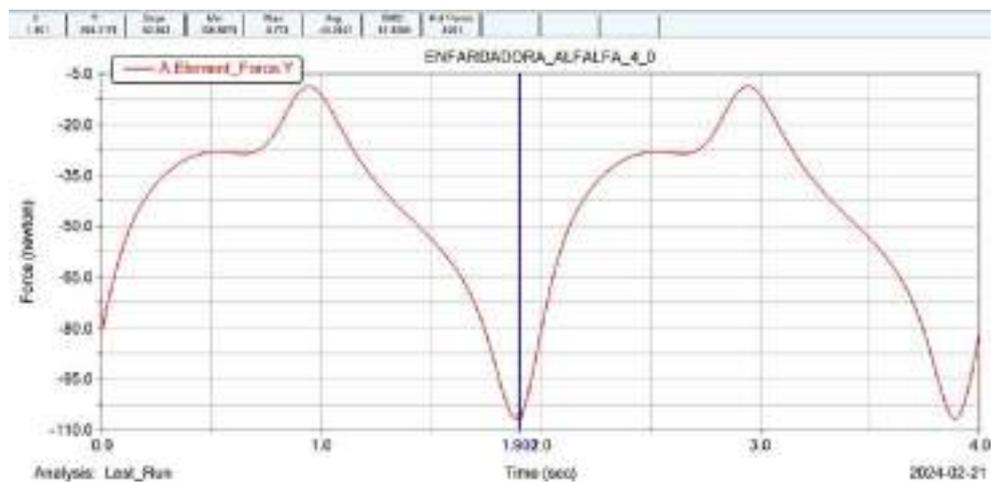
Torque:

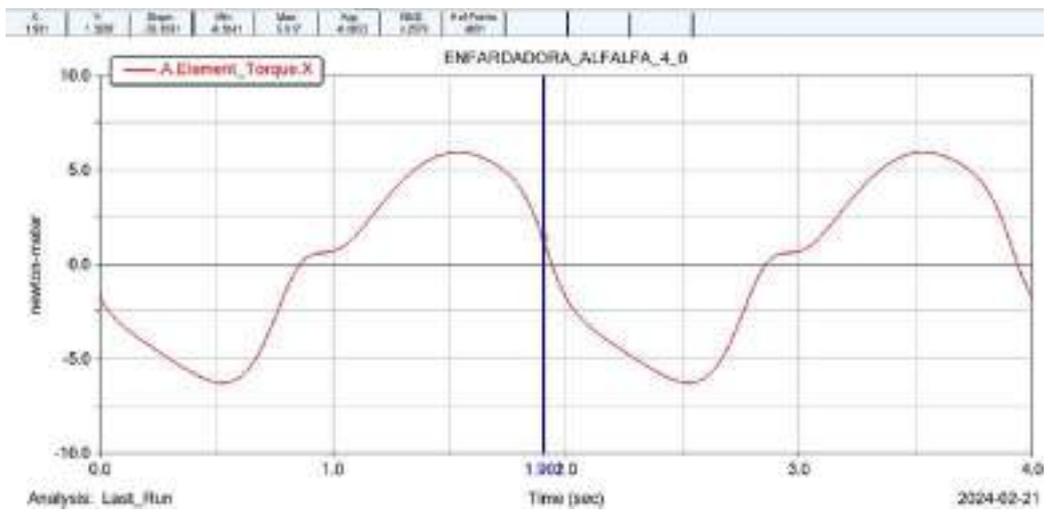
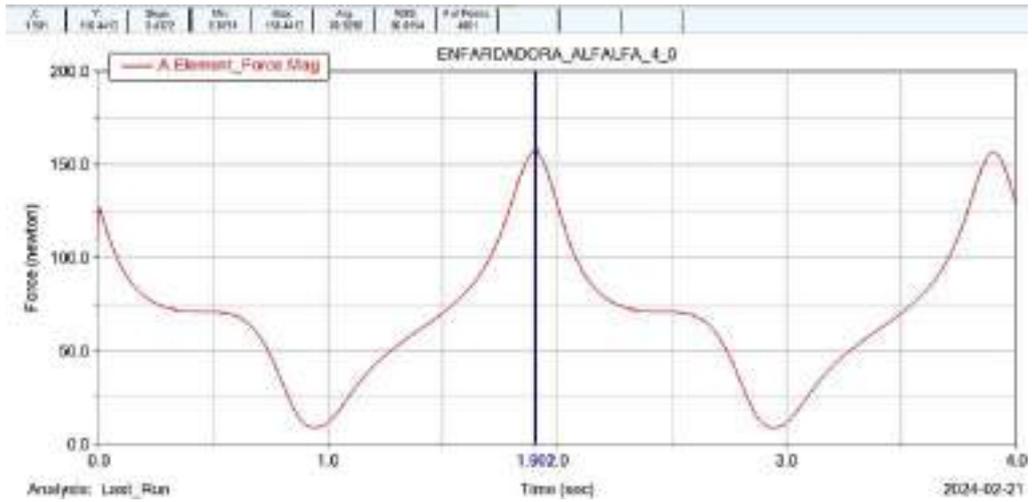
Magnitud de máxima: $T_{hx} = -9.359 \text{ Nm}$ en $t=1.901\text{s}$ y $\theta=342^\circ$



Reacciones en el punto A:

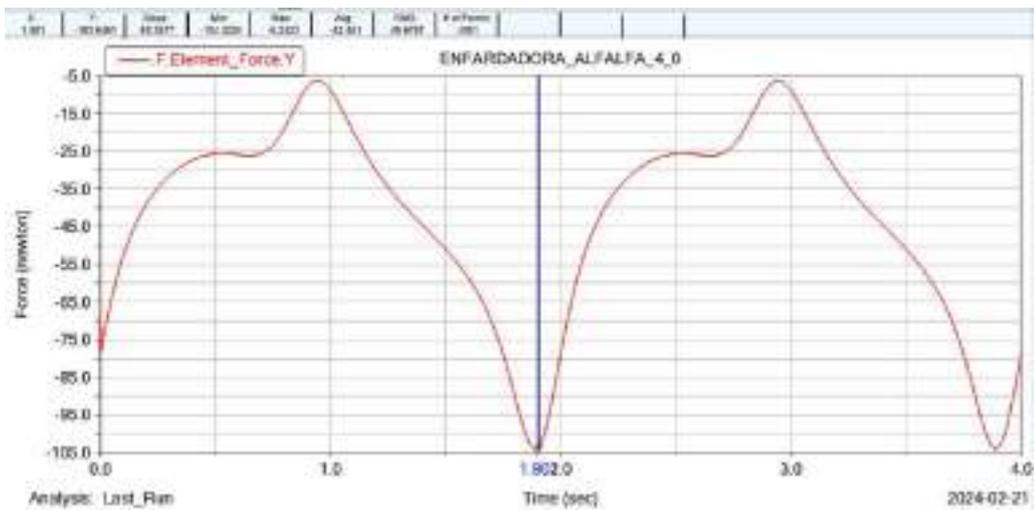
Punto crítico en $t=1.901\text{s}$ y $\theta=342^\circ$			
$F_x = 0$	$F_y = -106.3178\text{N}$	$F_z = -114.8191\text{N}$	$F_A = 156.4413 \text{ N}$
$T_x = 1.3207 \text{ Nm}$	$T_y = 0$	$T_z = 0$	$T_A = 1.3207 \text{ Nm}$

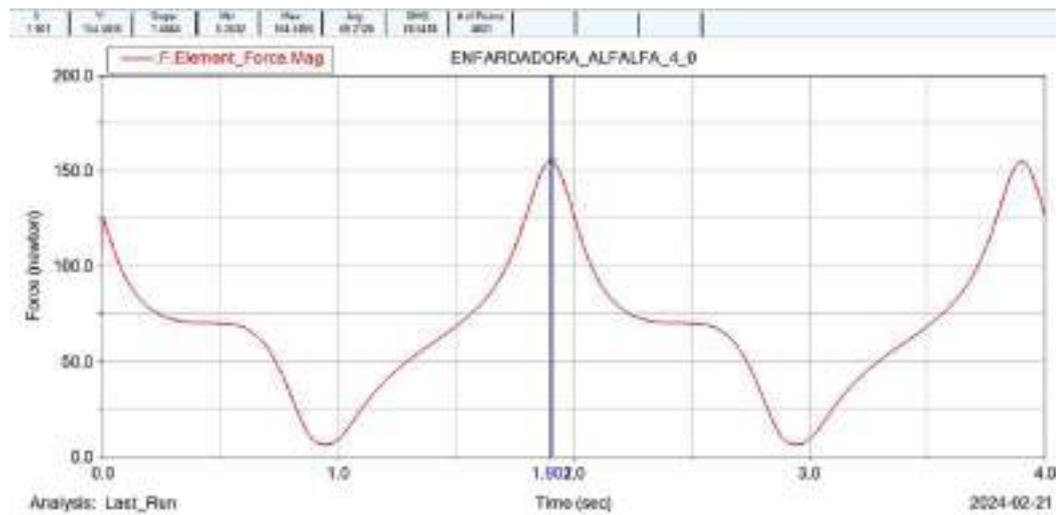
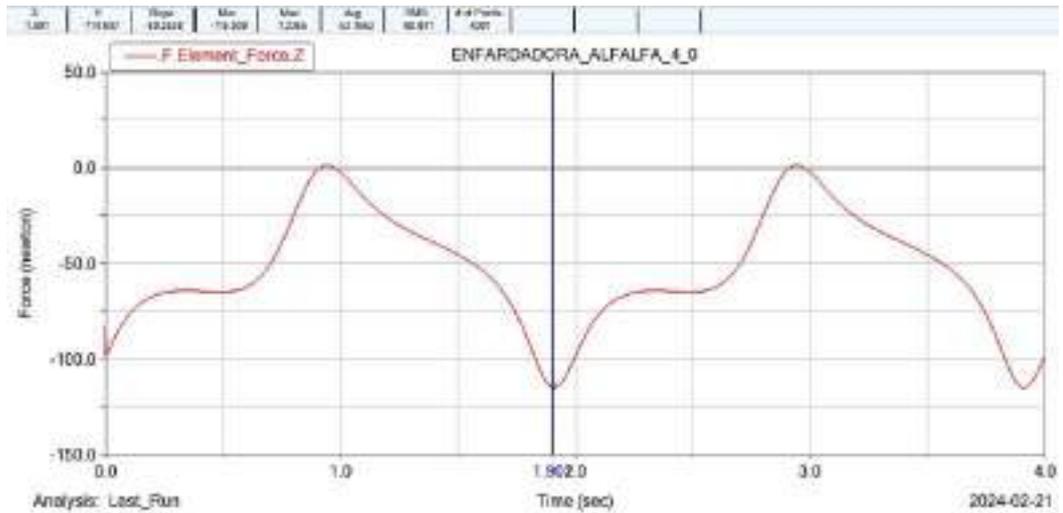




Reacciones en el punto F:

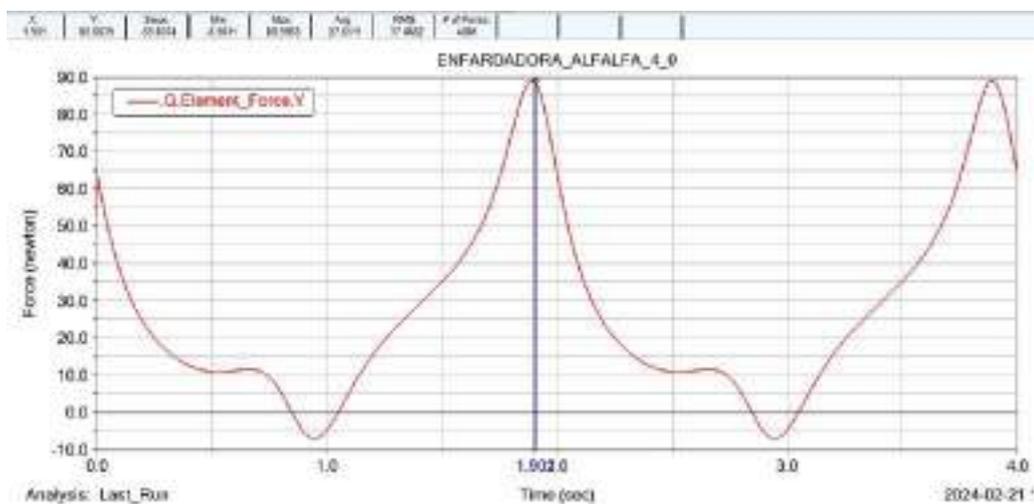
Punto crítico en $t=1.901s$ y $\theta=342^\circ$			
$F_x = 0$	$F_y = -103.6461N$	$F_z = -114.697N$	$F_F = 154.5895 N$
$T_x = 0$	$T_y = 0$	$T_z = 0$	$T_F = 0 Nm$

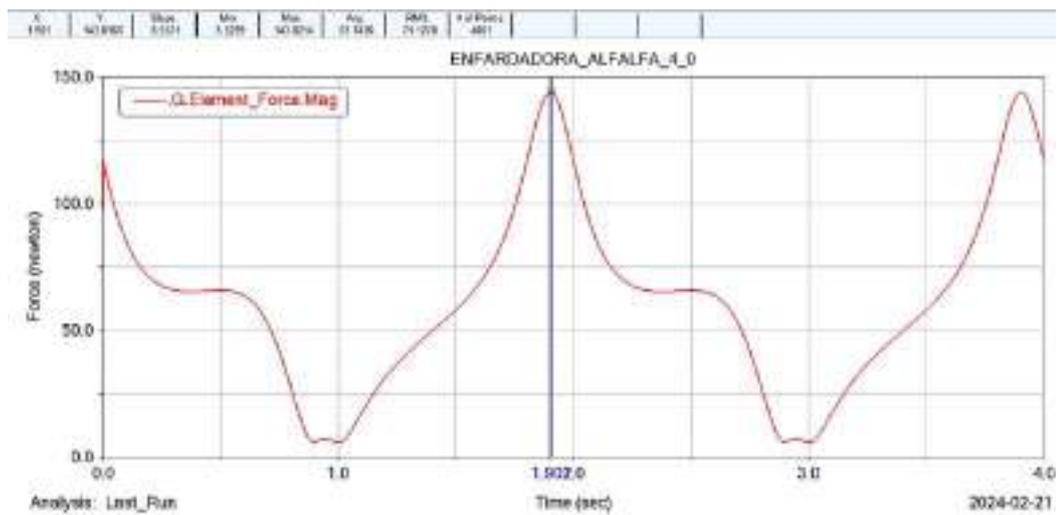
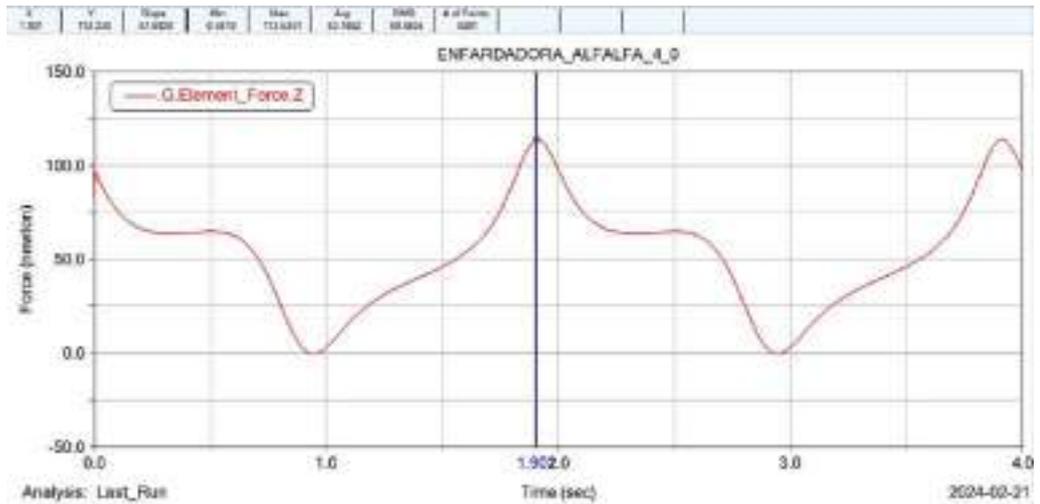




Reacciones en el punto G:

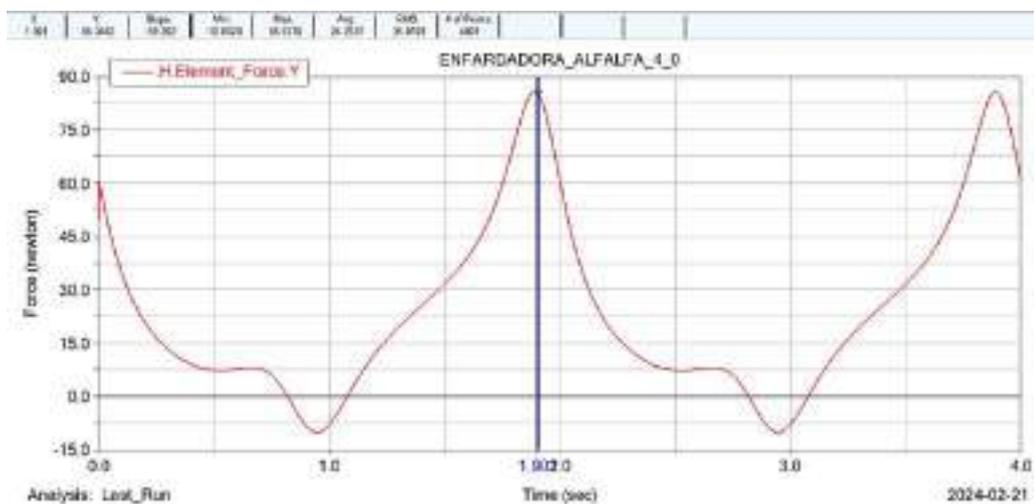
Punto crítico en $t=1.901s$ y $\theta=342^\circ$			
$F_x = 0$	$F_y = 88.6639 \text{ N}$	$F_z = 113.234 \text{ N}$	$F_G = 143.8166 \text{ N}$
$T_x = 0$	$T_y = 0$	$T_z = 0$	$T_G = 0 \text{ Nm}$

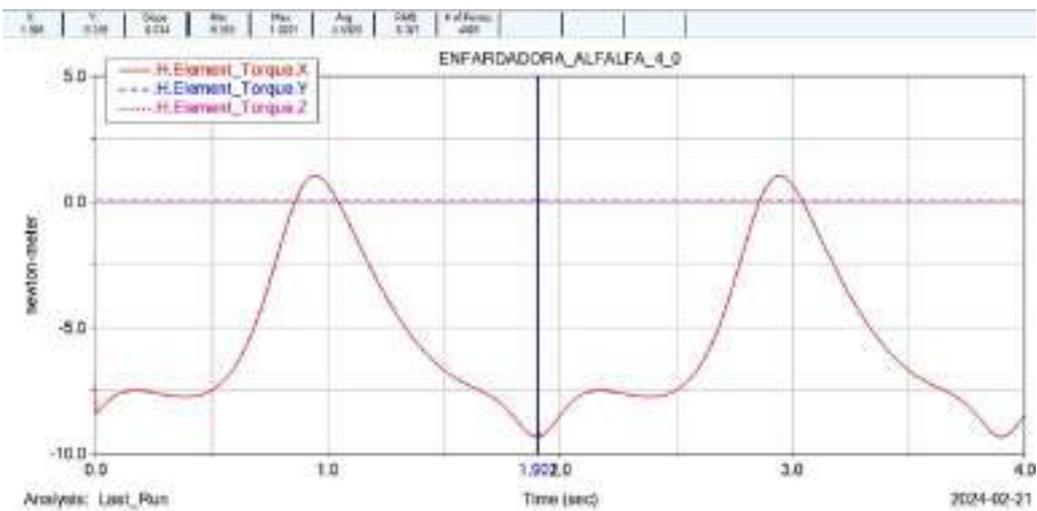
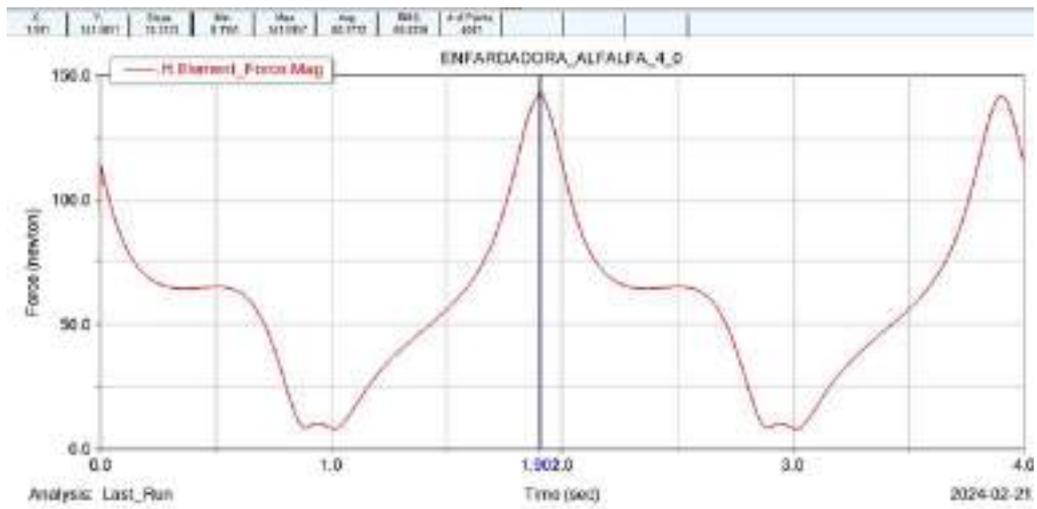
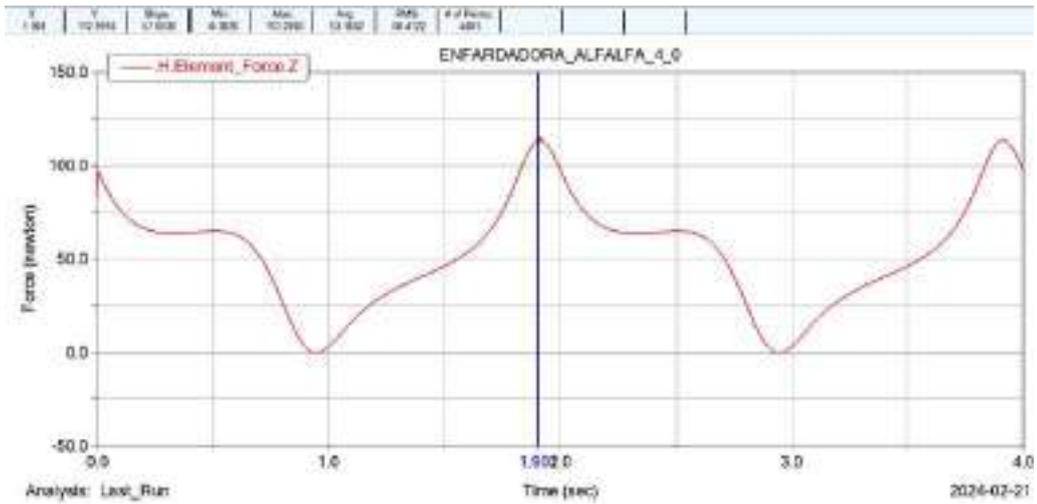




Reacciones en el punto H:

Punto crítico en $t=1.901s$ y $\theta=342^\circ$			
$F_x = 0$	$F_y = 85.3463N$	$F_z = 112.9756 N$	$F_H = 143.8166 N$
$T_x = -9.359 Nm$	$T_y = 0$	$T_z = 0$	$T_H = 9.359 Nm$





ANEXO F: HOJA DE CÁLCULO EN EXCEL PARA EL DISEÑO DE LA ENFARDADORA DE ALFALFA SECA



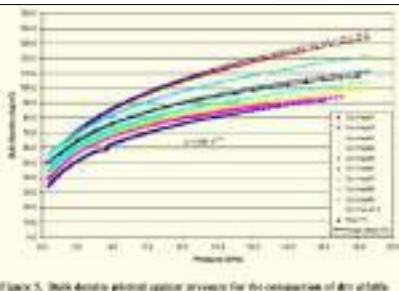
HACEMOS HISTORIA

SIMBOLOGÍA	
Ingresar dato usuario	
Valor de tabla o gráfica	
Resultado calculado	



CÁLCULO DE LA FUERZA DE ALFALFA CON RESPECTO A LA DENSIDAD			
PARÁMETRO	SÍMBOLO	MAGNITUD	UNIDAD
Densidad alfalfa	ρ	110	Kg/m ³
Presión	P	18.82794242	KPa
Constante	k	56	adimensional
Constante exponencial	n	0.23	adimensional
Área de la paca de alfalfa	A	0.12	m ²
Fuerza para comprimir	F	2.25935	kN

Bibliografía:
T. Van Pelt. "Maize, Soybean, and Alfalfa Biomass Densification".
Agricultural Engineering International: the CIGR Journal of Scientific Research and Development.






HACEMOS HISTORIA

SIMBOLOGÍA	
Ingresar dato usuario	
Valor de tabla o gráfica	
Resultado calculado	



MECANISMO BIELA - MANIVELA			
INGRESAR DATOS			
PARÁMETRO	SÍMBOLO	MAGNITUD	UNIDAD
Longitud biela	r1	0.18	m
Longitud manivela	r2	0.56	m
Posición angular manivela	θ_1	1.884955592	Rad
		108	°
Velocidad angular manivela	$\dot{\theta}_1$	3.1416	Rad/seg
		30.00007015	rev/min
Posición angular corredera	θ_2	0	Rad
Ángulo alfa	alfa	0.310670111	Rad

ANÁLISIS CINEMÁTICO			
PARÁMETRO	SÍMBOLO	MAGNITUD	UNIDAD
Posición angular manivela	θ_2	5.972515196	Rad
		342.19991	°
Longitud corredera	r3	0.477569143	m
Velocidad angular	$\dot{\theta}_2$	0.327734354	Rad/seg
Velocidad corredera	v3	-0.481706147	m/seg
Aceleración angular	$\ddot{\theta}_2$	3.134328813	Rad/seg ²
Aceleración corredera	a3	1.028276375	m/seg ²
Fuerza aplicada	F	2259.354	N

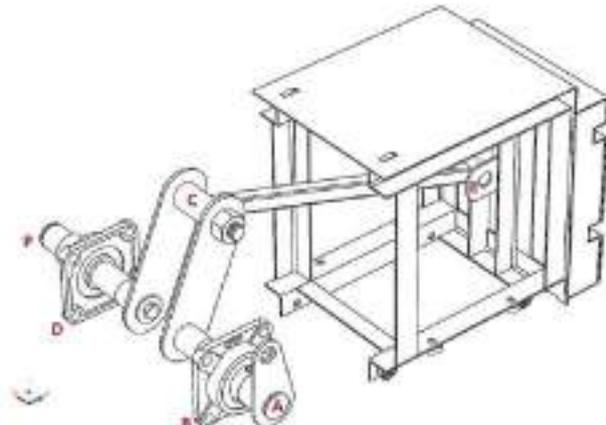
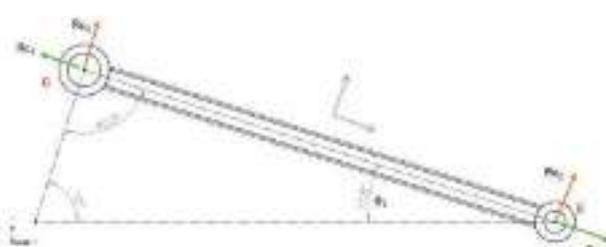
Aceleraciones en el centro de gravedad de la manivela			
Aceleración horizontal	a_{G1X}	0.274490078	m/seg ²
Aceleración vertical	a_{G1Y}	-0.844793593	m/seg ²

Aceleraciones en el centro de gravedad de la biela			
Aceleración horizontal	a_{G2X}	0.788628265	m/seg ²
Aceleración vertical	a_{G2Y}	-0.296918182	m/seg ²

ANÁLISIS DINÁMICO ADAMS			
Reacciones - Torques			
Potencia motor	P _{mot}	1328.1994	W
		1.781144428	Hp
Torque máximo motor z	T _{max,m}	422.778	N*m
Reacción horizontal en A	Az	-62.5541	N
Reacción vertical en A	Ay	-28.3923	N
Torque en Ax	T _{ax}	-6.0134	N*m
Reacción horizontal en C	Cz	-2256.5719	N
Reacción vertical en C	Cy	732.5298	N
Reacción transversal en C	Cx	0	N
Reacción horizontal en E	Ez	2260.0061	N
Reacción vertical en E	Ey	-720.4421	N
Reacción transversal en E	Ex	0	N
Torque en Ex	T _{ex}	0	N*m
Torque en Ey	T _{ey}	0	N*m

ESFUERZO BIELA CE - Análisis estático			
Resultante en el punto C (Fy)	R _{cy}	7.64	N
Resultante en el punto C (Fz)	R _{cz}	-2372.48	N
Resultante en el punto E (Fy)	R _{ey}	4.92	N
Resultante en el punto E (Fz)	R _{ez}	2372.05	N
Momento en el punto C	M _{Cx}	4.28	N*m
Área sección	A	1.14E-04	m ²
Modulo de resistencia sección	S	8.70E-07	m ³
Límite de elasticidad	S _y	250000000.00	Pa
Esfuerzo de tracción	σ_t	2.08E+07	Pa
Esfuerzo de flexión	σ_f	4.92E+06	Pa
Esfuerzo normal	σ	2.57E+07	Pa
Esfuerzo cortante	τ_c	66983.33	Pa

Teoría von mises			
Factor de seguridad estático	n	9.7175	adimensional

erfil = TC 25
(25 x 2 mm)
(Dipac)



epack
HACEMOS HISTORIA

SIMBOLOGÍA	
Ingresar dato usuario	
Valor de tabla o gráfica	
Resultado calculado	



MECANISMO BIELA - BALANCIN			
INGRESAR DATOS			
PARÁMETRO	SÍMBOLO	MAGNITUD	UNIDAD
Distancia horizontal entre ejes	X	0.27	m
Distancia vertical entre ejes	Y	0.291	m
Altura máxima biela	h	0.245	m
Longitud manivela	r1	0.09	m
Longitud biela	r2	0.38	m
Longitud balancin	r3	0.12	m
Velocidad angular manivela	$\dot{\theta}_1$	3.1416	Rad/seg
Fuerza aplicada	F	2259.354	N
Posición angular manivela	θ_1	3.979350695	Rad

ANÁLISIS CINEMÁTICO			
PARÁMETRO	SÍMBOLO	MAGNITUD	UNIDAD
Posición angular biela	θ_2	0.700678968	Rad
Posición angular balancin	θ_3	5.889782675	Rad
Velocidad angular biela	$\dot{\theta}_2$	0.789593344	Rad/seg
Velocidad angular balancin	$\dot{\theta}_3$	0.362377638	Rad/seg
Aceleración angular biela	$\ddot{\theta}_2$	-1.725885537	Rad/seg ²
Aceleración angular balancin	$\ddot{\theta}_3$	6.098739982	Rad/seg ²

ANÁLISIS DINÁMICO ADAMS

Reacciones - Torques			
Potencia motor	P_{mot}	1328.1994	W
		1.781144428	Hp
Torque máximo motor z	$T_{max\ z}$	422.778	N*m
Reacción horizontal en F	Fz	-114.697	N
Reacción vertical en F	Fy	-103.6461	N
Reacción horizontal en G	Gz	113.234	N
Reacción vertical en G	Gy	88.6639	N
Reacción horizontal en H	Hx	112.9756	N
Reacción vertical en H	Hy	85.3463	N
Torque en Hx	T_{Hx}	-9.359	N*m

ESFUERZO ESLABÓN AF			
Resultante en el punto A (Ay)	R_{Ay}	-155.84	N
Resultante en el punto A (Az)	R_{Az}	-14.19	N
Resultante en el punto F (Fy)	R_{Fy}	-153.74	N
Resultante en el punto F (Fz)	R_{Fz}	-15.85	N
Momento en el punto F	M_{Fz}	-1.43	N*m

Platina = PLT 12x3 (Dipac)

Área sección	A	3.60E-05	m ²
Modulo de resistencia sección	S	7.20E-08	m ³
Límite de elasticidad	S_y	250000000.00	Pa
Esfuerzo de tracción	σ_t	4.27E+06	N
Esfuerzo de flexión	σ_f	1.98E+07	N
Esfuerzo normal	σ	2.41E+07	N
Esfuerzo cortante	T_c	440163.89	N

Teoría von mises			
Factor de seguridad estático	n	10.378	adimensional

ESFUERZO ESLABÓN FG			
Resultante en el punto G (Gy)	R_{Gy}	143.72	N
Resultante en el punto G (Gz)	R_{Gz}	5.14	N
Resultante en el punto F (Fy)	R_{Fy}	154.46	N
Resultante en el punto F (Fz)	R_{Fz}	-5.41	N
Momento en el punto F	M_{Fz}	-2.06	N*m

Tubo cuadrado 12x12x0,8

Área sección	A	3.70E-05	m ²
Modulo de resistencia sección	S	1.40E-07	m ³
Límite de elasticidad	S_y	250000000.00	Pa
Esfuerzo de compresión	σ_c	4.17E+06	N
Esfuerzo de flexión	σ_f	1.47E+07	N
Esfuerzo normal	σ	1.89E+07	N
Esfuerzo cortante	T_c	146159.46	N

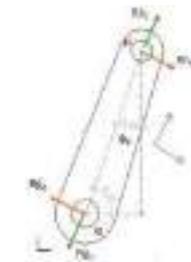
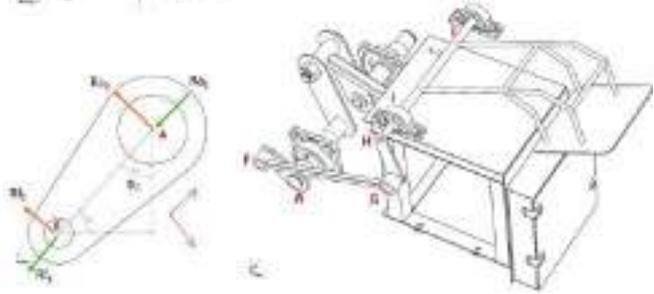
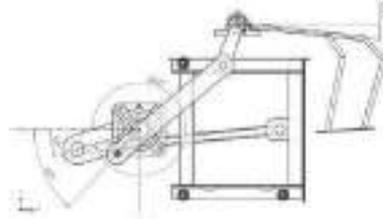
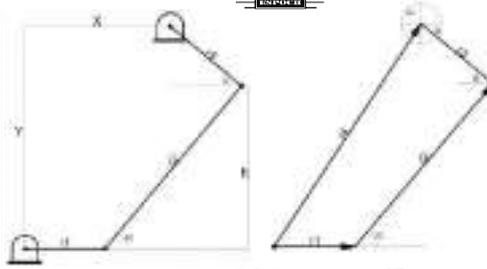
Teoría von mises			
Factor de seguridad estático	n	13.259	adimensional

ESFUERZO ESLABÓN GH			
Resultante en el punto H (Hy)	R_{Hy}	143.72	N
Resultante en el punto H (Hz)	R_{Hz}	5.14	N
Resultante en el punto G (Gy)	R_{Gy}	143.72	N
Resultante en el punto G (Gz)	R_{Gz}	5.14	N
Momento en el punto G	M_{Gz}	0.62	N*m

Platina = PLT 12x3 (Dipac)

Área sección	A	3.60E-05	m ²
Modulo de resistencia sección	S	7.20E-08	m ³
Límite de elasticidad	S_y	250000000.00	Pa
Esfuerzo de tracción	σ_t	3.99E+06	N
Esfuerzo de flexión	σ_f	8.57E+06	N
Esfuerzo normal	σ	1.26E+07	N
Esfuerzo cortante	T_c	142802.78	N

Teoría von mises			
Factor de seguridad estático	n	19.900	adimensional



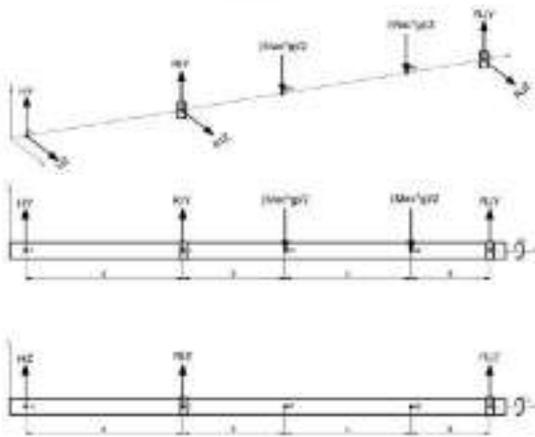


HACEMOS HISTORIA

SIMBOLOGÍA	
Ingresar dato usuario	
Valor de tabla o gráfica	
Resultado calculado	



EJE SUPERIOR			
INGRESAR DATOS			
PARÁMETRO	SÍMBOLO	MAGNITUD	UNIDAD
Masa acondicionador	m_{ac}	2	Kg
Fuerza mecanismo 1	H_y	85.3463	N
Fuerza mecanismo 1	H_z	112.9756	N
Distancia X acondicionador	X_c	0.147	m
Distancia Y acondicionador	Y_c	0.3	m
Torque mecanismo 1	T_{mec1}	9.359	N*m
Resistencia última a la tracción	S_{ut}	400	Mpa
Limite de fluencia	S_y	220	Mpa
Factor de seguridad a trabajar	n	2	adimensional
Longitud entre fuerzas de izquierda a derecha (no acumulada)	a	0.0655	m
	b	0.1015	m
	c	0.16	m
	d	0.1015	m
Longitud total del eje	L_s	0.4285	m
CÁLCULO DE REACCIONES			
Reacción vertical en Rly	R_{ly}	-90.9363	N
Reacción vertical en Rly	R_{ly}	25.2100	N
Reacción vertical en Rlx	R_{lx}	-133.3610	N
Reacción vertical en Rlx	R_{lx}	20.3854	N
PRELIMINAR A VIDA INFINITA			
Limite a la fatiga prueba flexión pura	Se'	200000000.00	Pa
Método para no iterar K*	K_t	0.6	adimensional
Limite a la fatiga flexión pura	Se	1.20E+08	Pa
Momento máximo plano xy	M_{max_xy}	5.59	N*m
Momento máximo plano xz	M_{max_xz}	7.4	N*m
Momento máximo resultante	M_{max_R}	9.274055208	N*m
Torque máximo	T_{max}	12.24314	N*m
Torque mínimo	T_{min}	-3.473	N*m
Diámetro prediseño	d_p	0.013251056	m
Diámetro prediseño	d_p	13.25105615	mm
Diámetro nominal	d_{pn}	5/8	in
Diámetro nominal	d_{pn}	15.875	mm
DISEÑO A VIDA INFINITA			
Momento máximo resultante	M_{max_R}	9.274055208	N*m
Factor de superficie	K_a	0.7814420	adimensional
Factor de tamaño	K_b	0.923455268	adimensional
Factor de carga	K_c	1	adimensional
Factor de temperatura 550°C	K_d	1	adimensional
Factor de confiabilidad 50%	K_e	0.868	adimensional
Factor de efectos varios	K_f	1	adimensional
Limite a la fatiga prueba flexión pura	Se'	200000000.00	Pa
Limite a la fatiga flexión pura	Se	125138739.43	Pa
Limite a la fatiga flexión pura	Se	125.1387394	Mpa
Factor de seguridad	n_s	3.45	adimensional

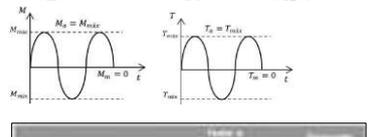
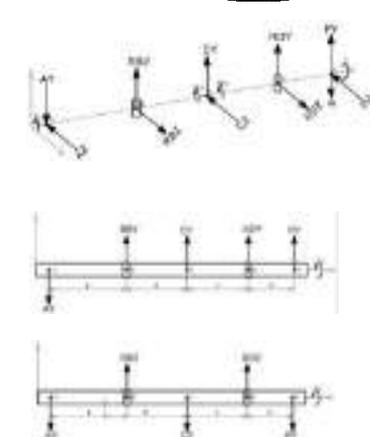


Factor de superficie			
Superficie	S_u	S_b	S_c
Superficie	1.00	1.00	0.0000
Magnitud de tensión aplicada	1.00	1.00	0.0000
Longitud de la fibra	1.00	0.75	-0.125
Estado de la fibra	0.0	0.5	0.000

$$K_a = \left\{ \begin{array}{l} \left[\frac{Se'(K_t)^{-1}}{Se} \right]^{0.25} = 0.874^{0.25} \quad 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.814^{0.25} \quad 2 \leq d \leq 18 \text{ pulg} \\ \left[\frac{Se'(K_t)^{-1}}{Se} \right]^{0.25} = 1.244^{0.25} \quad 0.75 \leq d \leq 31 \text{ mm} \\ 1.014^{0.25} \quad 31 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{array} \right. \quad K_e = \left\{ \begin{array}{l} 1 \quad \text{flexión axial} \\ 0.85 \quad \text{flexión} \\ 0.59 \quad \text{torsión} \end{array} \right.$$

Factor de tamaño			
Superficie	S_u	S_b	S_c
Superficie	1.00	1.00	0.0000
Magnitud de tensión aplicada	1.00	1.00	0.0000
Longitud de la fibra	1.00	0.75	-0.125
Estado de la fibra	0.0	0.5	0.000

EJE INFERIOR			
INGRESAR DATOS			
PARÁMETRO	SÍMBOLO	MAGNITUD	UNIDAD
Fuerza mecanismo 2	A_z	62.5541	N
Fuerza mecanismo 2	A_y	28.3923	N
Fuerza mecanismo 2	T_{m2}	-6.0134	N*m
Fuerza mecanismo 2	C_z	2256.5719	N
Fuerza mecanismo 2	C_y	732.5298	N
Fuerza mecanismo 2	C_x	0	N
Peso de la polea conducida	W_p	157.745	N
Fuerza de la polea en Y	P_y	1230.567506	N
Fuerza de la polea en Z	P_z	5330.151807	N
Torque máximo motor z	T_{max_m}	422.778	N*m
Resistencia última a la tracción	S_{ut}	1279	Mpa
Limite de fluencia	S_y	862	Mpa
Factor de seguridad a trabajar	n	1.5	adimensional
Longitud entre fuerzas de izquierda a derecha (no acumulada)	a	0.071	m
	b	0.175	m
	c	0.175	m
	d	0.095	m
Longitud total del eje	L_i	0.516	m
CÁLCULO DE REACCIONES			
Reacción vertical en Rby	R_{by}	-40.91969098	N
Reacción vertical en Rby	R_{by}	-1736.03531	N
Reacción vertical en Rbz	R_{bz}	-243.2258944	N
Reacción vertical en Rdz	R_{Dz}	7892.503701	N
Momento trasladado punto C	M_{cz}	386.3029338	N*m
Momento trasladado punto C	M_{cy}	40.74554828	N*m
Torque final punto C	T_c	427.0484821	N*m
PRELIMINAR A VIDA INFINITA			
Limite a la fatiga prueba flexión pura	Se'	639500000.00	Pa
Método para no iterar K*	K_t	0.6	adimensional
Limite a la fatiga flexión pura	Se	383700000.00	Pa
Concentrador de esfuerzo para flexión *	K_f^*	1.60	adimensional
Concentrador de esfuerzo para torsión *	K_f^*	1.40	adimensional
Momento máximo plano xy	M_{max_xy}	101.92	N*m
Momento máximo plano xz	M_{max_xz}	506.39	N*m
Momento máximo resultante - Ma	M_{max_R}	516.5447885	N*m
Torque amplitud - Torque máximo	T_m	573.5536165	N*m
Diámetro prediseño	d_p	0.03580	m
Diámetro prediseño	d_p	35.79852103	mm
Diámetro nominal	d_{pn}	1.477	in
Diámetro nominal	d_{pn}	40.000	mm
DISEÑO A VIDA INFINITA			
Diámetro seleccionado	d	0.0400	m
Momento máximo resultante - Ma	M_{max_R}	516.5447885	N*m
Torque amplitud - Torque máximo	T_m	573.5536165	N*m
Factor de superficie	K_a	0.6774166	adimensional
Factor de tamaño	K_b	0.835605633	adimensional
Factor de temperatura	K_d	1	adimensional
Factor de confiabilidad	K_e	0.868	adimensional
Factor de efectos varios	K_f	1	adimensional
Limite a la fatiga prueba flexión pura	Se'	639500000.00	Pa
Limite a la fatiga flexión pura	Se	314208175.28	Pa
Limite a la fatiga flexión pura	Se	314.2081753	Mpa
Concentrador de esfuerzo para flexión	K_f	1.690	adimensional
Concentrador de esfuerzo para torsión	K_f	1.423	adimensional
Factor de seguridad	n_s	1.76	adimensional
DISEÑO DEL MUÑO			
Factor de seguridad	n	3.0	adimensional
Carga en el muñón	V_m	997.0	N
Diámetro del muñón	D_m	0.00148626	m
Diámetro del muñón	D_m	1.48626	mm
Diámetro nominal muñón	$D_{m,n}$		in
Diámetro nominal muñón	$D_{m,n}$		mm



Factor de tamaño			
Superficie	S_u	S_b	S_c
Superficie	1.00	1.00	0.0000
Magnitud de tensión aplicada	1.00	1.00	0.0000
Longitud de la fibra	1.00	0.75	-0.125
Estado de la fibra	0.0	0.5	0.000

$$K_a = \left\{ \begin{array}{l} \left[\frac{Se'(K_t)^{-1}}{Se} \right]^{0.25} = 0.874^{0.25} \quad 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.814^{0.25} \quad 2 \leq d \leq 18 \text{ pulg} \\ \left[\frac{Se'(K_t)^{-1}}{Se} \right]^{0.25} = 1.244^{0.25} \quad 0.75 \leq d \leq 31 \text{ mm} \\ 1.014^{0.25} \quad 31 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{array} \right. \quad K_e = \left\{ \begin{array}{l} 1 \quad \text{flexión axial} \\ 0.85 \quad \text{flexión} \\ 0.59 \quad \text{torsión} \end{array} \right.$$

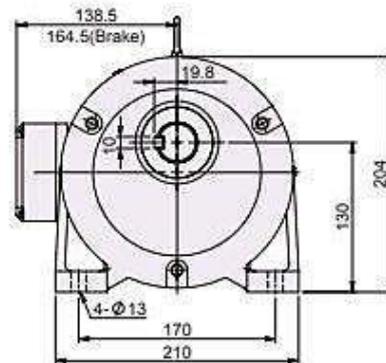
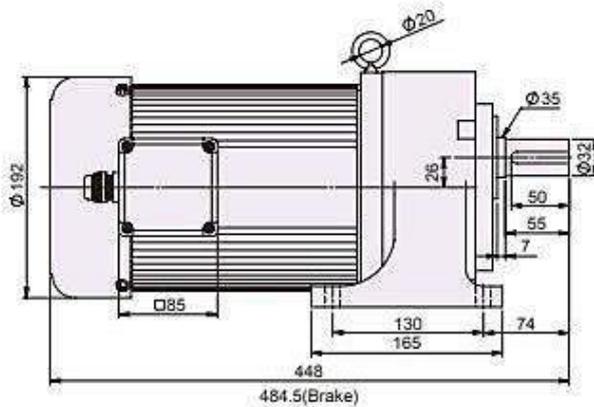
Factor de tamaño			
Superficie	S_u	S_b	S_c
Superficie	1.00	1.00	0.0000
Magnitud de tensión aplicada	1.00	1.00	0.0000
Longitud de la fibra	1.00	0.75	-0.125
Estado de la fibra	0.0	0.5	0.000

Factor de tamaño			
Superficie	S_u	S_b	S_c
Superficie	1.00	1.00	0.0000
Magnitud de tensión aplicada	1.00	1.00	0.0000
Longitud de la fibra	1.00	0.75	-0.125
Estado de la fibra	0.0	0.5	0.000

ANEXO G: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL MOTORREDUCTOR SESAME G14H-2200W.

G14H-2200W
3-PHASE FOOT-MOUNT
TYPE PRECISION GEAR MOTOR

Terminal box position: at 270° for foot-mount type.



KW	Full Load Current (Amp)												Full Load Running (rpm)			
	3 Phase															
	220V						380V									
	50HZ		60HZ		50HZ		60HZ		50HZ		60HZ		50HZ	60HZ		
2200W	8.88		8.09		5.09		4.71		1400		1700					
GEAR MOTOR SPECIFICATION																
Gear Ratio	3		5		10		15		20		25		30		40	
	50HZ	60HZ	50HZ	60HZ	50HZ	60HZ	50HZ	60HZ	50HZ	60HZ	50HZ	60HZ	50HZ	60HZ	50HZ	60HZ
Output rpm	500	600	300	360	150	180	100	120	75	90	60	72	50	60	37.5	45
Output Torque (kg.m)	4.05	3.32	6.76	5.53	13.51	11.05	20.27	16.58	27.03	22.10	29.81	24.38	35.78	29.25	47.70	39.00
Permissible Overhung Load* (kgf)	180	170	220	200	270	260	310	290	340	320	370	350	390	370	430	410

* Applied to the output shaft center.

* () For light loading type.

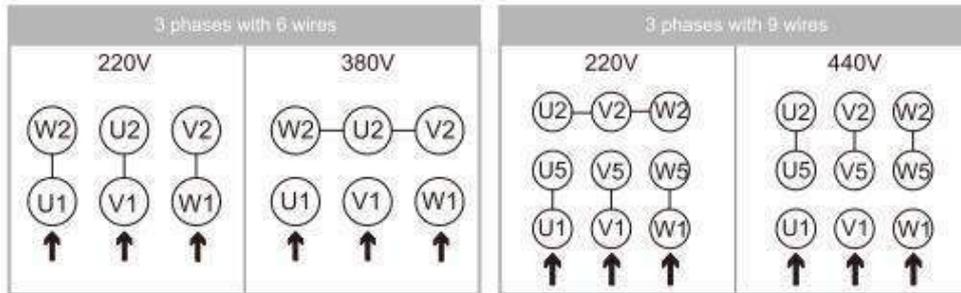
Product due to human error, natural disasters or other factors lead to poor or damaged will not be covered under warranty.

3. Wiring Diagrams **DIAGRAMA DE CABLEADO**

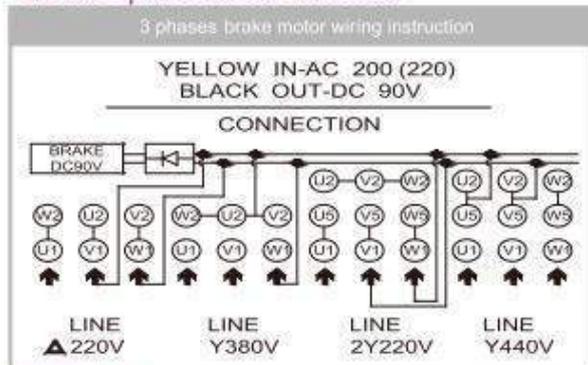
- Visual direction for gear motor running direction is from gear motor's output shaft. Forward direction is clockwise, counterclockwise direction for reversal.

3.1 Three phases motor

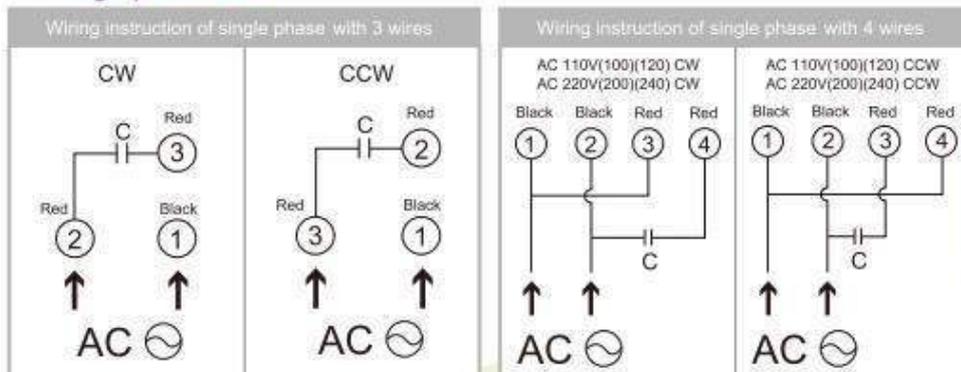
- Please wire the power supply according to the incoming voltage as shown below. Whenever the rotating direction needs to be reversed, switch any two wires of the incoming power cable.
- Please check if the wiring is correct after installation, ensure there is no missing phase, or phase voltage unbalance.



3.2 Three phases motor with brake



3.3 Single phase motor

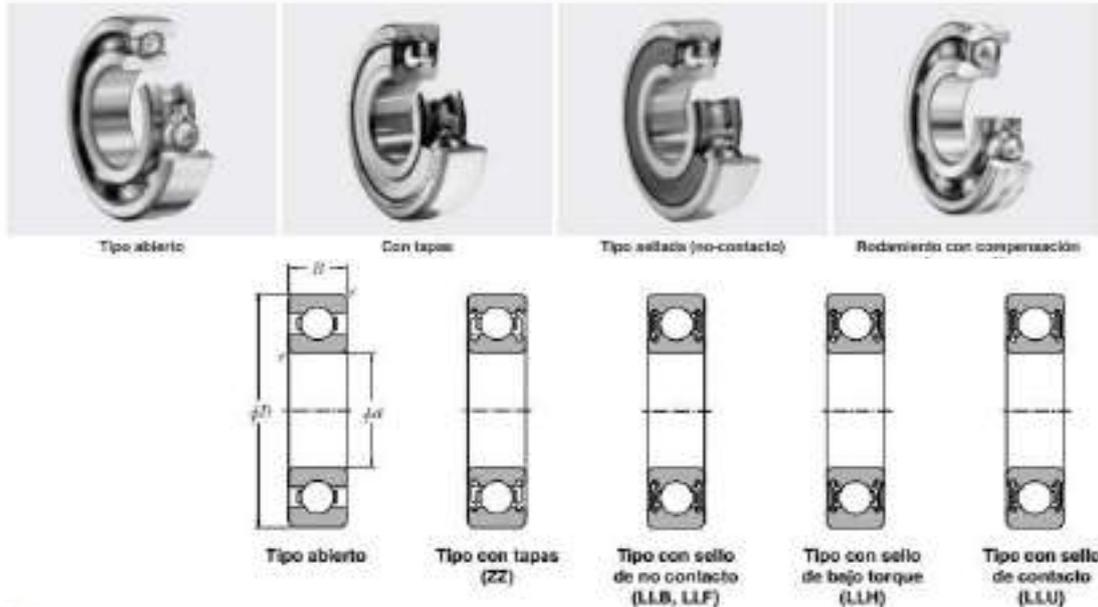


ANEXO H: CATÁLOGO NTN PARA RODAMIENTO Y CHUMACERAS

Rodamientos:

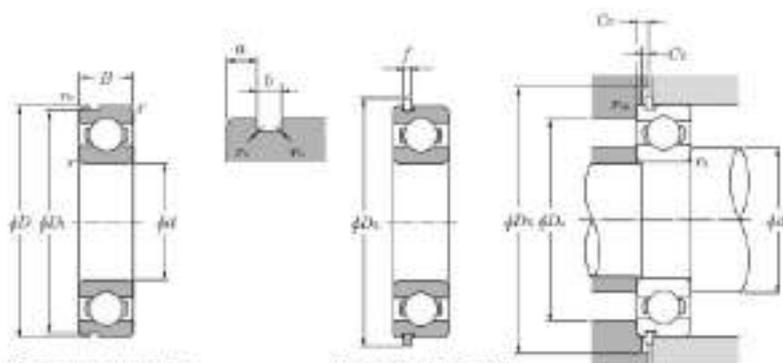
Rodamientos Rígidos de Bolas

NTN



d 10 – 20mm

d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor	Velocidades límites				Números de rodamientos				
	mm		in		kN		kgf			r.p.m.		r.p.m.		tipo	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto	
	d	D	B	r_{max}	C_1	C_2	C_3	C_4		f_1	ZZ	LLB	Z LB					LLH
10	15	3	0.1	—	0.855	0.435	87	44	15.7	10 000	12 000	—	—	6700	—	—	—	
	19	5	0.3	—	1.83	0.925	187	94	14.8	32 000	38 000	—	24 000	6800	ZZ	LLB	—	LLU
	22	6	0.3	0.3	2.7	1.27	275	129	14.0	30 000	36 000	—	21 000	6900	ZZ	LLB	—	LLU
	26	8	0.3	—	4.55	1.96	465	208	12.4	29 000	34 000	25 000	21 000	6000	ZZ	LLB	LLH	LLU
	30	9	0.6	0.5	5.10	2.39	520	244	13.2	25 000	30 000	21 000	18 000	6200	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0.6	0.5	8.20	3.50	835	355	11.4	23 000	27 000	20 000	16 000	6300	ZZ	LLB	LLH	LLU
12	18	4	0.2	—	0.930	0.530	95	54	16.2	8 300	9 500	—	—	6701	—	LLF	—	—
	21	5	0.3	—	1.92	1.04	195	100	15.3	29 000	35 000	—	20 000	6801	ZZ	LLB	—	LLU
	24	6	0.3	0.3	2.89	1.46	295	149	14.5	27 000	32 000	—	19 000	6901	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	—	—	16001	—	—	—	—
	28	8	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	21 000	18 000	6001	ZZ	LLB	LLH	LLU
	32	10	0.6	0.5	6.10	2.75	620	280	12.7	22 000	26 000	20 000	16 000	6201	ZZ	LLB	LLH	LLU
15	37	12	1	0.5	9.70	4.20	900	425	11.1	20 000	24 000	19 000	15 000	6301	ZZ	LLB	LLH	LLU
	21	4	0.2	—	0.940	0.585	96	59	16.5	6 600	7 600	—	—	6702	—	LLF	—	—
	24	5	0.3	—	2.08	1.26	212	128	15.8	26 000	31 000	—	17 000	6802	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	0.3	3.65	2.00	375	204	14.8	24 000	28 000	—	16 000	6902	ZZ	LLB	—	LLU
	32	8	0.3	—	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	—	—	16002	—	—	—	—
	32	9	0.3	0.3	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	18 000	15 000	6002	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0.6	0.5	7.75	3.60	790	368	12.7	19 000	23 000	18 000	15 000	6202	ZZ	LLB	LLH	LLU
42	13	1	0.5	11.4	5.45	1 170	555	12.3	17 000	21 000	15 000	12 000	6302	ZZ	LLB	LLH	LLU	



Con ranura para anillo de fijación

Con anillo de fijación

Carga radial dinámica equivalente

$$P_r = X Y F_r + Y F_a$$

$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19				2.30
0.345	0.22				1.99
0.689	0.26				1.71
1.03	0.28				1.55
1.38	0.30				1.45
2.07	0.34	1	0	0.56	1.31
3.45	0.38				1.15
5.17	0.42				1.04
6.89	0.44				1.00

Carga radial estática equivalente

$P_{r0} = 0.6F_r + 0.5F_a$
 Cuando $F_a < F_r$ (se $P_{r0} = F_r$)

d 40 – 60mm

d	Dimensiones principales			Capacidades básicas de carga				Factor	Velocidades límites				Números de rodamientos						
	D	B	r_{fs}	dinámica		estática			ZZ	con		con		LLH	LLU	ZZ	LLB	LLH	LLU
				C_r	C_{0r}	C_0	C_{00}			tipo abierto	con sello	de roto	de bajo						
40	52	7	0.3	0.3	5.10	4.40	520	445	16.3	12 000	14 000	—	6 700	6908	ZZ	LLB	—	LLU	
	62	12	0.6	0.5	12.2	8.90	1 240	910	15.8	11 000	13 000	—	6 300	6908	ZZ	LLB	—	LLU	
	68	9	0.3	—	12.6	9.65	1 290	985	16.0	10 000	12 000	—	—	16008	—	—	—	—	
	68	15	1	0.5	16.8	11.5	1 710	1 170	15.2	10 000	12 000	7 300	6 100	6008	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	80	18	1.1	0.5	29.1	17.8	2 570	1 820	14.0	8 700	10 000	6 700	5 600	6208	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	90	23	1.5	0.5	40.5	24.0	4 150	2 450	13.2	7 800	9 200	6 400	5 300	6308	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	110	27	2	—	63.5	36.5	6 500	3 750	12.3	7 000	8 200	—	—	6408	—	—	—	—	
45	58	7	0.3	0.3	5.35	4.95	550	500	16.1	11 000	12 000	—	5 900	6908	ZZ	LLB	—	LLU	
	68	12	0.6	0.5	13.1	10.4	1 330	1 060	16.1	9 500	12 000	—	5 000	6908	ZZ	LLB	—	LLU	
	75	10	0.6	—	12.9	10.5	1 320	1 070	16.2	9 200	11 000	—	—	16008	—	—	—	—	
	75	16	1	0.5	21.0	15.1	2 140	1 540	15.3	9 200	11 000	5 500	5 400	6008	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	85	19	1.1	0.5	32.5	20.4	3 350	2 080	14.1	7 800	9 200	6 200	5 200	6208	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	100	25	1.5	0.5	53.0	32.0	5 400	3 250	13.1	7 000	8 200	5 600	4 700	6308	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	120	29	2	—	77.6	45.0	7 850	4 600	12.1	6 300	7 400	—	—	6408	—	—	—	—	
50	65	7	0.3	0.3	6.60	6.10	670	620	16.1	9 800	11 000	—	5 300	6810	ZZ	LLB	—	LLU	
	72	12	0.6	0.5	13.4	11.2	1 370	1 140	16.3	8 900	11 000	—	5 100	6910	ZZ	LLB	—	LLU	
	80	10	0.6	—	13.2	11.3	1 350	1 150	16.4	8 400	9 800	—	—	16010	—	—	—	—	
	80	16	1	0.5	21.8	16.6	2 230	1 590	15.5	8 400	9 800	6 000	5 000	6010	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	90	20	1.1	0.5	35.0	23.2	3 600	2 370	14.4	7 100	8 300	5 700	4 700	6210	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	110	27	2	0.5	62.0	38.5	6 300	3 900	13.2	6 400	7 500	5 000	4 200	6310	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	130	31	2.1	—	83.0	49.5	8 450	5 050	12.5	5 700	6 700	—	—	6410	—	—	—	—	
55	72	9	0.3	0.3	8.80	8.10	900	825	16.2	8 700	10 000	—	4 800	6811	ZZ	LLB	—	LLU	
	80	13	1	0.5	16.0	13.3	1 630	1 350	16.2	8 200	9 600	—	4 600	6911	ZZ	LLB	—	LLU	
	90	11	0.6	—	18.6	15.3	1 900	1 560	16.2	7 700	9 000	—	—	16011	—	—	—	—	
	90	16	1.1	0.5	28.3	21.2	3 890	2 170	15.3	7 700	9 000	—	4 500	6011	ZZ	LLB	—	LLU	
	100	21	1.5	0.5	43.5	29.2	4 450	2 980	14.3	6 400	7 600	—	4 300	6211	ZZ	LLB	—	LLU	
	120	29	2	0.5	71.5	45.0	7 300	4 600	13.2	5 800	6 800	—	3 900	6311	ZZ	LLB	—	LLU	
	140	33	2.1	—	89.0	54.0	9 050	5 500	12.7	5 200	6 100	—	—	6411	—	—	—	—	
60	78	10	0.3	0.3	11.5	10.6	1 170	1 080	16.3	8 000	9 400	—	4 400	6812	ZZ	LLB	—	LLU	
	85	13	1	0.5	16.4	14.3	1 670	1 450	16.4	7 600	8 900	—	4 300	6912	ZZ	LLB	—	LLU	
	95	11	0.6	—	20.0	17.5	2 040	1 780	16.3	7 000	8 300	—	—	16012	—	—	—	—	
	95	16	1.1	0.5	29.5	23.2	3 000	2 370	15.6	7 000	8 300	—	4 100	6012	ZZ	LLB	—	LLU	
	110	22	1.5	0.5	52.5	36.0	5 350	3 700	14.3	6 000	7 000	—	3 800	6212	ZZ	LLB	—	LLU	
	130	31	2.1	0.5	82.0	52.0	8 350	5 300	13.2	5 400	6 300	—	3 600	6312	ZZ	LLB	—	LLU	
	150	35	2.1	—	102	64.5	10 400	6 550	12.6	4 800	5 700	—	—	6412	—	—	—	—	

1) Dimensión mínima permitida para el chafón r_f .

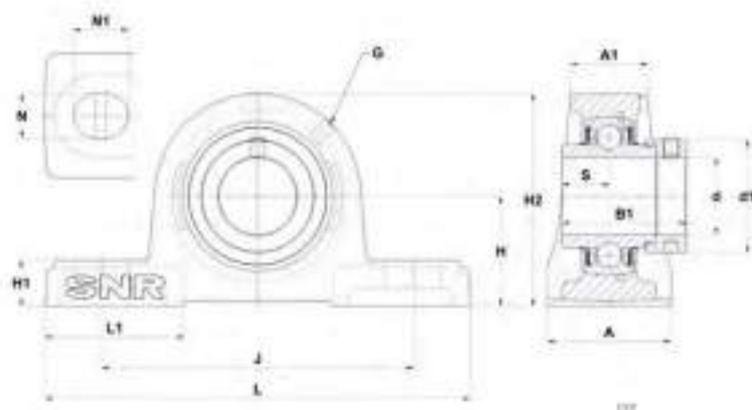
Chumaceras:

SOPORTES EN FUDICIÓN GRIS CON INSERTO EN ACERO 100CR6

SOPORTES TIPO ZÓCALO

Soportes tipo zócalo
versión clásica

P2



Principales dimensiones (mm)

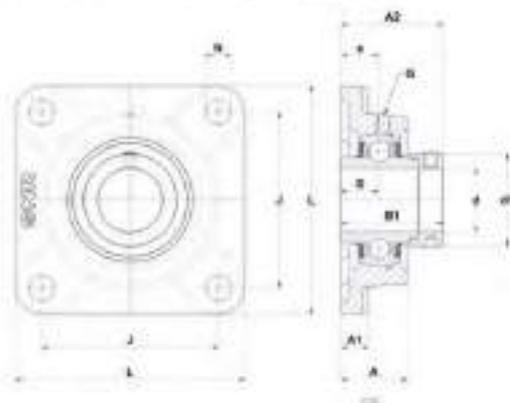
#	Unidad	L	J	H	H1	H2	A	A1	N	N1	L1	S	s1	B	B1
12	ESP201	127	95	30,2	15	62	38	22	13	19	42	6,5	-	19	28,6
	EXP201	127	95	33,3	15	65	38	22	13	19	42	17	-	34	43,5
	UCP201	127	95	33,3	15	65	38	22	13	19	42	12,7	-	31	-
	USP201	127	95	30,2	15	62	38	22	13	19	42	6	-	22	-
15	ESP202	127	95	30,2	15	62	38	22	13	19	42	6,5	-	19,1	28,6
	EXP202	127	95	33,3	15	65	38	22	13	19	42	17	-	34	43,5
	UCP202	127	95	33,3	15	65	38	22	13	19	42	12,7	-	31	-
	USP202	127	95	30,2	15	62	38	22	13	19	42	6	-	22	-
17	ESP203	127	95	30,2	15	62	38	22	13	19	42	6,5	-	19,1	28,6
	EXP203	127	95	33,3	15	65	38	22	13	19	42	17	-	34	43,5
	UCP203	127	95	33,3	15	65	38	22	13	19	42	12,7	-	31	-
	USP203	127	95	30,2	15	62	38	22	13	19	42	6	-	22	-

SOPORTES EN FUDICIÓN GRIS CON INSERTO EN ACERO 100CR6

SOPORTES APLIQUE

Soporte aplique de cuatro agujeros de fijación,
diseño cuadrado

F2



Principales dimensiones (mm)

#	Unidad	L	J	A	A1	A2	H	N	S	s1	B	B1	s1
35	ESF207	117	92	34	15	48,4	19	14	9,5	-	25,4	38,9	51,1
	EXP207	117	92	34	15	51,3	19	14	10,0	-	37,6	51,1	51,1
	UCF207	117	92	34	15	44,4	19	14	12,5	-	42,0	-	-
	UMF208H	130	102	35	15	45,5	21	16	-	24,5	29	46	58
	USF207	117	92	34	15	42,5	19	14	8,5	-	32	-	-
40	ESF208	130	102	35	15	53,7	21	16	11	-	30,2	43,7	58
	EXP208	130	102	35	15	55,9	21	16	21,4	-	42,8	58,3	58
	UCF208	130	102	35	15	51,2	21	16	19	-	49,2	-	-
	UMF209H	137	105	35	16	48	22	16	-	25	30	50	65
	USF208	130	102	35	15	46	21	16	9	-	34	-	-

ANEXO I: PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS EJES DE TRANSMISIÓN

Eje de transmisión de acero AISI1018:

EJES

ACERO DE TRANSMISIÓN

Especificaciones Generales:

Norma: AISI 1018

Descripción: Es un acero de cementación no aleado principalmente utilizado para la elaboración de piezas pequeñas, exigidas al desgaste y donde la dureza del núcleo no es muy importante.

Aplicaciones: Levas uniones, bujes, pines, pivotes, pernos grado 3.

Largo: 6 mts



COMPOSICIÓN QUÍMICA

%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 - 0,20	0 - 0,25	0 - 0,70	0 - 0,04	0 - 05

PROPIEDADES MECÁNICAS

RESISTENCIA MECÁNICA (N/mm ²)	PUNTO DE FLUENCIA (N/mm ²)	Elongación % Min.	DUREZA ROCKWELL B
410 - 520	235	20	143

DIMENSIONES

DIÁMETRO
3/8"
1/4"
5/8"
3/4"
7/8"
1"
1-1/4"
1-1/2"
1-3/4"
2"
2-1/4"
2-1/2"
2-3/4"
3"
3-1/2"
4"
4-1/2"
5"
6"

Eje de transmisión de acero AISI4340:

EJES

ACERO 705

Especificaciones Generales:

Norma: AISI 4340 (705)

Descripción: Es un acero bonificado al cromo, níquel, molibdeno, altamente resistente a la tracción, torsión y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a la fragilidad del revenido.

Aplicaciones: Partes de maquinarias sometidas a altos esfuerzos, brazo de dirección, cigueñales, árboles de leva, barras de torsión, embragues, piñones, barras de cardán, ejes de bomba, ejes para aviones, muñones, pernos de alto grado de tensión, rodillos de transportadora, etc.

Largo: 6 metros

DIMENSIONES

DIÁMETRO
12 mm
19 mm
25 mm
32 mm
38 mm
45 mm
50 mm
60 mm
70 mm
90 mm



COMPOSICIÓN QUÍMICA

%C	%Si	%Mn	%P	%S
0,34	0,1-0,35	0,60-0,80	0,04-0,30	0,002-0,03

PROPIEDADES MECÁNICAS

DIÁMETRO (mm)	RESISTENCIA MECÁNICA (N/mm ²)	PUNTO DE FLUENCIA (N/mm ²)	Elongación % Mln.	DUREZA ROCKWELL B.
16 o MENOS	1200 - 1400	1000	9	240 - 380
16 - 40	1100 - 1300	900	10	240 - 380
41 - 100	1000 - 1200	800	11	240 - 380

www.dipacmanta.com

ANEXO J: PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS PERFILES ESTRUCTURALES DE ACERO ASTM A36

Calidad Estructural												
Norma	Composición Química							Propiedades Mecánicas				
	% C	%Mn	%P	%S	%Ni	%Cu	OTROS	Fluencia (Mpa)	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°	Norma Equivalente
ASTM A-568M Grado A	0,19 max	0,8 1,25	0,04 max	0,05 max	0,3 0,6	0,25 0,40	Ni: 0,15-0,35 Cr: 0,40-0,65 V: 0,02-0,30	345 min	485 máx	18 máx		
ASTM A-263 Grado C	0,12 0,18	0,3 0,6	0,025 max	0,03 max	0,04 máx	0,2 máx		205 min	380 516 max	25 min	D=1,5e	SAE 1015
JIS G-3101 S541 M	0,17 0,22	0,3 0,6	0,025 max	0,025 max	0,04 máx	0,25 máx		250 min	400 min 550 max	21 máx		SAE 1020 ASTM A-36 ASTM A-570 GRADO 35
A36	0,25 0,29	0,60 1,2	0,04 máx	0,05 máx	0,4 máx	0,25 máx		250 min	400 min 550 max	20 máx		
A670-GR50	0,25	1,36 max	0,008 max	0,04 máx				340 min	450 min 550 max	17 máx	1-10e	

Ángulos importados:

PERFILES

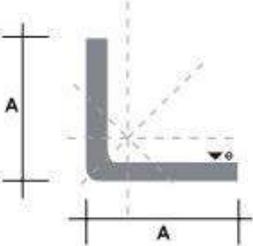
PERFILES ESTRUCTURALES

ÁNGULOS IMPORTADOS

Especificaciones Generales:

Calidad:	ASTM A36 SAE J 1403 1008
Largo Normal:	6,00m
Espesores:	Desde 2mm a 12 mm
Acabado:	Aceró Negro





Denominación	Dimensiones		Peso		Área
	mm		kg/m	kg/bm	cm ²
	A	e			
AL 20X2	20	2	0,60	3,62	0,76
AL 20X3	20	3	0,87	5,27	1,11
AL 25X2	25	2	0,75	4,58	0,96
AL 25X3	25	3	1,11	6,68	1,41
AL 25X4	25	4	1,45	8,75	1,84
AL 30X3	30	3	1,36	8,13	1,71
AL 30X4	30	4	1,77	10,63	2,24
AL 40X3	40	3	1,81	11,00	2,31
AL 40X4	40	4	2,39	14,34	3,04
AL 40X6	40	6	3,49	21,34	4,44
AL 50X3	50	3	2,29	13,85	2,91
AL 50X4	50	4	3,02	18,33	3,84
AL 50X6	50	6	4,43	26,58	5,64
AL 60X6	60	6	5,37	32,54	6,84
AL 80X8	80	8	7,09	42,54	9,03
AL 85X6	85	6	5,84	35,25	7,44
AL 70X6	70	6	6,32	38,28	8,05
AL 75X6	75	6	6,78	40,85	8,64
AL 75X8	75	8	8,92	54,18	11,36
AL 80X8	80	8	9,14	56,95	11,60
AL 100X8	100	8	9,14	56,95	11,64
AL 100X8	100	8	12,06	74,05	15,36
AL 100X10	100	10	15,04	90,21	19,15
AL 100X12	100	12	18,28	109,54	22,56

También en galvanizado e inoxidable

Platinas:

**PERFILES LAMINADOS
PLATINAS**



Especificaciones Generales:

Norma:	NTE INEN 115
Calidad:	ASTM A36 - SAE J 403 1008
Largo Normal:	6.00m y medidas especiales
Espesores:	3mm a 20mm
Acabado:	Acero negro y galvanizado

PERFILES



Denominación	Dimensiones		Peso		Área
	mm		kg/m	kg/6m	cm ²
	A	e			
PLT 12X3	12	3	0.28	1.70	0.36
PLT 12X4	12	4	0.38	2.45	0.48
PLT 12X6	12	6	0.57	3.40	0.72
PLT 19X3	19	3	0.45	2.68	0.57
PLT 19X4	19	4	0.60	3.58	0.76
PLT 19X6	19	6	0.89	5.37	1.15
PLT 25X3	25	3	0.59	3.53	0.75
PLT 25X4	25	4	0.79	4.71	1.00
PLT 25X6	25	6	1.18	7.07	1.50
PLT 25X12	30	3	0.71	4.24	0.90
PLT 30X4	30	4	0.94	5.65	1.20
PLT 30X6	30	6	1.41	8.47	1.80
PLT 30X9	30	9	2.12	12.71	2.70
PLT 30X12	30	12	2.83	16.95	3.60
PLT 38X3	38	3	0.89	5.37	1.15
PLT 38X4	38	4	1.19	7.16	1.52
PLT 38X6	38	6	1.79	11.40	2.28
PLT 38X9	38	9	2.69	16.11	3.42
PLT 38X12	38	12	3.58	21.48	4.58
PLT 50X3	50	3	1.18	7.08	1.50
PLT 50X4	50	4	1.58	9.42	2.00
PLT 50X6	50	6	2.26	14.16	3.00
PLT 50X9	50	9	3.53	21.20	4.50
PLT 50X12	50	12	4.71	28.26	6.00
PLT 65X6	65	6	3.06	18.37	3.90
PLT 65X9	65	9	4.59	27.55	5.85
PLT 65X12	65	12	6.12	36.73	7.80
PLT 75X6	75	6	3.53	21.20	4.50
PLT 75X9	75	9	5.30	31.80	6.75
PLT 75X8	75	8	7.07	28.26	9.00
PLT 75X12	75	12	7.07	42.39	9.00
PLT 100X6	100	6	4.71	28.26	6.00
PLT 100X8	100	8	7.07	37.68	9.00
PLT 100X9	100	9	7.07	43.00	9.00
PLT 100X12	100	12	9.42	58.00	12.00
PLT 120X12	120	12	67.82	67.82	14.40
PLT 150X15	150	15	105.88	105.88	22.50
PLT 150X20	150	20	145.44	145.00	30.00

*Otras calidades, largos y acabados: previa consulta

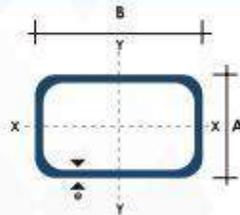
Tubo rectangular:

TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR



Especificaciones Generales:

Norma	NTE INEN 2415
Calidad:	SAE J 403 1008
Acabado:	Acero negro o galvanizado
Largo normal:	6.00 m y medidas especiales
Dimensiones:	Desde 20mm x 40mm a 50mm x 150mm
Espesores:	Desde 1.20mm a 3.00mm



Dimensiones			Peso Kg/m	Area		Ejes Y-Y			Ejes X-X		
A mm	B mm	Espesor (e) mm		Area cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm	I cm ⁴	W cm ³	I cm ³	
20	40	1.2	1.09	1.32	2.61	1.30	1.12	0.88	0.88	0.83	
20	40	1.5	1.35	1.65	3.26	1.63	1.40	1.09	1.09	0.81	
20	40	2.0	1.78	2.14	4.04	2.02	1.37	1.33	1.33	0.79	
25	50	1.5	1.71	2.10	6.39	2.56	1.74	2.19	1.75	1.02	
25	50	2.0	2.25	2.74	8.37	3.35	1.75	2.80	2.24	1.01	
25	50	3.0	3.30	4.14	12.56	5.02	1.74	3.99	3.19	0.99	
30	50	1.5	1.88	2.25	7.27	2.91	1.80	3.32	2.21	1.21	
30	50	2.0	2.41	2.94	9.52	3.91	1.80	4.28	2.85	1.21	
30	50	3.0	3.30	4.21	12.78	5.11	1.74	5.66	3.77	1.16	
30	70	2.0	3.03	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25	
30	70	3.0	4.48	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20	
40	60	1.5	2.29	2.91	14.90	4.97	2.26	7.94	3.97	1.65	
40	60	2.0	3.03	3.74	18.08	6.13	2.22	9.81	4.90	1.62	
40	60	3.0	4.48	5.41	25.31	8.44	2.16	13.37	6.69	1.57	
30	70	1.5	2.34	2.91	18.08	5.17	2.49	4.76	3.17	1.28	
30	70	2.0	2.93	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25	
30	70	3.0	4.25	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20	
40	80	1.5	2.76	3.74	31.75	7.94	2.91	10.77	5.39	1.70	
40	80	2.0	3.66	4.54	37.32	9.33	2.87	12.70	6.35	1.67	
40	80	3.0	5.42	6.61	52.16	13.04	2.81	17.49	8.75	1.63	
50	100	2.0	4.52	5.74	74.94	14.99	3.61	25.65	10.26	2.11	
50	100	3.0	6.71	8.41	106.34	21.27	3.56	35.97	14.39	2.07	
50	150	2.0	6.17	7.74	207.45	27.66	5.18	37.17	14.87	2.19	
50	150	3.0	9.17	11.41	298.35	39.78	5.11	52.54	21.02	2.15	

Tubo cuadrado:

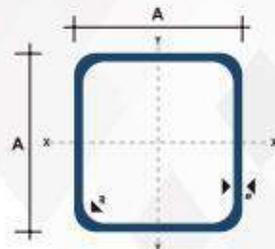
TUBO MECÁNICO CUADRADO



Especificaciones Generales:

Norma:	NTE INEN 2415
Calidad:	JS 3141 SPCC SD
Acabado:	Acero negro o galvanizado
Largos:	6.00m y medidas especiales
Dimensiones:	Desde 12mm a 50mm
Espesores:	Desde 0.80mm a 1.50mm

NOMENCLATURA	
Área =	Área de la sección transversal del tubo, cm ²
I =	Momento de inercia de la sección, cm ⁴
W =	Módulo resistente de la sección, cm ³
r =	Radio de giro de la sección cm



Dimensiones			Área	Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm ³
12	0.8	0.30	0.37	0.09	0.14	0.48
12	1.0	0.37	0.50	0.11	0.18	0.47
15	0.8	0.36	0.45	0.15	0.20	0.58
15	1.0	0.45	0.61	0.20	0.26	0.57
20	0.8	0.49	0.61	0.38	0.38	0.79
20	1.0	0.60	0.83	0.50	0.50	0.77
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74
25	0.8	0.61	0.77	0.61	0.61	0.99
25	1.0	0.76	1.05	0.80	0.80	0.98
25	1.2	0.90	1.14	0.87	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	0.97	0.97	0.95
30	0.8	0.74	0.93	0.89	0.89	1.19
30	1.0	0.92	1.27	1.18	1.18	1.18
30	1.2	1.09	1.38	1.28	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	1.47	1.47	1.15
40	0.8	0.99	1.25	1.61	1.61	1.60
40	1.0	1.23	1.71	2.16	2.16	1.59
40	1.2	1.47	1.86	2.34	2.34	1.58
40	1.5	1.82	2.25	2.74	2.74	1.56
50	1.2	1.84	2.34	3.72	3.72	1.89
50	1.5	2.29	2.85	4.42	4.42	1.97

www.dipacmanta.com

ANEXO K: COMBINACIONES DE CARGA SEGÚN LA NORMA NEC-SE-CG

3.4. Combinaciones de cargas

3.4.1. Símbolos y notación

Conforme a lo expuesto en la sección 1.3, se utilizan los siguientes símbolos en la expresión de las combinaciones de cargas que deberán tomarse en cuenta:

D	Carga permanente
E	Carga de sismo
L	Sobrecarga (carga viva)
L _v	Sobrecarga cubierta (carga viva)
S	Carga de granizo
W	Carga de viento

3.4.3. Combinación para el diseño por última resistencia

a. Combinaciones básicas

Cuando sea apropiado, se deberá investigar cada estado límite de resistencia. Los efectos más desfavorables, tanto de viento como de sismo, no necesitan ser considerados simultáneamente.

Las estructuras, componentes y cimentaciones, deberán ser diseñadas de tal manera que la resistencia de diseño iguale o exceda los efectos de las cargas incrementadas, de acuerdo a las siguientes combinaciones:

Combinación 1

$$1.4 D$$

Combinación 2

$$1.2 D + 1.6 L + 0.5 \max[L_v ; S ; R]$$

Combinación 3*

$$1.2 D + 1.6 \max[L_v ; S ; R] + \max[L ; 0.5W]$$

Combinación 4*

$$1.2 D + 1.0 W + L + 0.5 \max[L_v ; S ; R]$$

Combinación 5*

$$1.2 D + 1.0 E + L + 0.2 S$$

Combinación 6

$$0.9 D + 1.0 W$$

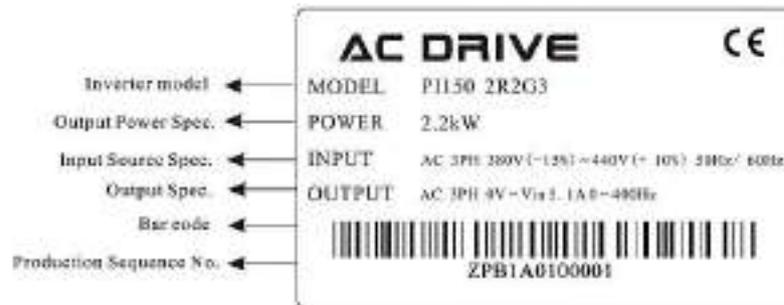
Combinación 7

$$0.9 D + 1.0 E$$

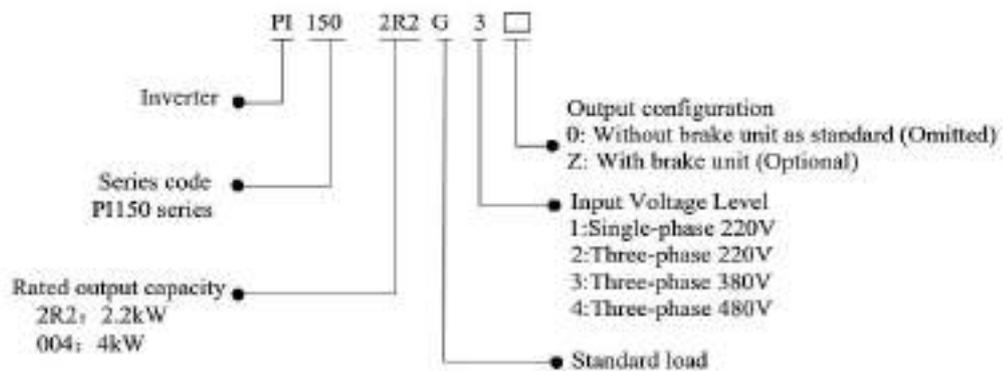
*Para las combinaciones 3, 4 y 5: L=0.5 kN/m² si L0<=4.8 kN/m² (excepto para estacionamientos y espacios de reuniones públicas)

ANEXO L: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL VARIADOR DE FRECUENCIA RELKOM PI150 2R2G1

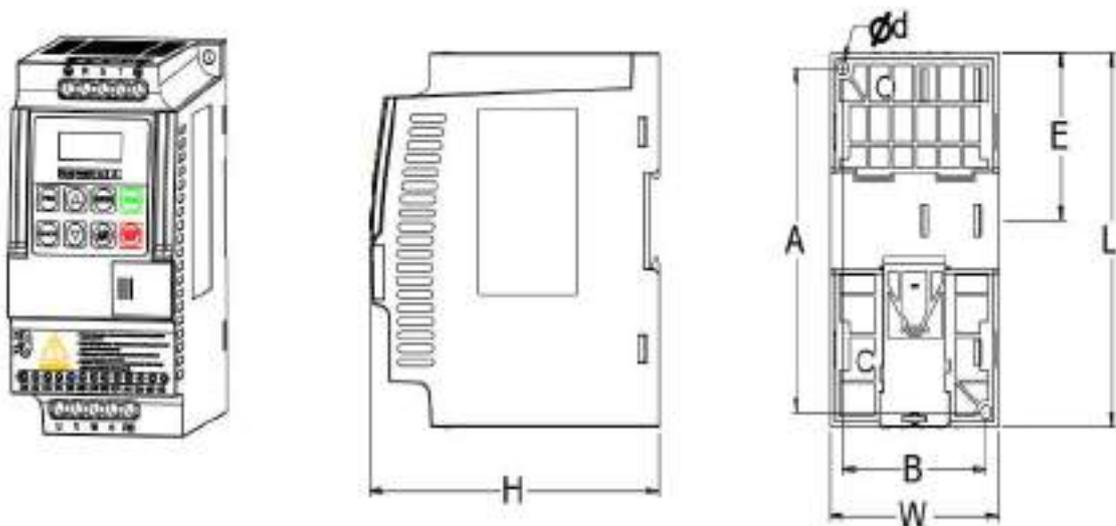
Placa de identificación:



Model designation:



Dimensiones:



0.75~5.5kW G3 support rail mounting

1) Outline dimension drawing and installation dimension of single phase 220 V AC

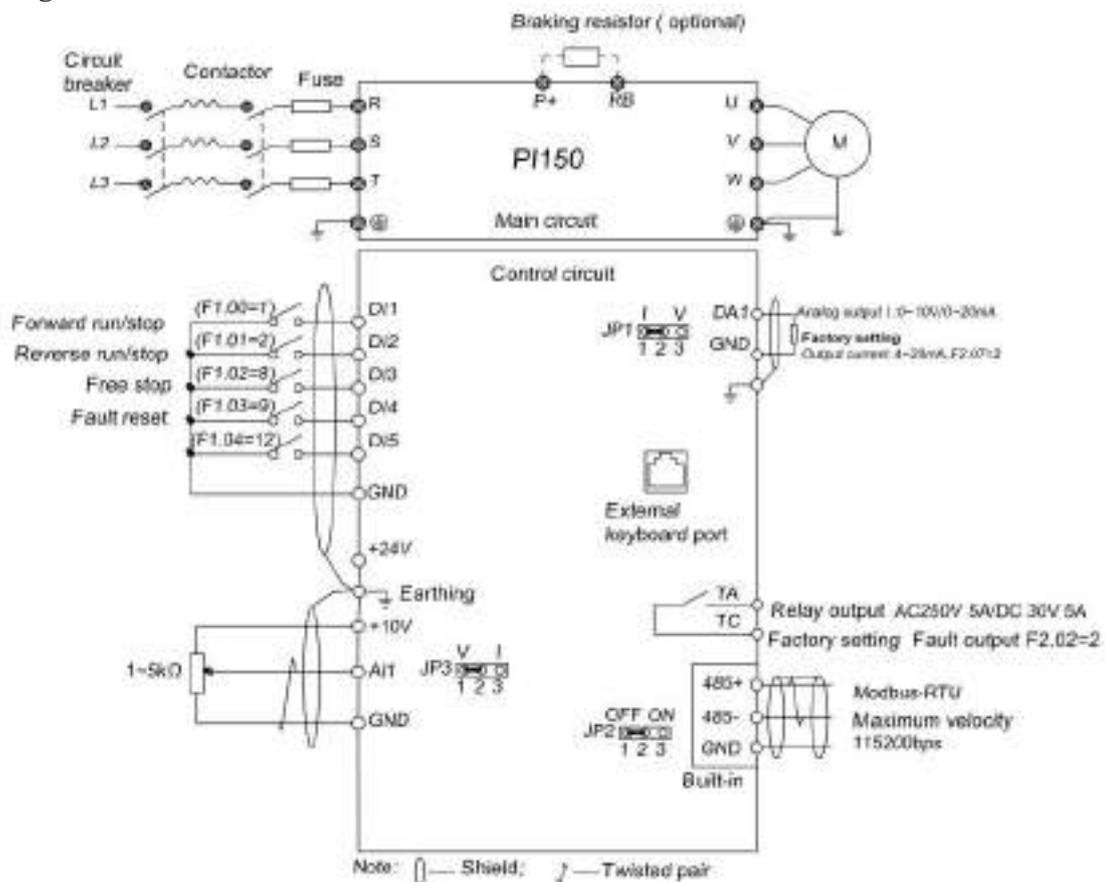
Model	Output power (kW)	Dimension (mm)			Installation (mm)			Guide rail installation position (mm)	Weight (kg)
		L	W	H	A	B	d		
PI150 0R4G1(Z)	0.4	138	72	123.5	127	61	5	62	1.1
PI150 0R7G1(Z)	0.75								
PI150 1R5G1(Z)	1.5								
PI150 2R2G1(Z)	2.2	185	72	134	175	45	5	82	1.3

Introducción a la operación del teclado:



Luz Indicadora		Nombre
estado Luz	RUN	Luz indicadora de funcionamiento * ON: El variador está funcionando. * OFF: El variador se detiene
	FWD / REV	Luz de marcha adelante / atrás * ON: En estado de avance * OFF: En estado de Inversión
	Hz	Indicador de frecuencia
	A	Indicador de corriente

Diagrama de cableado:



ANEXO M: REGISTRO FOTOGRÁFICO DE LA CONSTRUCCIÓN DE LA ENFARDADORA DE ALFALFA SECA















ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

CERTIFICADO DE CUMPLIMIENTO DE LA GUÍA PARA NORMALIZACIÓN DE TRABAJOS DE FIN DE GRADO

Fecha de entrega: 27/06/2024

INFORMACIÓN DE AUTORES
Nombres – Apellidos: Paul Alexander Mora Viteri Segundo Widinson Mullo Remache
INFORMACIÓN INSTITUCIONAL
Facultad: Mecánica
Carrera: Mecánica
Título a optar: Ingeniero Mecánico
  Firma del Director del Trabajo de Titulación  Firma del Asesor del Trabajo de Titulación