



**FACULTA DE INGENIERÍA, ARQUITECTURA Y
URBANISMO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

TESIS

**DISEÑO DE UNA MAQUINA LIMPIADORA Y
SELECCIONADORA DE GRANO DE MAIZ (ZEA
MAYS) PARA OPTIMIZAR LA PRODUCCIÓN DE
25qq/h EN EL DISTRITO DE MÓRROPE**

**PARA OPTAR TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO ELECTRICISTA**

Autor:

Bach. Muro Facho, César Robinson.

<https://orcid.org/0000-0002-5647-7321>

Asesor:

Mg. Vives Garnique, Juan Carlos

<https://orcid.org/0000-0003-0988-9881>

Línea de Investigación.

Infraestructura, Tecnología y Medio Ambiente

Pimentel – Perú

2020

DISEÑO DE UNA MAQUINA LIMPIADORA Y SELECCIONADORA DE
GRANO DE MAIZ (ZEA MAYS) PARA OPTIMIZAR LA PRODUCCIÓN DE 25qq/h
EN EL DISTRITO DE MÓRROPE

Aprobación del Jurado

Mg. Silvia Yvone Gastiaburú Morales
Presidente del jurado de tesis

Mg. Carlos Alexis Alvarado Silva
Secretario del jurado de tesis

Mg. Juan Carlos Vives Garnique
Vocal del jurado de tesis

DEDICATORIA

Principalmente a Dios todo poderoso por permitirme llegar a esta instancia de mi formación profesional. A mi madre por apoyarme incondicionalmente en mi formación profesional, a pesar de los obstáculos siempre estuvo allí apoyándome, A toda mi familia por el apoyo emocional incondicional que siempre me brindaron.

César Robinson Muro Facho.

AGRADECIMIENTO

Estoy agradecido con Dios todo poderoso por brindarme la salud y darme la vida para seguir creciendo en mi formación profesional, también a toda mi familia por su apoyo incondicional.

Al Mg. Juan Carlos Vives Garnique, asesor de esta tesis, por el apoyo incondicional que tuvo hacia mi persona, también al Mg. Carlos Alexis Alvarado Silva por su desinteresado apoyo.

RESUMEN.

El presente trabajo de investigación se ejecutó el diseño mecánico de una máquina limpiadora y clasificadora de granos de maíz, para dar por termino a la dificultad que se reside en el distrito de Mórrope, al no poseer con un método vigoroso para enjuiciar este cereal, se procedió a diseñar la máquina para optimara la producción del producto.

Mediante métodos analíticos y deductivos se pudo juzgar la dificultad y dar por terminado utilizando cogniciones obtenidos en el desarrollo en la formación como estudiante y las opiniones de docentes experimentados, se adquirió los parámetros del diseño; a través del manejo de pesquisas y pautas de reconocimiento se decretó la suficiencia nominal de la maquina en 25qq/día, para amortizar las deficiencias de los agricultores del distrito de Mórrope.

Se jurídico con ultimar el objetivo de calificar y diseñar una máquina limpiadora y seleccionadora de granos de maíz, y legalizar los resultados a través de empleo del software CAE, de apetecer el empleo del equipo para enjuiciar mayor cantidad. Se sugiere recalcular el procedimiento de limpieza y selección consecuente con las nuevas de carencias.

Palabras clave: Granos de maíz, Diseño, Software CAE.

ABSTRACT

The present research work was carried out the mechanical design of a cleaning and sorting machine for corn grains, to end the difficulty that resides in the district of Mórrope, not having a vigorous method to judge this cereal, it was He proceeded to design the machine to optimize the production of the product.

Through analytical and deductive methods, the difficulty could be judged and terminated using cognitions obtained in the development of student training and the opinions of experienced teachers, the design parameters were acquired; Through the management of investigations and recognition guidelines, the nominal sufficiency of the machine was decreed at 25qq / day, to amortize the deficiencies of the farmers of the Morrope district.

Be legal with finalizing the objective of qualifying and designing a cleaning and sorting machine for corn grains, and legalizing the results through the use of the CAE software, of wanting the use of the equipment to prosecute a greater quantity. It is suggested to recalculate the cleaning and selection procedure consistent with the new deficiencies.

Keywords: Corn kernels, Design, CAE software.

INDICE GENERAL

I.	INTRODUCCIÓN	1
1.1.	Realidad Problemática.....	1
1.2.	Antecedentes.....	2
1.2.1.	A nivel internacional	2
1.2.2.	A nivel nacional.	4
1.2.3.	A nivel Local.....	6
1.3.	Teorías relacionadas al tema.....	7
1.3.1.	Tipos de variedades de maíz.	7
1.3.2.	Métodos utilizados para la clasificación del maíz.....	8
	Requerimientos de la máquina:.....	8
1.3.3.	Diseño de máquinas limpiadoras y seleccionadoras de granos.....	12
1.4.	Formulación del Problema.....	13
1.5.	Justificación e importancia del estudio.....	13
1.5.1.	Técnica.	14
1.5.2.	Social.....	14
1.5.3.	Económica.....	14
1.5.4.	Ambiental.....	14
1.6.	Hipótesis:	14
1.7.	Objetivos.....	14
1.7.1.	Objetivo General	14
1.7.2.	Objetivos Específicos.....	14
I.	MÉTODO.	15
2.1.	Tipo y Diseño de Investigación	15
2.2.	Población y Muestra	15

2.2.1	Población.....	15
2.2.2	Muestra.	15
2.3.	Variables, Operacionalización.....	15
2.3.1	Variables.	15
2.2.3.	Operacionalización de variables	16
2.3.2	Muestra	17
2.4.	Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad	17
2.4.1.	Técnicas de recolección de datos.	17
2.4.2.	Validez y confiabilidad.	17
2.5.	Procedimiento de análisis de datos.....	18
2.6.	Criterios éticos.....	18
2.7.	Criterios de rigor científico.....	18
II.	RESULTADOS.....	19
3.1.	Caracterizar el proceso de limpieza y selección del maíz.	19
3.1.1.	Limpieza por corriente de aire.	19
3.1.2.	Limpieza con zaranda manual.....	19
3.1.3.	Limpieza con ventilador.....	20
3.2.	Determinar las propiedades físicas y mecánicas del grano de maíz	23
3.2.1.	Determinar la densidad de cada impureza.	23
3.3.	Selección del mejor concepto de diseño:.....	30
3.3.1.1.	Análisis de Máquinas seleccionadoras.....	30
3.3.2.	Lista de Exigencias:	32
3.3.3.	Configuración de la Matriz morfológica:	32
3.3.4.	Descripción de propuestas de concepto de solución:	34
3.3.5.	Tabla de ponderación	35
3.4.	Componentes: Diseño y Selección.	37
3.4.1.	Cálculos de la bandeja de alimentación.	37

3.4.2. Diseño y dimensionamiento del mecanismo de desplazamiento del grano para selección.	43
3.4.3. Evaluación de la vibración de la máquina.....	51
3.4.4. Análisis estático del sistema Biela manivela	52
3.4.5. Diseño del eje excéntrico	56
3.4.6. Rodamientos: selección según estandarización.	67
3.4.7. Cálculo del pasador del sistema de la bandeja.	71
3.4.8. Cálculo de soporte estructural.....	75
3.4.9. Dimensionamiento del sistema de limpieza.....	83
3.4.10. Diseño del ventilador.	83
2.6.1. Diseño de los alabes del ventilador.....	102
3.4.11. Diseño de la voluta o carcaza.....	105
3.4.12. Cálculo del Angulo de inicio del difusor.	107
3.4.13. Cálculo de presiones.	108
3.4.14. Selección de material.	110
3.4.15. Sistema mecánico del ventilador.....	113
3.4.16. Selección del motor.....	126
3.4.17. Selección de bandas	127
3.4.18. Selección del tipo de soldadura.....	132
3.4.19. Dimensionamiento del sistema de transmisión.	133
3.4.20. Diseño de poleas.	134
3.4.21. Selección de bandas de transmisión.	136
3.4.22. Sistema eléctrico.	140
3.4.23. Fuente: (SRL, 2016)Costo y presupuesto.	143
3.4.24. Evaluación económica.	147
DISCUSIÓN.	151
IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES:.....	152

4.1. Conclusiones:.....	152
4.2. Recomendaciones:	152
REFERENCIAS.....	154
ANEXOS.	159

INDICE DE TABLAS.

Tabla 1. Operacionalización de variables independientes.	16
Tabla 2. Operacionalización de variables dependientes.	16
Tabla 3. Técnicas de recolección de datos.	17
Tabla 4. Resultados de la entrevista.	23
Tabla 5. Análisis de tecnologías para la selección y limpieza de granos.	30
Tabla 6. Análisis de tecnologías para la selección y limpieza de granos.	32
Tabla 7 Matriz Morfológica.	33
Tabla 8. Líneas de concepto de solución.....	34
Tabla 9. Matriz de ponderación.....	36
Tabla 10. Propiedades de los materiales	40
Tabla 11. Análisis estático	42
Tabla 12 Resultados del análisis estático con software FEA	47
Tabla 13 Datos de análisis del alimentador vibratorio	49
Tabla 14. Concentrador de Esfuerzos.....	63
Tabla 15. Valores de factor y exponente	63
Tabla 16. Análisis estático usando software MEF	64
Tabla 17. Rodamiento FAG	71
Tabla 18. Resultados del análisis estático del pasador.	74
Tabla 19: Cargas que soporta la estructura base.	78
Tabla 20: Tabla de resultados de análisis de estructura.	80
Tabla 21: Parámetros iniciales del ventilador.	83
Tabla 22. Cifra de presión.	89
Tabla 23: Relación radio ángulo para diseñar alabe.	104
Tabla 24: Propiedades del acero ASTM A36.	110
Tabla 25: Relación radio ángulo para diseñar alabe.	113
Tabla 26. Factor de corrección por ángulos para poleas	136
Tabla 27. Servicios para poleas a encontrar.	137
Tabla 28. Potencias permitidas según tipo de bandas.	139
Tabla 29. Corrección de longitud según tipo de banda	139
Tabla 30. Circunferencias normalizadas.	140
Tabla 31. Lista de materiales.....	143

Tabla 32. Presupuesto.....	144
Tabla 33. Producción.....	147
Tabla 34. Flujo de caja	148

INDICE DE ECUACIONES.

<i>Ecuación 1.</i> Cálculo de peso que se ejerce sobre la bandeja	38
<i>Ecuación 2.</i> Cálculo de fuerza que ejerce la mas en función de X	38
<i>Ecuación 3.</i> Calculo para la aceleración que ejerce la masa	38
<i>Ecuación 4.</i> Calculo para la distancia final que recorre la masa.....	39
<i>Ecuación 5.</i> Calculo para determinar el tiempo de recorrido de la masa	39
<i>Ecuación 6.</i> Cálculo de la velocidad final que obtiene la masa.	39
<i>Ecuación 7.</i> Cálculo de las cargas distribuidas sobre la bandeja.	40
<i>Ecuación 8.</i> Calculo para el desplazamiento máximo que se genera en a bandeja....	40
<i>Ecuación 9.</i> Calculo para el momento polar de inercia para un rectángulo.....	41
<i>Ecuación 10.</i> Calculo para el esfuerzo por compresión	41
<i>Ecuación 11.</i> Desplazamiento de la bandeja seleccionadora.	44
<i>Ecuación 12. Velocidad de la bandeja seleccionadora.</i>	44
<i>Ecuación 13. Aceleración de la bandeja seleccionadora</i>	44
<i>Ecuación 14.</i> Aceleración de la bandeja seleccionadora – desplazamiento positivo.	45
<i>Ecuación 15 :</i> Aceleración de la bandeja seleccionadora – desplazamiento negativo.	45
<i>Ecuación 16 : Peso del alimentador</i>	47
<i>Ecuación 17</i> Amplitud	51
<i>Ecuación 18</i> Componente H	53
<i>Ecuación 19:</i> Valor de $\cos \phi$	53
<i>Ecuación 20:</i> Componente F_{2x}	53
<i>Ecuación 21:</i> Valor de F_{2x}	54
<i>Ecuación 22:</i> Fuerza necesaria para vencer la masa de los productos	54
<i>Ecuación 23:</i> Fuerza Inercial	54
<i>Ecuación 24:</i> Torque.....	54
<i>Ecuación 25:</i> Potencia del alimentador.....	55
<i>Ecuación 26:</i> Ecuaciones de Equilibrio	58
<i>Ecuación 27:</i> Ecuación de equilibrio de Momentos.	59
<i>Ecuación 28:</i> Ecuación de equilibrio Fuerzas.....	59
<i>Ecuación 29:</i> Momentos flexionantes.....	59
<i>Ecuación 30:</i> Momento resultante máximo	61

Ecuación 31: Diámetro según criterio ED - Goodman	62
Ecuación 32: factor Ka	63
Ecuación 33: Límite de resistencia a la fatiga real	64
Ecuación 34: Carga resultante en rodamientos.....	67
Ecuación 35: Fr: Carga dinámica.....	69
Ecuación 36: Capacidad de carga dinámica requerida.	70
Ecuación 37: Capacidad de carga estática requerida	70
Ecuación 38: Carga estática equivalente	70
Ecuación 39: Carga estática equivalente	72
Ecuación 40: Carga estática equivalente	72
Ecuación 41: Carga estática equivalente	73
Ecuación 42: Densidad del aire	84
Ecuación 43: Potencia al eje	84
Ecuación 44: Caudal en la ventana de salida.....	85
Ecuación 45: Área en la ventana de salida	85
Ecuación 46: Velocidad en la ventana de entrada	86
Ecuación 47: Área de la ventana de entrada.....	87
Ecuación 48: Caudal en la ventana de entrada	87
Ecuación 49: Número específico de revoluciones.....	89
Ecuación 50: Velocidad de salida del rotor	90
Ecuación 51: Diámetro Exterior del rotor	90
Ecuación 52: Ángulo de los alabes	91
Ecuación 53: Relación de diámetros.....	92
Ecuación 54: Coeficiente de caudal.....	92
Ecuación 55: Número de alabes	93
Ecuación 56: Espesor periférico de la salida	94
Ecuación 57: Espesor periférico de la entrada.....	94
Ecuación 58: Paso de la entrada.	95
Ecuación 59: Paso de la salida.	95
Ecuación 60: Velocidad tangencial a la entrada.	96
Ecuación 61: Velocidad tangencial a la salida.	96
Ecuación 62: Relación de velocidad meridiana.....	97
Ecuación 63: Velocidad meridiana de la entrada.	97

Ecuación 64: Velocidad Relativa de la entrada.	97
Ecuación 65: Velocidad relativa de la salida.	98
Ecuación 66: Angulo α_2	99
Ecuación 67: ancho del alabe.	99
Ecuación 68: Ancho del alabe en la entrada.	99
Ecuación 69: Ancho del alabe en la salida	100
Ecuación 70: Transferencia de energía.	100
Ecuación 71: Coeficiente de resbalamiento.....	100
Ecuación 72: Altura que genera el rotor	101
Ecuación 73: Eficiencia Hidráulica	101
Ecuación 74: Altura útil del ventilador.....	102
Ecuación 75: Salto energético.	102
Ecuación 76: Angulo para trazado de alabes.	104
Ecuación 77: Angulo α	104
Ecuación 78: Radio de la carcasa.....	105
Ecuación 79: Radio máximo.....	106
Ecuación 80: Radio de inicio del difusor.....	107
Ecuación 81: Distancia “A” de la carcasa.	107
Ecuación 82: Presión teórica.	108
Ecuación 83: Presión total del ventilador.	109
Ecuación 84: Perdidas de presión.	109
Ecuación 85: Presión estática.	109
Ecuación 86: Grado de reacción.	109
Ecuación 87: Presión dinámica.....	109
Ecuación 88: Potencia del ventilador.	109
Ecuación 89: Ángulo de contacto de la faja	117
Ecuación 90: Ángulo beta.....	117
Ecuación 91: Torque en el eje del ventilador.	117
Ecuación 92: Fuerza tangencial neta	117
Ecuación 93: Fuerza en la polea.	118
Ecuación 94: Ecuación de equilibrio de Momentos.	118
Ecuación 95: Ecuación de equilibrio Fuerzas.....	119
Ecuación 96: Momentos flexionantes.....	119

<i>Ecuación 97:</i> Momento resultante máximo	121
<i>Ecuación 98:</i> Diámetro según Criterio de fluencia de Tresca	122
<i>Ecuación 99:</i> Potencia máxima.....	126
<i>Ecuación 100:</i> Potencia total.	126
<i>Ecuación 101:</i> Potencia del motor.	126
<i>Ecuación 102:</i> Potencia Corregida.....	127
<i>Ecuación 103:</i> relación de transmisión.	128
<i>Ecuación 104:</i> Longitud de la banda primitiva.....	129
<i>Ecuación 105.</i> Hallando la potencia total	133
<i>Ecuación 106.</i> Cálculo de polea del motor.	135
<i>Ecuación 107.</i> Hallando el factor de banda	136
<i>Ecuación 108.</i> Cálculo de longitud de paso para banda tipo V.	137
<i>Ecuación 109. Calculando la banda permitida</i>	138
<i>Ecuación 110.</i> Velocidad periférica de la banda.....	138
<i>Ecuación 111.</i> Longitud normalizada para la banda.	139
<i>Ecuación 112.</i> hallar la intensidad del motor.....	140
<i>Ecuación 113.</i> Intervalo para la protección del motor	141
<i>Ecuación 114.</i> Ingreso por cosecha.....	147

INDICE DE FIGURAS.

Figura 1. Método manual.....	8
Figura 2. Tamiz vibratorio.....	9
Figura 3. Tamiz giratorio.....	10
Figura 4. Separación por ventilación.....	11
Figura 5. Descripción de maquina limpiadora y seleccionadora de grano.....	12
Figura 6. Principio de funcionamiento de maquina limpiadora y seleccionadora de grano.....	12
Figura 7. Limpieza por corriente de aire.....	19
Figura 8. Limpieza por zarandas.....	19
Figura 9. Limpieza con ventilador comercial.....	20
Figura 10. Entrevista realizada a agricultores.....	21
Figura 11. Entrevista realizada a agricultores.....	22
Figura 12 Recipiente de ensayo.....	24
Figura 13 Balanza de ensayo.....	24
Figura 14 Impurezas a calcular su densidad.....	25
Figura 15 Impureza (ramillas).....	25
Figura 16 Masa del recipiente de ensayo.....	26
Figura 17. Masa del recipiente con la impureza (ramillas).....	27
Figura 18. Masa del recipiente de ensayo con la impureza (palillos).....	28
Figura 19. Masa del recipiente con la impureza (Poñita).....	29
Figura 20. Masa del recipiente con la impureza (coronta).....	29
Figura 21. Seleccionadora de haba por vibración y gravedad.....	30
Figura 22. Fajas transportadoras.....	30
Figura 23. Clasificadora de haba seca.....	31
Figura 24. Limpiadora de granos.....	31
Figura 25. Limpiador neumático.....	31
Figura 26. Separador neumático.....	31
Figura 27. Separador de granos.....	32
Figura 28. Diseño mano alza de la maquina seleccionada por la matriz morfológica.....	36
Figura 29. Bandeja de alimentación del grano de maíz.....	37

Figura 30. Asignación de cargas externas	42
Figura 31. Mecanismo del alimentador vibratorio	43
Figura 32. Vista lateral del alimentador vibratorio.....	43
Figura 33. Sistema de movimiento elíptico.	44
Figura 34. Cinemática de sistemas de desplazamiento.....	46
Figura 35. Dimensiones de la bandeja de desplazamiento y criba seleccionadora ...	46
Figura 36 Dimensiones de la bandeja de desplazamiento y criba seleccionadora	46
Figura 37 Vista superior de la chapa perforada redonda	47
Figura 38 Análisis de tensiones en la bandeja	48
Figura 39 Desplazamiento en la bandeja de entrada	48
Figura 40 Análisis estático - Factor de seguridad.....	49
Figura 41 Esquema del alimentador vibratorio	49
Figura 42. Grafica aav	50
Figura 43 Grafica de Rathbone	52
Figura 44 DCL del mecanismo Biela - manivela	52
Figura 45 fuerza que el alimentador vibratorio será la componente horizontal F_{2x} .	53
Figura 46 DCL.....	54
Figura 47. Grafica Torque - ángulo	55
Figura 48. Eje excéntrico.	56
Figura 49. Eje y sus componentes	57
Figura 50. Esquema del DLC del eje de transmisión	57
Figura 51. DCL en la polea.....	58
Figura 52. Análisis de fuerzas Plano XY.....	59
Figura 53. Fuerzas cortantes y momentos flectores en el plano XY	60
Figura 54. Diagrama de fuerzas plano XZ.....	60
Figura 55. Diagrama de cortante y momentos. Plano YZ	61
Figura 56. Análisis aplicando software MEF	64
Figura 57. Tensiones en el eje según MEF.....	65
Figura 58. Desplazamientos en el eje según análisis MEF.....	66
Figura 59. Análisis estático – Factor de seguridad en el eje.....	66
Figura 60. Mallado del eje principal.....	67
Figura 61. Rodamiento rígido de bolas.....	68
Figura 62. n (factor de velocidad).....	69

Figura 63. f_L : Factor de esfuerzos dinámicos.	69
Figura 64. Eslabón del alimentador vibratorio	71
Figura 65. DLC del eslabón.....	71
Figura 66. Fuerzas aplicadas en el pasador	72
Figura 67. Análisis estático en el pasador	73
Figura 68. Análisis estático – Desplazamientos en el pasador	74
Figura 69. Análisis estático – F_s del pasador	74
Figura 70. Estructura base	76
Figura 71. Juntas soldadas	77
Figura 72. Estructura base	78
Figura 73. Tensión axial y de flexión en la base	81
Figura 74. Cartela	81
Figura 75. Análisis de desplazamiento de la nueva estructura	82
Figura 76. Estructura base	82
Figura 77. Ventilador para el proceso de limpiado.....	83
Figura 78. Detalle del área A_{vs}	86
Figura 79. Detalle del área A_{ve}	87
Figura 80. Diagrama de perdidas	88
Figura 81. Ubicación de las velocidades en el rodete.....	90
Figura 82. Grafica DIÁMETRO-RPM	91
Figura 83 Ubicación de las velocidades en el rodete.....	92
Figura 84. Espesores periféricos.....	94
Figura 85. Trazado de triangulo de velocidades.....	95
Figura 86. Triangulo de velocidades.	96
Figura 87. Triangulo de velocidad a la entrada.	97
Figura 88. Triangulo de velocidades a la salida.	98
Figura 89. Pasos de entrada en el rodete.....	99
Figura 90. Variación del ángulo con respecto al radio	103
Figura 91. Trazado de alabes	105
Figura 92. Trazado de voluta.	106
Figura 93. Dimensiones A y B	108
Figura 94. Análisis Carcaza del sistema de ventilación.	110
Figura 95. Análisis de esfuerzos con software FEA.....	111

Figura 96. Análisis de desplazamiento de la voluta en software FEA.	112
Figura 97. Factor de seguridad de la voluta en software FEA.....	112
Figura 98. Sistema mecánico del ventilador.....	114
Figura 99. Eje del sistema de ventilación.	114
Figura 100. DCL del eje del ventilador.	115
Figura 101. Propiedades físicas del Rotor.	116
Figura 102. DCL de la polea.....	116
Figura 103. Análisis de fuerzas Plano XY.....	118
Figura 104. Fuerzas cortantes y momentos flectores (x-y).....	119
Figura 105. Fuerzas cortantes y momentos flectores (z-x).....	120
Figura 106. Diagrama de cortante y momentos. Plano YZ	121
Figura 107. Análisis de Cargas	122
Figura 108. Tensiones en el eje del ventilador.	123
Figura 109. Análisis de desplazamientos en el eje del ventilador.	124
Figura 110. Análisis del factor de seguridad en el eje del ventilador.....	124
Figura 111. Calculadora de rodamientos aplicada al eje del ventilador.	125
Figura 112. Calculadora de rodamientos aplicada al eje del ventilador.	125
Figura 113. Datos eléctricos del motor de 1 hp marca WEG.	127
Figura 114. Tabla para la selección de correas.....	128
Figura 115. Transmisión por correas de la maquina.....	128
Figura 116. detalle de los cordones de soldadura	133
Figura 117. Motor 1 HP 4P D56 1F 220 V 50 Hz	134
Figura 118. Diseño de poleas.....	135
Figura 119. Sistema de arranque directo ABB.	141
Figura 120. Relé térmico TF42.....	141
Figura 121. Diagrama unifilar del rele térmico	142
Figura 122. Diagrama unifilardel rele térmico.	142
Figura 123. Cotización de Ventilador para la máquina.	145
Figura 124. Cotización de motor para toda la máquina.	146
Figura 125. Cotización de arrancadores directo para la máquina.....	146
figura 126. Encuestas aplicadas a los agricultores del distrito de Morrope.	159
Figura 127. Encuestas aplicadas a los agricultores del distrito de Morrope.....	160
Figura 128. Eje y sus componentes de transmisión, eje principal de la criba.	161

Figura 129. Momento flector y fuerza cortante.....	161
Figura 130. Análisis con Software MEF	166
Figura 131. Desplazamientos en el eje según análisis MEF.....	167
Figura 132. Parte donde será soldadas la estructura de soporte de las partes de la máquina.	168
Figura 133. Sistema de ventilación para la limpieza de los granos de maíz.	170

I. INTRODUCCIÓN

1.1. Realidad Problemática.

La evolución tecnológica en la agricultura, tanto en los métodos de cultivo como en la maquinaria agrícola (esto especialmente en sembradoras), obliga que el grano, la semilla en este caso, responda a un canon lo más ajustado posible en lo que a su forma y dimensiones se refiere y esta ya es una primera exigencia en relación con lo que realmente grano obtenido del cultivo de una especie determinada.

Pero, en general, para cualquier proceso posterior (alimentación humana y animal), además de esta exigencia, es preciso que el grano de la especie de que se trate este constituido por elementos solo de esta especie, no de otra, ni de otras semillas no alimentarias (malas hierbas), no desde luego, de cuerpos extraños. Por lo tanto, como primer paso de procesamiento de estas semillas, los granos deben limpiarse de antemano para que seguidamente se seleccionen de acuerdo a requerimientos (tamaño, forma, etc.).

Esta selección se realiza teniendo en cuenta determinadas propiedades de los granos, físicas, dimensionales, densidades, etc., hasta obtener finalmente el producto deseado para cada fin. (González Herrero, 2017, pág. 10)

En el distrito de Urcos la venta de maíz no obedece a un plan estratégico debido a que no se manejan estadísticas sobre la producción de maíz, datos de los márgenes de venta y rentabilidad de este mercado sumado a ello el acceso a la comercialización de este grano con precios adecuados al ofrecerlos al mercado local o nacional. Los productores a pesar de comercializar su producto y obtener utilidades no logran mayores rentabilidades; pese a que el proceso de siembra y cosecha empírica (sin utilizar agrotecnología) de los productores, siempre terminan perjudicándose económicamente. Esta problemática observada sobre los métodos usados en la producción del maíz (limpieza y selección por tamaño) traen como consecuencia una baja rentabilidad en los campesinos del distrito de Urcos, por lo que la mejora de la forma de producción, reducción del tiempo de proceso permitiría tener mayores ingresos, por ello se debe evaluar el nivel de incidencia de los modos de producción y venta del maíz para incrementar la rentabilidad de los productores de maíz del distrito de Urcos. (Martíarena Quispe & Quispe Pfacha, 2017)

La localidad de Mórrope reconocido en todo el departamento de Lambayeque por su siembra y cosecha de Maíz Blanco y otras variedades de Maíz y menestras, está ubicado en

la zona norte del departamento de Lambayeque en el Kilómetro No 823 carretera al departamento de Piura, tiene una población 46,046 Hab. lo cual la mayoría se dedica a la agricultura y ganadería.

Los agricultores del distrito de Mórrope en los meses de, (octubre y noviembre) alcanzan sus cosechas de Maíz de sus campos de sembrío, pero con la evolución de la tecnología del riego tecnificado los agricultores pueden sembrar y cosechar todos los meses del año, los agricultores en este tipo de cosecha tienen que realizar procesos diferentes para incrementar la calidad de sus productos, dentro de ellos tenemos: abrir las mazorcas, desgranar; sin embargo gran porcentaje de los agricultores realizan estas acciones de forma manual, para el procesos de envasado los agricultores ejecutan el trabajo de venteo del grano lo ejecutan mediante de herramientas (baldes y mantas) requiriendo un tiempo de 2 días.

De acuerdo a las necesidades de los agricultores del distrito de Mórrope, se ha planteado mejorar y optimizar el tiempo de envasado.

1.2. Antecedentes.

1.2.1. A nivel internacional

(Kanjawanishkul & T., 2018). **Diseño y evaluación de una clasificadora automática de semillas de pimiento dulce.**

En esta investigación los autores diseñaron y construyeron una máquina seleccionadora automática de semillas de pimiento dulce (*Capsicum annuum* L.) de origen tailandés teniendo como criterios de selección, la dimensión y masa con una capacidad efectiva de 12,700 semillas por hora o aproximadamente.

El mecanismo está constituido por: el alimentador de semillas, inspector de semillas con cámara y clasificador de semillas con sistema de succión al vacío. Una placa giratoria circular con filas radiales de agujeros ciegos fue diseñada para transportar las semillas de cada estación. Permitiendo que las tres estaciones procesen una fila de semillas en paralelo. Para identificar semillas descoloridas, se capturaron y procesaron imágenes para detectar áreas oscuras en la superficie de las semillas. Como resultado, la máquina tiene una precisión del 90,9% de selección para las semillas de entrada.

(López Gomez, 2015) **Diseño y simulación de una maquina clasificadora vibratoria de grano de maíz según el tamaño.**

En la presente investigación, confirmo, que hay muy pocas empresas especializadas en la fabricación de máquinas seleccionadoras de maíz, en su país. Esto facilita la fabricación de máquinas vibratorias y de clasificación para granos de maíz. El esquema de cada elemento de la maquina debe ajustarse a las condiciones tecnológicas de cada país en lo que representa elementos normalizados y contar con materia prima. Se determinó la composición química y física del grano de maíz con el cual se llegó a establecer los diferentes componentes del grano.

(Amangandi Aquilar & Lamiña Maygua , 2013). **Diseño y construcción de una máquina clasificadora de maíz partido.**

Su investigación se basa en los mecanismos hechas en los Estados Unidos y México, y han realizado consultas a largo plazo con profesionales en el campo. Como resultado de la investigación, analizaron la estructura de la máquina de la siguiente manera: Banco de trabajo con control de motor semiautomático, sistema de transmisión mecánico y sistema eléctrico, la tolva se engrana para impulsar el eje y se selecciona la transmisión por correa conectada al motor bifásico de 220V y 2HP. Realizaron una prueba de tamaño de partícula. Como resultado, obtuvieron diámetros de 6 mm y 3 mm en este para los requerimientos y necesidades. Por esta razón, eligieron y diseñaron diferentes mecanismos de acuerdo con sus necesidades, obteniendo así una clasificación de 1500 [kg / h] de maíz Concurso de máquinas.

(Ganadería, 2015) **Limpieza y selección de granos básicos con equipo semiindustrial.**

Analizo la naturaleza de los elementos a ser limpiados y clasificados, y los beneficios de entregar una gran cantidad de productos purificados. Del análisis obtuvieron que los granos recolectados generalmente llegan con otras impurezas (corontas, poñita, ramillas) estas impurezas se aniquilan para acumular o liquidar el grano al mejor precio. Su indagación se direcciono al funcionamiento de una máquina que es importante entender los componentes mecánicos de alejamiento que se extraen del equipo, se comienza por aire: el cereal atraviesa un flujo de aire que lleva la basura ligera, posteriormente es por volumen: por medio de criba con agujeros del volumen adecuado se dividen en materias grandes y pequeñas. Concluyeron que una máquina limpiadora clasificadora semiindustrial tolera por ejecutar con las estipulaciones de calidad mandados por el mercado explícito de grano; sin embargo,

el trueque es numeroso, y para poder rescatar es forzoso el equipo con suficiente bulto por año, entonces hay que ampliar idóneamente por hora para estrechar el precio por quintal.

(Ramírez Acosta, 2016) **Elaboración de manual POES para el área de limpieza de granos y el área de empaque de granos.**

Realizó un diagnóstico al observar los procedimientos de limpieza y empaque de granos realizados por los centros comerciales y de servicio, con el objetivo de comprender en las etapas y operaciones del proceso de producción. Se ha determinado que, para la desinfección y limpieza de instalaciones, maquinaria y equipo en el área de limpieza y empaque de granos, no existe un programa que muestre las tareas de limpieza y desinfección que se deben realizar, la frecuencia de los ingredientes activos y la concentración responsable. Uso de desinfectantes, detergentes y desinfectantes. Para la tolva receptora de granos, el elevador de cangilones, la pantalla de limpieza previa, la pantalla de clasificación, las paredes, ventanas y pisos del área de limpieza de granos, desarrolló procedimientos estandarizados de limpieza y desinfección antes y después de la operación. Mi conclusión es que para las instalaciones generales, se debe desarrollar un plan de limpieza anual, que incluya las medidas y acciones a tomar en cada área del centro comercial y de servicios, y la implementación del manual del área de limpieza y empaque de POES. Granos, que mejorarán la calidad y seguridad del producto final.

1.2.2. A nivel nacional.

(Catacora Apaza, y otros, 2011) **Implementación de una planta semiindustrial de secado y selección de granos.**

A partir de la investigación, descubrieron que el gobierno y la comunidad ignoraron la práctica de no buscar soluciones técnicas e innovadoras para la producción en masa de materias primas, y las introdujeron manualmente en el mercado, en lugar de cumplir con las regulaciones y leyes de higiene para administrar los métodos de manipulación correctos. No existe garantía de calidad para dichos productos cuando se comercializan, por lo que el proceso de secado, selección, empaque y exhibición de los productos está automatizado y cumple con los requisitos de las leyes de ventas y exportación. Determinaron que eliminar las impurezas de los granos cosechados es una práctica importante de gestión posterior a la cosecha, ya que les permite mejorar su calidad y apariencia, al tiempo que facilita el almacenamiento y elimina las impurezas (hojas, tallos, semillas extrañas). Y otros métodos)

se llevan a cabo dispersando manualmente los granos (usando flujo de aire), mientras que la clasificación de los granos se realiza mediante tamices operados manualmente o tamices vibratorios. Estos métodos son utilizados por productores con medios de subsistencia pequeños, cuya producción es principalmente de autoconsumo. Utilizaron el clasificador "Clipper Super, modelo x29D" para probar y los resultados fueron muy satisfactorios. La máquina incluye cuatro pantallas: dos limpiadores y dos clasificadores, y dos ventiladores. Llegaron a la conclusión de que el equipo es la base básica de la inversión, porque sin ellos, el proceso no puede llevarse a cabo, por lo que la unidad de negocios no tendrá un propósito corporativo para reducir los costos de producción y acortar el tiempo de entrega de productos de calidad.

(Gonzalo C. , 2015) Diseño y construcción de una máquina seleccionadora automática para la región de puno, aplicada a la clasificación por tamaños de los granos de haba seca.

El objetivo principal de esta investigación es minimizar el tiempo de clasificación de los frijoles secos. Determinaron las funciones y características de la máquina, y realizaron consultas permanentes con profesionales en el campo en base a los principios de la máquina y herramientas similares hechas en países occidentales. Definieron la composición de la máquina de la siguiente manera: cinta transportadora, sistema de transmisión mecánica y sistema electromecánico. El sistema tiene control automático del motor y la tolva para conducir el eje. La transmisión por correa está conectada a un motor trifásico e potencia 3HP. Llegaron a la conclusión de que pueden satisfacer las necesidades de las personas que exportan productos, por lo que se seleccionan y diseñan diferentes instrumentos de acuerdo con la situación de escasez, de modo que la máquina de capacidad 18 kg / min, en sí misma haya dominado 3 variedades de granos de haba seca.

(Asociacion herrandina Perú, 2014) **Construcción de una venteadora manual.**

Construyeron un ventilador centrífugo operado manualmente que genera flujo de aire en conductos horizontales. Sobre el conducto hay un recipiente en forma de embudo en el que se deposita la mezcla. Tiene una capacidad de 100 kg / hora y puede transportarse (37 kg), pero su desventaja es que solo puede limpiar la báscula y cepillar las cerdas a menos de 5 cm sin reducir significativamente la capacidad. Se alimenta manualmente, pero otra persona debe eliminar el residuo del cepillo más largo.

(Quispe Quispe & Melgarejo Murillo, 2017) **Diseño y fabricación de una máquina limpiadora de granos.**

Confirmaron que en la región alto andina del Perú la limpieza del grano se realiza manualmente, en las colinas más altas. La capacidad de producción depende en gran medida del factor climático como la lluvia y el viento, mientras que la capacidad de limpieza de la maquinaria es mucho menor. Esta es la razón del aumento en el costo laboral, que es uno de los factores que hace que el producto cueste más. Llegaron a la conclusión de que la máquina reducirá el tiempo de limpieza de los granos y, a medida que se reduzca la mano de obra, los productos estarán disponibles a un precio que la comunidad puede pagar.

1.2.3. A nivel Local.

(Pozo Silva & Vera Dávila, 2018) **Diseño de una máquina descapsuladora y seleccionadora de maíz.**

Decidieron poner fin a la problemática que plagaba en el caserío de Collique del trabajo de campo, porque la población carece de la tecnología para implementar este diseño. Al vender granos de maíz, el tiempo de procesamiento de los granos de maíz se reducirá, generando así más ingresos para la población. Los métodos analíticos y deductivos para obtener información sobre los criterios de diseños a través de entrevistas a los especialistas para establecer parámetros de diseño; a través del uso de guías de encuesta y observación, la capacidad nominal del equipo se determina en $400 \text{ kg} / h$, para brindar la solución adecuada ante la problemática en el centro poblado de Collique. De esta manera, es posible llegar a una conclusión, caracterizar y diseñar una máquina de clasificación y descabezado de maíz, y verificar los resultados utilizando la herramienta de simulación del software CAD/CAE, con la esperanza de utilizar el equipo para procesar una mayor cantidad de productos u otro producto. Sugiero volver a calcular el sistema de trituración y seleccionar placas perforadas de acuerdo con los nuevos requisitos.

(Alberto, 2017) **Diseño de una máquina limpiadora de trigo de capacidad de 60 kg/h para las zonas alto andinas del Perú.**

Confirmó que los pequeños agricultores producen trigo en las tierras altas de las montañas andinas en Perú, cuyo objetivo principal es mejorar el proceso de limpieza del trigo. La investigación se realizó en la finca del Sr. Manuel Porfirio Cosme Paucar en el

pequeño pueblo de "El Espinal" en la región de Cañarís como un estudio de caso. Se realizó un análisis físico de los materiales de trabajo. Obtenido durante el proceso y después de la limpieza previa del trigo cosechado); se obtuvo el 30% de las impurezas en la muestra total, incluidos tallos, cepillos (longitud) y cáscaras de fruta. Para el trigo, se han seleccionado y diseñado diferentes mecanismos de acuerdo con este requisito, de modo que se pueden lavar 60 kg / h de trigo en la misma máquina. La conclusión es que el posible presupuesto económico para fabricar un limpiador de trigo es de aproximadamente s /. 7.377.44, que será rentable en comparación con el precio de otras máquinas.

(Garnique Flores & Torres Cabrejos, 2017) **Diseño de un manual de costos de producción de maíz amarillo duro, para determinar la rentabilidad estudio de caso: fundo de Mórrope y Oyotún departamento de Lambayeque - 2015.**

Observaron la información existente sobre los costos de producción de maíz amarillo duro en dos granjas: Fundo "El Cerezo" en Caserío Arbolsol en el distrito de Mórrope y Fundo "El Párroco" en Caserío El Ramal en el distrito de Mórrope en Oyotún, un sistema de costos de experiencia de gestión pequeña Los productores agrícolas realizan actividades allí. Creen que el costo de esta actividad es crucial. Porque puede identificar claramente el costo de materiales directos, costo de mano de obra, costo de hora/máquina agrícola y otros gastos, que generalmente no son considerados por los productores, lo que conduce a una mala determinación de sus costos y ganancias imposibles de obtener. Diseñó el "Manual de costos de producción", que guía a los agricultores en estas áreas para administrar mejor sus tierras cultivables, de modo que puedan determinar sus propios costos y obtener ganancias de los cultivos.

1.3. Teorías relacionadas al tema.

1.3.1. Tipos de variedades de maíz.

Las variedades de maíz peruano tienen muchos tipos y usos culinarios, y sus tipos, formas, tamaños y colores de grano varían más que cualquier otra región. En Perú, se han descubierto muestras arqueológicas de maíz del período precerámico entre 4,000 y 2,000 AC. Después de la domesticación, se realizan hibridación, introgresión y selección. Confit Morocho es la variedad más antigua que aún se cultiva y se encuentra en el medio de los Andes, una región que es el centro de la evolución activa del maíz en el país. (Wikipedia, 2018)

1.3.2. Métodos utilizados para la clasificación del maíz.

La clasificación debe realizarse con la mayor eficiencia para que el lote de maíz se vea bien. La selección se basará en su tamaño y se utilizarán los siguientes métodos alternativos. Los siguientes factores deben considerarse al elegir

Requerimientos de la máquina:

- ✓ Bajo costo
- ✓ Fácil de transportar
- ✓ Mantenimiento de bajo costo
- ✓ Fácil de mantener.
- ✓ Fácil de instalar y desmontar
- ✓ Peso ligero
- ✓ Fácil de operar

1.3.3.1. Método manual.

Los agitadores manuales son ampliamente utilizados porque pueden limpiar pequeñas cantidades de maíz; estos equipos rudimentarios pueden ser fabricados por los propios agricultores. La capacidad de limpieza de la pantalla manual es de 120 a 180 [kg] por hora. Sus deficiencias son el bajo rendimiento operativo y requieren que los operadores paguen mucha fuerza física y habilidades. Por esta razón, la tecnología causa daños para la salud debido a que atentan contra la ergonomía del operario y causan contaminación al sistema respiratorio por la polución de los residuos del polvo. (Bazalar, 2004)

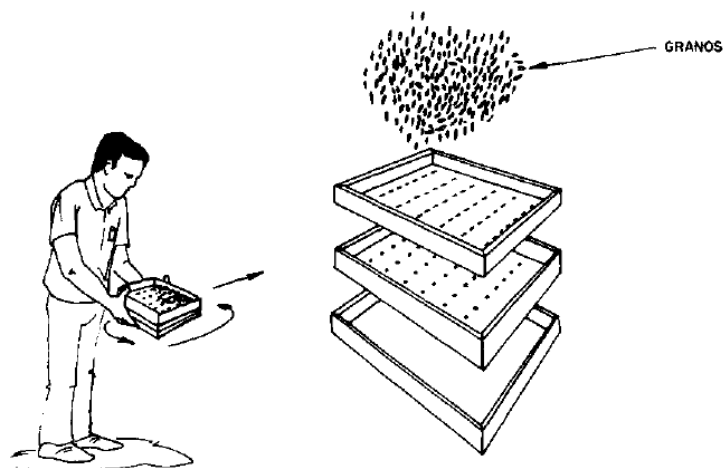


Figura 1. Método manual.

Fuente: (Bazalar, 2004)

Ventajas:

- ✓ Construcción fácil.

- ✓ Producción económica
- ✓ Accesible
- ✓ Uso fácil
- ✓ Uso en cualquier área de trabajo. (Bazalar, 2004)

Desventajas:

- ✓ Límite de capacidad
- ✓ Rendimiento mínimo
- ✓ La selección es lenta
- ✓ Deterioro físico (Bazalar, 2004)

1.3.3.2. Método vibratorio.

Se utilizan para grandes volúmenes. La vibración se transmite a la pantalla a través de la leva o el electroimán del volante excéntrico y desequilibrado. El tamiz puede tener una superficie de tamiz, o dos o tres tamices en serie. (Industry, 2015)

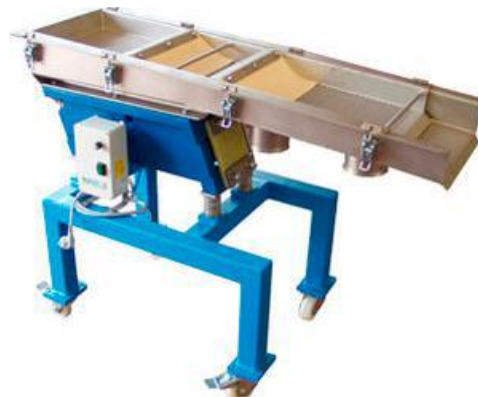


Figura 2. Tamiz vibratorio.

Fuente: (Industry, 2015)

Ventajas:

- ✓ Producción en grandes volúmenes
- ✓ Rendimiento elevado
- ✓ Precisión en la selección de la dimensión
- ✓ Mantenimiento de costo bajo
- ✓ Uso en inclinaciones de 45°.
- ✓ Desperdicio mínimo (Industry, 2015)

Desventajas:

- ✓ Selección limitada
- ✓ Tamiz no giratorio
- ✓ Solo se utiliza en locaciones con energía eléctrica. (Industry, 2015)

1.3.3.3. Método giratorio.

Consiste en un tamiz cilíndrico o troncocónico y gira a lo largo de su eje. Se pueden disponer varios tambores en serie para que el primer tamiz pase a través del segundo tamiz, y luego al tercer tamiz, y así sucesivamente. En general, la velocidad de trabajo óptima es de 0,33 a 0,45 veces la velocidad crítica.(Gedar, 2018)



Figura 3. Tamiz giratorio

Fuente: (Gedar, 2018)

Ventajas:

- ✓ Limpieza a bajo costo
- ✓ Mantenimiento mínimo
- ✓ Fácil manipulación
- ✓ Trabajo de forma continua
- ✓ Velocidad de clasificación elevada. (Gedar, 2018)

Desventajas:

- ✓ Demora al momento de cambiar la zaranda. (Gedar, 2018)

1.3.3.4. Método por ventilación.

La Fig. 8 muestra un separador de partículas de tipo ciclón, que se usa para separar sólidos de un fluido y usar la fuerza centrífuga para lograr un flujo de vórtice ideal para la separación.

Esta separación dependerá del tamaño de las partículas y su densidad. El aire cargado de sólidos se introduce a través de la parte superior del cilindro en la dirección tangencial, y la fuerza centrífuga sopla las partículas con menor densidad y las más pesadas caen en la parte cónica a la pared del cilindro para lograr la separación. (Bazalar, 2004)

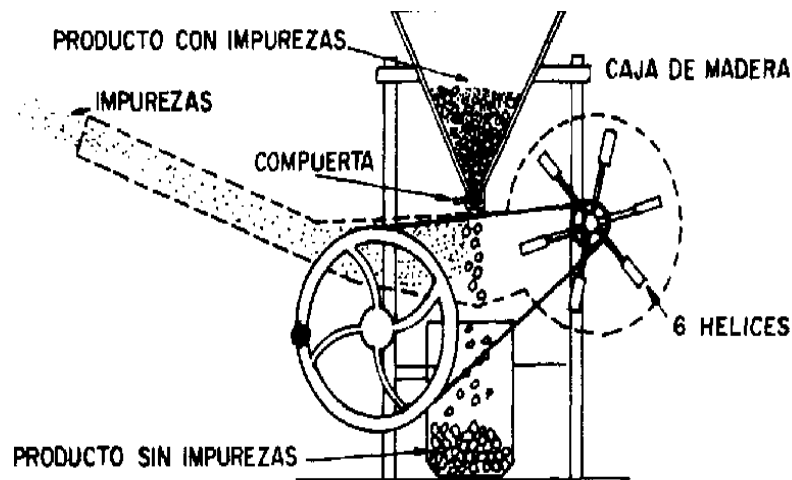


Figura 4. Separación por ventilación.

Fuente: (Bazalar, 2004)

Ventajas:

- ✓ Su clasificación es por peso
- ✓ Instalación y operación de bajo costo
- ✓ Alto rendimiento en partículas es pequeño
- ✓ Buena calidad
- ✓ Poca fase de mantenimiento. (Bazalar, 2004)

Desventajas:

- ✓ Separación en color
- ✓ No divide en tamaño
- ✓ Manufactura baja. (Bazalar, 2004)

1.3.3. Diseño de máquinas limpiadoras y seleccionadoras de granos.

1.3.5.1. Descripción.

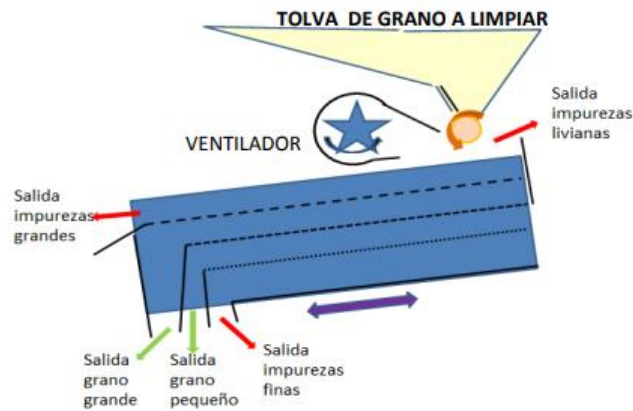


Figura 5. Descripción de maquina limpiadora y seleccionadora de grano.

Fuente: (CENTA, 2016)

El equipo descrito aquí fue diseñado para uso en campo, por lo que tiene la posibilidad de ser accionado y movilizado por un tractor pequeño. Para el uso “estacionario” se le ha adaptado un motor eléctrico de 1 caballo de fuerza. Este mueve el ventilador que impulsa el aire para soplar la basura liviana hacia afuera (no hay “depósito” de polvo). Además, tiene un mecanismo que mueve la caja con las zarandas. Encima del equipo hay una tolva para cargar el material a limpiar. Al fondo de este se encuentra un rodillo que regula el flujo de material. (CENTA, 2016)

1.3.5.2. Principio de funcionamiento



Figura 6. Principio de funcionamiento de maquina limpiadora y seleccionadora de grano.

Fuente: (CENTA, 2016)

Para poder hacer los ajustes durante la operación de la máquina es importante conocer los mecanismos de separación que se utilizan en el equipo. El primero es por aire: el material cruza un flujo de aire que lleva la basura liviana. El segundo es por tamaño: por medio de zarandas con agujeros del tamaño adecuado se separan objetos más grandes y más pequeños que el producto deseado. (CENTA, 2016)

1.3.5.3. Ajustes y regulaciones.

Para obtener la mayor capacidad y calidad del producto, el equipo tiene los siguientes puntos de regulación:

1. El flujo del material a limpiar: hasta 25 quintales por hora.
2. El flujo de aire: por compuertas a ambos lados del ventilador.
3. El grosor del flujo del aire: por una lámina horizontal.
4. La selección de las zarandas, según el tamaño del grano.

Lógicamente si se maximiza la capacidad, la calidad tiende a bajar. Para una calidad óptima se debe reducir la capacidad y sacrificar cierta cantidad de producto bueno en la basura. El flujo de aire debe ajustarse al flujo de producto, el tipo de grano y la cantidad. (CENTA, 2016)

1.4. Formulación del Problema.

¿El diseño una máquina de limpieza y clasificación de granos de maíz (*Zea Mays*), podrá optimizar la producción de granos de maíz?

1.5. Justificación e importancia del estudio.

El área sembrada promedio de maíz en el distrito de Mórrope es aproximadamente 1527 Has (Lambayeque, 2019), por lo que dentro de su proceso productivo se requiere de limpieza y clasificación del maíz, sin embargo la actual realidad es que el 30% del proceso se realiza en forma manual, lo que significa que un número considerable de personas necesita llevar a cabo esta actividad y lleva más tiempo.

Debido a la necesidad de reducir el tiempo de limpieza y clasificación, el diseño de una máquina de limpieza y clasificación de granos de maíz (maíz) para optimizar la producción en el área de Mórrope será de mucha importancia, esto debido a que podremos ahorrar recursos económicos y obtener productos de mejor calidad, por lo que se justifica la propuesta planteada con los siguientes criterios:

1.5.1. Técnica.

El principio neumático y el sistema de excentricidad acompañado de la tecnología de los materiales permitirá obtener un diseño adecuado que optimice el proceso productivo de este grano.

1.5.2. Social.

La propuesta de diseño permitirá tener un sistema que requerirá personal capacitado para su operación, limpieza y mantenimiento para asegurar un proceso óptimo.

1.5.3. Económica.

La propuesta de diseño para manufactura permitirá reducir los tiempos improductivos durante el proceso de limpieza y selección; lo que refleja los costos de producción y operación.

1.5.4. Ambiental.

El diseño tendrá como prioridad la selección de materiales y equipamiento que logre reducir al mínimo las emisiones de gases y líquidos contaminantes el mínimo conservando así el medio ambiente.

1.6. Hipótesis:

El principio neumático y el sistema de excentricidad utilizados para el diseño de la máquina seleccionadora y limpiadora de maíz, permitirá la optimización de la producción de este grano.

1.7. Objetivos

1.7.1. Objetivo General

Diseñar de una maquina limpiadora y seleccionadora de grano de maíz (*Zea mays*) para optimizar la producción de 25qq/h en el distrito de Mórrope.

1.7.2. Objetivos Específicos

- ✓ Caracterizar el proceso de limpieza y selección del maíz.
- ✓ Determinar la densidad de las impurezas del maíz
- ✓ Obtener la mejor solución del diseño utilizando la matriz morfológica y criterios de selección ponderados.
- ✓ Realizar los cálculos electromecánicos para la máquina.
- ✓ Analizar el sistema de limpiado y seleccionado utilizando software CAE.

- ✓ Evaluar económicamente la máquina limpiadora y seleccionadora de grano de maíz.

II. MÉTODO.

2.1. Tipo y Diseño de Investigación

El trabajo de investigación es de tipo cuasi experimental y se llevará a cabo en el campo del diseño de sistemas electromecánicos.

Para llevar a cabo con éxito esta investigación, se utilizarán métodos de análisis, síntesis, deducción e inducción en el proceso de cosecha, y la definición, cálculo y simulación se integrarán para el diseño de la máquina de clasificación y limpieza de granos de maíz.

2.2. Población y Muestra

2.2.1 Población.

Las hectáreas sembradas de maíz en el distrito de Mórrope.

2.2.2 Muestra.

Para este caso la población y muestra serán las mismas.

2.3. Variables, Operacionalización.

2.3.1 Variables.

- Variable independiente:
Diseño de una maquina limpiadora y seleccionadora de grano de maíz.
- Variable dependiente:
Optimización de la producción de la maquina limpiadora y seleccionadora de grano de maíz.

2.2.3. Operacionalización de variables

Tabla 1. Operacionalización de variables independientes.

Variable independiente	Dimensión	Indicador	Técnica e instrumento de recolección de datos
Diseño de una maquina limpiadora y seleccionadora de grano de maíz	Flujo másico	Kg/s	Revisión bibliográfica/ Guía de revisión bibliográfica
	Potencia de la maquina	W	Revisión bibliográfica/ Guía de revisión bibliográfica

Fuente: Elaboración propia

Tabla 2. Operacionalización de variables dependientes.

Variable dependiente	Dimensión.	Indicador	Técnica e instrumento de recolección de datos
Optimización de la producción de la maquina limpiadora y seleccionadora de grano de maíz.	Cantidad de grano de maíz limpio y seleccionado	Producción (Kg)/horas	Entrevista/ entrevista estructurada

Fuente: Elaboración propia

2.3.2 Muestra

La cantidad de grano que se anhela limpiar y seleccionar.

2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

2.4.1. Técnicas de recolección de datos.

Tabla 3. Técnicas de recolección de datos.

Técnicas	Instrumento	Validez
Observación	Ficha de recolección bibliográfica.	Especialista
	Ficha de propiedades físicas y ficha de recolección de datos.	
Entrevistas	Preguntas.	Especialista
Revisión bibliográfica	Tesis de ingeniería, artículos científicos o revistas científicas.	Especialista

Fuente: Elaboración Propia.

2.4.2. Validez y confiabilidad.

La comparación de datos de otras investigaciones similares y con índices productivos de otras empresas consignadas en informes permitirá dar validez y confiabilidad al trabajo de investigación.

2.5. Procedimiento de análisis de datos.

Los elementos básicos de la estadística descriptiva se utilizarán para el análisis de datos, que incluyen promedios aritméticos, tablas de distribución de frecuencia y otras estadísticas generales.

2.6. Criterios éticos.

Tendremos en cuenta los aspectos éticos de profesionalismo del colegio de ingenieros del Perú (CIP) y el código de ética de investigación de la Universidad Señor de Sipán como se muestra en los anexos N° 2 y N° 3.

- Código de ética del colegio de ingenieros del Perú (CIP) aprobado en la III sección ordinaria del congreso nacional de consejos departamentales del periodo 1998 – 1999 en la ciudad de Tacna 22, 23 y 24 de abril 1999.
- Código de ética de la universidad señor de Sipán elaborado por la dirección de investigación, revisado por el área de planificación y desarrollo institucional – asesoría legal. Ratificado por el acuerdo de consejo universitario con resolución rectoral N° 0851 – 2017/USP

2.7. Criterios de rigor científico.

La investigación tiene como base los criterios de validez, generalización, fiabilidad y replicabilidad.

Fiabilidad: Cuando se obtengan las medidas se verificará que éstas correspondan a una metodología científica y meticulosa.

Generalización: Se planeará y ejecutará adecuadamente la información extraída de bibliografía asertiva.

Replicabilidad: Los protocolos y procedimientos que se llevarán a cabo estarán guiados a simplificar la repetición experiencial con la finalidad de animar la contrastación de resultados en trabajos de investigación posteriores.

Validez: Se hará el análisis adecuado al momento de escoger las variables relativas y relacionadas al problema de investigación.

III. RESULTADOS.

3.1. Caracterizar el proceso de limpieza y selección del maíz.

3.1.1. Limpieza por corriente de aire.

Es una técnica que se utiliza la corriente del aire como su principal herramienta para quitar las impurezas. Hasta el día de hoy es una de las técnicas que más usan los agricultores, por ser de fácil transacción. Consiste en arrojar al aire los granos para que el viento limpie las suciedades como: polvo, hojas, granos vacíos. Pero esta técnica es inapropiada cuando existe impurezas pesadas como: arena, piedras, que caen en conjunto con el maíz.



Figura 7. Limpieza por corriente de aire.

Fuente: (CARIBE, 1993)

3.1.2. Limpieza con zaranda manual.

Esta técnica consiste en utilizar tamices o zarandas manuales para realizar movimientos hacia verticales, lanzando el producto hacia arriba; para que con el flujo del viento las impurezas más livianas se desplacen y eliminen. A continuación, se realiza un movimiento de rotatorio y de zarandeo para que las piedras sean eliminadas a través del tamiz.

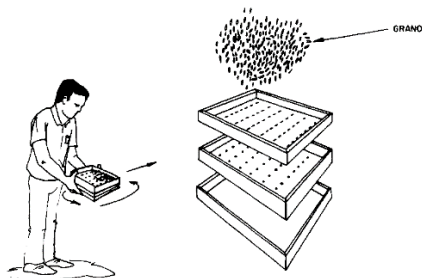


Figura 8. Limpieza por zarandas.

Fuente: (CARIBE, 1993)

3.1.3. Limpieza con ventilador.

Este método consiste en producir un flujo de aire con el ventilador domestico con el objetivo de separar las impurezas del producto. La separación puede ser regulada con el aumento del flujo de aire.

Con este método se eliminarán impurezas livianas, tales como: polvo, hojas, tallos, ramillas, etc.,



Figura 9. Limpieza con ventilador comercial.

Fuente: (Cristaleria, 2018)

MODELO DE ENTREVISTA

ENCUESTA DE LIMPIADO Y SELECCIONADO DE GRANO DE MAÍZ

Tesista: Muro Facho César Robinson
Universidad Señor De Sipán
Facultad: Ingeniería, Arquitectura y Urbanismo.
Escuela: Ingeniería Mecánica Eléctrica
Tesis: Diseño de una maquina limpiadora y seleccionadora de grano de maiz (Zea Mays) para optimizar la producción de 25qq/h en el distrito de Mórrope - 2018.
Ubicación: Mórrope.

1. ¿Cuál es el valor de un jornal de un peón? Especifique:
30 sol

2. ¿Qué porcentaje de impurezas por saco (coronta, palitos, piedras, arena, etc.) se obtiene después que la maquina desgranadora de maíz deja de elaborar? Especifique:
2 kg. de impurezas

3. ¿Cuántos peones realizan la actividad de limpieza? Especifique:
4 peones

4. ¿Cuántos peones realizan la actividad de selección? Especifique:
Ninguno

5. ¿Cuántos quintales de maiz limpio y seleccionado se realizan al día? Especifique:
1/2 hora 30 quintales

Muro Facho

Figura 10. Entrevista realizada a agricultores.

Fuente: Elaboración propia.

6. ¿Cuántas personas emplea usted para procesar la cantidad dicha en la anterior pregunta? Especifique:

3 ó 4 personas

7. ¿Tiene alguna proyección de aumento de producción de maíz limpio y seleccionado en los próximos 50 años?

Ninguna

8. ¿Qué herramientas emplea usted para la limpieza? Especifique:

balde, mantas

9. ¿Qué herramientas emplea usted para la selección? Especifique:

Ninguna

10. ¿Qué opina usted si se contara con una máquina que limpie y seleccione 25 quintales de maíz en una hora?

Excelente

11. ¿Cuáles serían las especificaciones requeridas para optar por una máquina limpiadora y seleccionadora de maíz?

Dimensiones: Que sea de fácil transporte

Material: Aluminio, fierro

Figura 11. Entrevista realizada a agricultores.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 4. Resultados de la entrevista.

N° de persona	Costo del jornal	% de impurezas por saco	Cantidad de peones para limpieza de maíz	Cantidad de peones para la selección del grano de maíz	Cantidad de quintales que limpian y seleccionan por día
1	30	5	3	2	10
2	30	5	4	3	11
3	35	10	4	2	13
4	30	10	3	2	12
5	30	5	3	2	12
6	35	5	3	3	12
7	35	5	3	2	13
8	30	5	3	2	10
9	30	5	4	3	10
10	30	5	4	2	10
Promedio total	31.5	6	3.4	2.3	11.3

Fuente: Elaboración propia.

Se obtuvo como resultado que el costo que se paga por jornal no es rentable para los agricultores, por el bajo costo de producción por saco (quintal).

3.2. Determinar las propiedades físicas y mecánicas del grano de maíz.

3.2.1. Determinar la densidad de cada impureza.

Materiales y equipos.

- ✓ Recipiente.
- ✓ Balanza electrónica
- ✓ Impurezas.



Figura 12 Recipiente de ensayo

Fuente: propia.



Figura 13 Balanza de ensayo

Fuente: propia.



Figura 14 Impurezas a calcular su densidad.

Fuente: propia.

A. Ramillas.



Figura 15 Impureza (ramillas)

Fuente: propia.



Figura 16 Masa del recipiente de ensayo.

Fuente: propia.

Medidas del recipiente de ensayo:

- ✓ Radio superior = 7.5 cm
- ✓ Radio inferior = 5.5 cm
- ✓ Altura = 7.5 cm

Obteniendo el volumen interno del recipiente.

$$V = \frac{\pi(h)}{3}(R^2 + R * r + r^2)$$

$$V = \frac{\pi(7.5)}{3}(7.5^2 + 7.5 * 5.5 + 5.5^2)$$

$$V = 1,003.34cm^3$$



Figura 17. Masa del recipiente con la impureza (ramillas).

Fuente: Propia.

Determinando la densidad de la impureza “ramillas”

$$\rho_{ramillas} = \frac{45g - 25g}{1,003.34 \text{ cm}^3}$$

Densidad de la impureza ramillas

$$\rho_{ramillas} = 0,0199 \text{ g/cm}^3$$

Conociendo el peso y volumen del recipiente de ensayo, podemos encontrar la densidad de las demás impurezas que encontramos cuando el maíz es desgranado.

B. Palillos:



Figura 18. Masa del recipiente de ensayo con la impureza (palillos).

Fuente: Propia.

Determinando la densidad de la impureza “palillos”

$$\rho_{\text{palillos}} = \frac{75g - 25g}{1,003.34 \text{ cm}^3}$$

Densidad de la impureza de los palillos

$$\rho_{\text{palillos}} = 0,0498 \text{ g/cm}^3$$

C. Poñita.



Figura 19. Masa del recipiente con la impureza (Poñita)

Fuente: Propia.

Determinando la densidad de la impureza “poñita”

$$\rho_{palillos} = \frac{80g - 25g}{1,003.34 \text{ cm}^3}$$

Densidad de la impureza la poñita

$$\rho_{poña} = 0,054 \text{ g/cm}^3$$

D. Coronta



Figura 20. Masa del recipiente con la impureza (coronta).

Fuente: Propia.

Determinando la densidad de la impureza “coronta”

$$\rho_{coronta} = \frac{70g - 25g}{1,003.34 \text{ cm}^3}$$

Densidad de la impureza de la coronta

$$\rho_{coronta} = 0,044 \text{ g/cm}^3$$



3.3. Selección del mejor concepto de diseño:


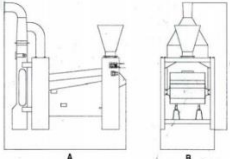
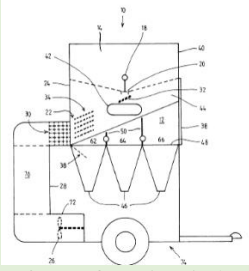
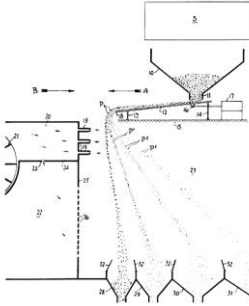
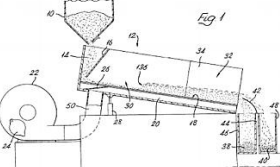
Para seleccionar el mejor concepto de diseño para la máquina seleccionadora y limpiadora de maíz tendremos que realizar un análisis de los tipos de máquinas existentes en el mercado para obtener sus ventajas y desventajas para así proponer nuestros conceptos de solución en función a nuestra lista de exigencia y requerimientos.

3.3.1.1. Análisis de Máquinas seleccionadoras.

Como criterio principal de análisis se evaluará las ventajas y desventajas de cada tecnología existente para la selección y limpieza de granos.

Tabla 5. Análisis de tecnologías para la selección y limpieza de granos.

TECNOLOGÍA		VENTAJA	DESVENTAJA
Uso de vibración y método de gravedad para la selección	 <p>Figura 21. Seleccionadora de haba por vibración y gravedad. Fuente: (Puno, 2011)</p>	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Selección optima ✓ Mantenimiento a bajo costo ✓ No genera desperdicios 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Uso bajo en el mercado ✓ Dependiente de energía eléctrica ✓ Alto ruido ✓ Rendimiento de producción bajo
Fajas transportadoras	 <p>Figura 22. Fajas transportadoras. Fuente: (innova, 2011)</p>	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Mantenimiento a bajo costo ✓ Operación sencilla ✓ Trabajo continuo ✓ Rápida clasificación 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Mantenimiento frecuente ✓ Dependiente de energía eléctrica

Seleccionadora automática por calibres	 <p>Figura 23. Clasificadora de haba seca. Fuente: (Gonzalo, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA, 2015)</p>	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Arranque silencioso ✓ Amortiguación buena. ✓ Desmontaje sencillo. ✓ Costo de adquisición bajo. ✓ 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Dimensiones grandes. ✓ Peligro de deslizamiento en correas. ✓ Altas probabilidades de generación de polución y suciedad.
Prelimpiador y limpiador de granos.	 <p>Figura 24. Limpiadora de granos. Fuente: (SACEN, s.f.)</p>	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Mantenimiento reducido ✓ Operación fácil ✓ Clasificación optima 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Mantenimiento frecuente ✓ Dependiente de la energía eléctrica ✓ Traslado complicado a zonas rurales
Limpiador neumático de granos	 <p>Figura 25. Limpiador neumático. Fuente: (Bazalar, 2004)</p>	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Mantenimiento reducido ✓ Operación sencilla 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Mantenimiento frecuente ✓ Dependiente de la energía eléctrica ✓ Limitaciones en el limpiado
Estratificador y separador neumático	 <p>Figura 26. Separador neumático. Fuente: (Bazalar, 2004)</p>	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Mantenimiento reducido ✓ Fácil operación. 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Mantenimiento frecuente ✓ Dependiente de la energía eléctrica ✓ Limitaciones en el limpiado
Separador de material granular.		<ul style="list-style-type: none"> ✓ Mínimo mantenimiento ✓ Fácil operación 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Mantenimiento frecuente ✓ Dependiente de la energía eléctrica

	<i>Figura 27. Separador de granos. Fuente: (Bazalar, 2004)</i>		✓ Limitaciones en el limpiado.
--	--	--	--------------------------------

Fuente: Elaboración propia.

3.3.2. Lista de Exigencias:

Tabla 6. Análisis de tecnologías para la selección y limpieza de granos.

Deseo (D) o





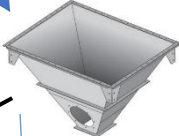
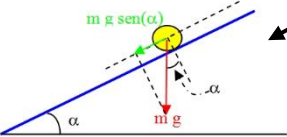
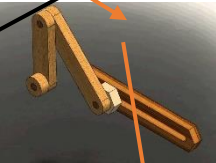
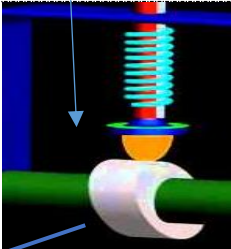


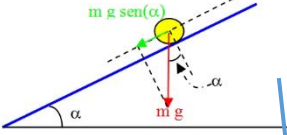
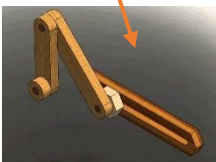
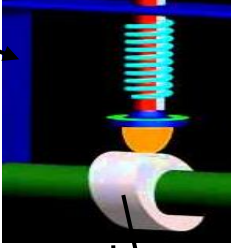



Exigencia (E)	Función
E	<i>Función Principal:</i>
E	Separar el maíz de las impurezas. Procesar 2500 kg/h de producto en bruto
E	<i>Transporte:</i> Fácil transporte a través del campo de cultivo
D	<i>Energía:</i> Uso de fuente de energía eléctrica
E	<i>Alimentación:</i> Se realizará de forma manual por el operador
E	<i>Mantenimiento:</i> Fácil acceso a los mecanismos con la finalidad de realizar mantenimiento.
E	<i>Ergonomía:</i> Postura adecuada del operador

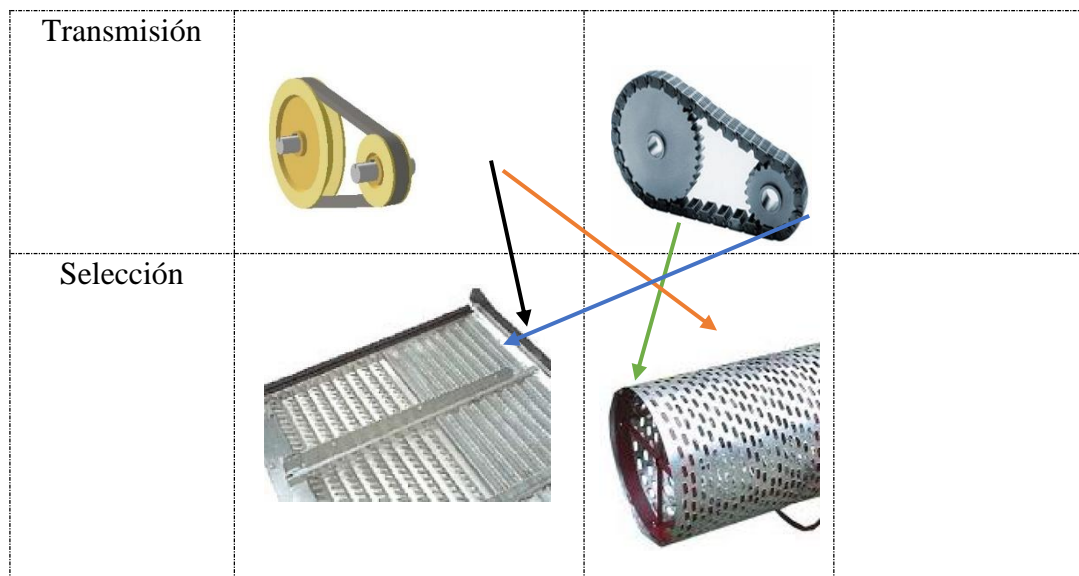
Fuente: Elaboración propia.

3.3.3. Configuración de la Matriz morfológica:

La construcción de la matriz morfológica esta basada en las funciones que tendrá que realizar la máquina contemplando las la lista de exigencias.

Tabla 7 Matriz Morfológica.

Funciones			
Carga			
Almacenar			
Transportar			
Limpieza			
Transportar			
Accionamiento			



Fuente: Elaboración propia.

Tabla 8. Líneas de concepto de solución.

Concepto de solución	Tipo de línea
A	
B	
C	
D	

Fuente: Elaboración propia

3.3.4. Descripción de propuestas de concepto de solución:

3.3.4.1. *Concepto de solución A:* Donde la carga es manual y se deposita a una tolva cilíndrica los granos caen en forma vertical, los granos de maíz caen a una bandeja inclinada a 20°, para que el grano ingrese a la cámara de limpieza que estará compuesta por un ventilador axial, luego los granos caen por una zaranda con chapa de agujeros cilíndricos, los granos de maíz caen por gravedad, la zaranda esta inclinada a 10°, todos estos componentes son accionados por un motor de combustión , y la transmisión son por correas.

3.3.4.2. *Concepto de solución B:* Donde la carga es manual y se deposita a una tolva cuadrada, los granos de maíz caen a la bandeja para que luego los granos ingresen a la cámara de limpieza que estará compuesta por un ventilador industrial radial que consiste en que el flujo de aire pasa en dirección paralela a su eje, luego el grano ingresara a una zaranda que

está compuesta por agujeros con diámetro especificado del grano de maíz, esta zaranda estará en movimiento mediante una leva. Todos estos componentes son accionados por un motor eléctrico, y la transmisión se realiza mediante correas.

3.3.4.3. *Concepto de solución C:* Donde la carga es mediante una maquina elevadora que transporta el grano hacia una tolva es de forma alargada donde el grano car con desplazamiento horizontal generado por el mecanismo biela-manivela, para que luego el grano ingrese a la cámara de limpieza que estará compuesta por un ventilador industrial axial que consiste en que el flujo de aire pasa en dirección paralela a su eje, luego el grano ingresara a una zaranda cilíndrica que está compuesta por agujeros con diámetro especificado del grano de maíz, la zaranda es girada por un mecanismo biela-manivela. Todos estos componentes son accionados por un motor de combustión, y la transmisión se realiza mediante correas.

3.3.4.4. *Concepto de solución D:* Donde la carga es mediante una maquina elevadora que transporta el grano y lo deposita a una tolva, la tolva es de forma cuadrada/rectangular donde el grano car con desplazamiento vertical, luego cae a una bandeja que esta generada por un mecanismo de leva-pasador para que luego el grano ingrese a la cámara de limpieza que estará compuesta por un ventilador industrial radial que consiste en que el flujo de aire pasa en dirección paralela a su eje, luego el grano ingresara a una zaranda que está compuesta por agujeros con diámetro especificado del grano de maíz, donde los granos caen por la zaranda por gravedad. Los componentes de limpieza son accionados por un motor hidráulico, y la transmisión se realiza mediante cadenas.

3.3.5. Tabla de ponderación

En base a la tabla empleada se determinó que la solución 2 es la que mejor se adapta a las necesidades del distrito de Mórrope, siendo este diseño la mejor propuesta en base a los criterios utilizados en la tabla 9 y tabla 6.

Tabla 9. Matriz de ponderación

Item	Peso	Solución A		Solución B		Solución C		Solución D	
		Calif.	Pond.	Calif.	Pond.	Calif.	Pond.	Calif.	Pond.
Seguridad	30%	3	0.9	4	1.2	3	0.9	3	0.9
Mantenimiento	10%	4	0.4	4	0.4	2	0.2	4	0.4
Costo de fabricación	30%	3	0.9	3	0.9	2	0.6	3	0.9
Operarios necesarios	10%	1	0.1	1	0.1	1	0.1	1	0.1
Consumo energético	15%	4	0.6	4	0.6	4	0.6	5	0.75
Movilidad del equipo	5%	4	0.2	3	0.15	4	0.2	3	0.15
Total			3.1		3.35		2.6		3.2

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 9 se puede apreciar que la solución B es el diseño conceptual más adecuado considerando los criterios de seguridad, mantenimiento, costos de fabricación, factibilidad de operación, consumo de energía y transporte del equipo. La figura 30 muestra un dibujo a mano alzada que muestran los sistemas mecánicos y neumático para cumplir con el objetivo de seleccionar y limpiar ellos granos de maíz.

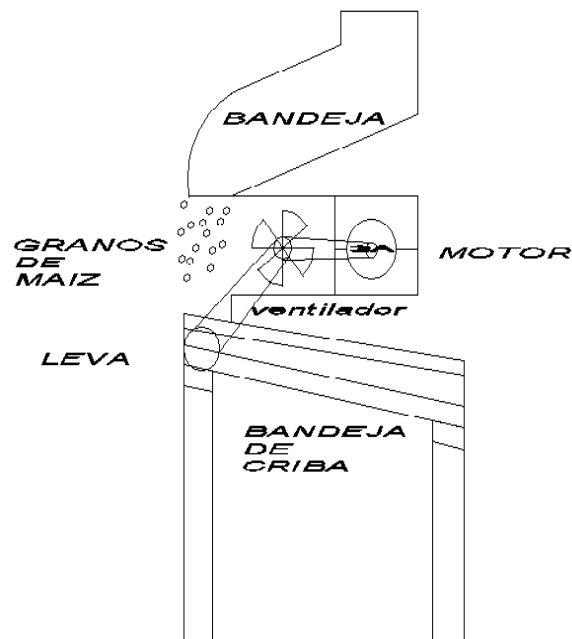


Figura 28. Diseño mano alza de la maquina seleccionada por la matriz morfológica.

Fuente: Elaboración propia.

3.4. Componentes: Diseño y Selección.

3.4.1. Cálculos de la bandeja de alimentación.

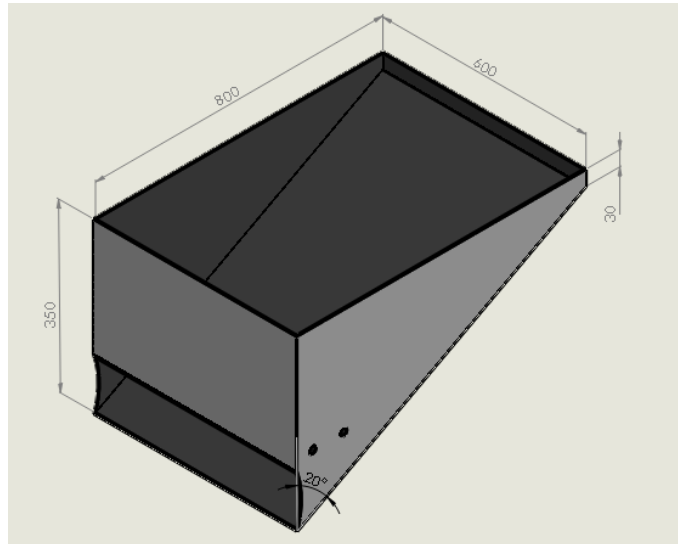


Figura 29. Bandeja de alimentación del grano de maíz.

Fuente: Elaboración propia

Datos:

Largo de la Bandeja = 80cm = 1m

Ancho de la bandeja: 60cm = 0.6m

Masa de quintal de maíz: 50kg

Densidad del maíz: 750 Kg/m³ (Assennato, 1993)

Se eligió la inclinación de la bandeja a 20° porque a mayor inclinación mayor velocidad, aceleración de desplazamiento de los granos de maíz, lo que se quiere lograr es no inclinar mucho la bandeja para que los granos de maíz caigan a la cámara de ventilación de forma uniformemente.

Calculamos el peso:

P: peso (N)

M: masa (kg)

G: gravedad (9.81 m/s²)

$$P = m \cdot g$$

Ecuación 1. Cálculo de peso que se ejerce sobre la bandeja

$$P = 50kg * 9.81m/s^2$$

$$P = 490,5N$$

Calculamos la fuerza ejercida por la masa:

Donde:

$$F_x = \text{Fuerza de la masa}$$

Según (Eduardo A. Pérez Ruiz, 2013)

$$\mu k = 0.68 \text{ para acero AISI 1020}$$

$$\text{Sen}20^\circ = \frac{F_x}{490,5N}$$

Ecuación 2. Cálculo de fuerza que ejerce la mas en función de X

$$F_x = 490.5 * \text{Sen}20^\circ - 0.68$$

$$F_x = 167.08N$$

Calculamos la aceleración ejercida por la masa:

Donde:

$$F_x = \text{Fuerza de la masa}$$

$$a = \text{Aceleracion}$$

$$m = \text{masa}$$

$$F_x = m * a$$

$$a = \frac{F_x}{m}$$

Ecuación 3. Calculo para la aceleración que ejerce la masa

$$a = \frac{167.08N}{50kg} = 3.34m/s^2$$

Calculamos el tiempo que la masa se desliza por los 1m

Aplicamos las formula del M.R.U.A:

$$X_f = X_0 + V_0 t + \frac{at^2}{2}$$

Ecuación 4. Calculo para la distancia final que recorre la masa.

Donde:

$X_f = \text{Distancia recorrida (m)}$

$X_0 = \text{Distancia inicial (m)}$

$V_0 = \text{Velocidad inicial } \left(\frac{m}{s}\right)$

$t = \text{Tiempo (s)}$

$a = \text{Aceleracion } \left(\frac{m}{s^2}\right)$

$$0.8 = 0 + 0 * t + \frac{3.34t^2}{2}$$

Ecuación 5. Calculo para determinar el tiempo de recorrido de la masa.

$$t = 0.479s \approx 1s$$

Calculamos la velocidad que la masa se desliza por 1m.

$$V_f = V_0 + at$$

Ecuación 6. Cálculo de la velocidad final que obtiene la masa.

Donde:

$V_0 = \text{Velocidad inicial } \left(\frac{m}{s}\right)$

$t = \text{Tiempo (s)}$

$V_f = \text{Velocidad final } \left(\frac{m}{s}\right)$

$$V_f = 0 + 3.34 * 0.479 = 1.59m/s$$

Calculamos las cargas distribuidas que ejercen en la bandeja:

$$q = \frac{m}{A}$$

Ecuación 7. Cálculo de las cargas distribuidas sobre la bandeja.

$$q = \text{Carga distribuidas} \left(\frac{kg}{m^2} \right)$$

$$m = \text{masa del maiz}(kg)$$

$$A = \text{area} (m^2)$$

$$q = \frac{50kg}{0.8m * 0.6m}$$

$$q = 104.16kg/m^2 \approx 1020.8N = F$$

El material de diseño es ASTM A653 (Acero galvanizado)

La fórmula empleada para calcular el desplazamiento máximo:

$$y_{Tolv} = \frac{F * L}{48 * E * I}$$

Ecuación 8. Calculo para el desplazamiento máximo que se genera en a bandeja.

Fuente: (Shigley, 1985)

$$y_{Tolv} = \text{Desplazamiento} (m)$$

$$F = \text{Fuerza}(N)$$

$$L = \text{Longitud} (m)$$

$$E = \text{Elasticidad}$$

$$I = \text{momento de inercia}$$

Tabla 10. Propiedades de los materiales

Material	Módulo de rigidez GPa	Módulo de elasticidad E GPa
Aluminio	26.9	71.7
Aleación de titanio	42.4	114
Acero al carbono	79.3	207

Fuente: (Shigley, 1985)

El momento polar de inercia para un rectángulo es:

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

Ecuación 9. Calculo para el momento polar de inercia para un rectángulo

Remplazando se obtuvo el momento de inercia.

$$I = \frac{0.6 * 0.3^3}{12}$$

$$I = 1.35 \times 10^{-3} m^4$$

Desplazamiento máximo:

$$y_{Tolv} = \frac{1020.83N * 0.8m}{48 * 207 \times 10^9 * 1.35 \times 10^{-3}}$$

$$y_{Tolv} = 6.088 \times 10^{-8} m \approx 0.10m$$

Calculamos el esfuerzo σ .

Donde:

$\sigma = \text{Esfuerzo de compresion sobre el apoyo de la tolva}$

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

Ecuación 10. Calculo para el esfuerzo por compresión

Fuente: (Shigley, 1985)

$$\sigma = \frac{1020.83N}{0.8 * 0.6}$$

$$\sigma = 212672.4N/m^2$$

- **Análisis de resistencia de materiales utilizando herramienta de Elementos Finitos.**

Mediante la herramienta CAE (Ingeniería Asistida por Computadora) se realizó la simulación del comportamiento de la tolva ante las cargas normales ($F=1020.8N$) sobre las paredes internas de las tolvas.

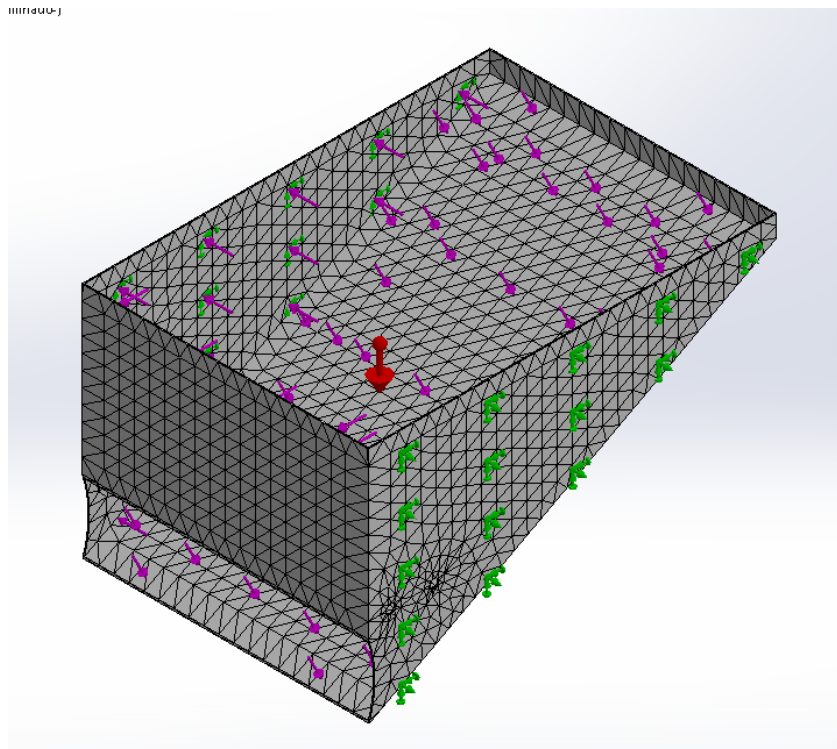


Figura 30. Asignación de cargas externas
(Elaboración propia)

Tabla 11. Análisis estático

Análisis aplicando la teoría de Von Mises			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensión	Teoría de Von Mises	36.865 Pa	31.328MPa
Desplazamiento	Desplazamiento resultante	0.01 mm	1.18 mm
Factor de seguridad	-----	6.538	5.567x10 ⁶
Propiedades del Acero			
Nombre:		ASTM A653	
Resistencia de Fluencia:		208 x MPa	

Resistencia última	365 MPa
--------------------	---------

3.4.2. Diseño y dimensionamiento del mecanismo de desplazamiento del grano para selección.

El dimensionamiento del mecanismo de movimiento para la bandeja de desplazamiento del grano en a través de un pendiente basado por el sistema biela – manivela estará conformado por un eje de barra excéntrica (manivela), figura 31 y la bandeja de desplazamiento (biela), figura 32.

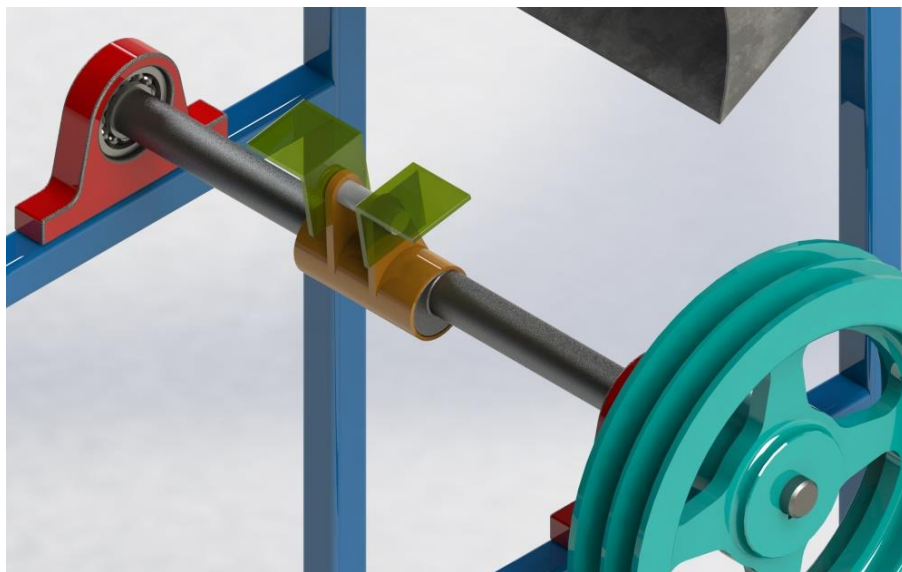


Figura 31. Mecanismo del alimentador vibratorio

Fuente:(Elaboración Propia)

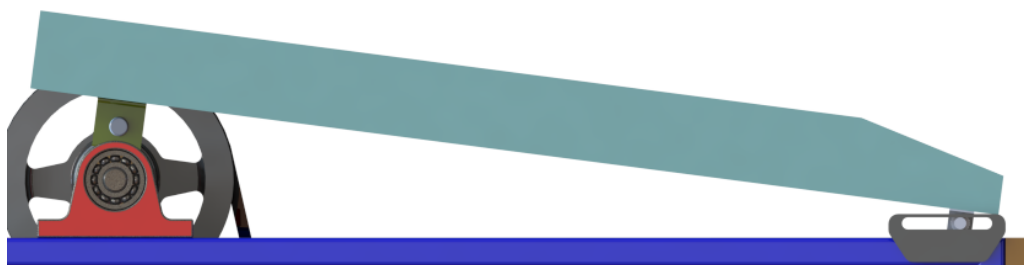


Figura 32. Vista lateral del alimentador vibratorio

Fuente:(Elaboración Propia)

El sistema integrado generará movimientos elípticos en la bandeja inclinada de desplazamiento, que permite liberar las impurezas de los granos y el transporte para su selección.

El sistema de desplazamiento de movimiento elíptico estará compuesto por la articulación 1, 2 y 3 como lo muestra la figura 33.

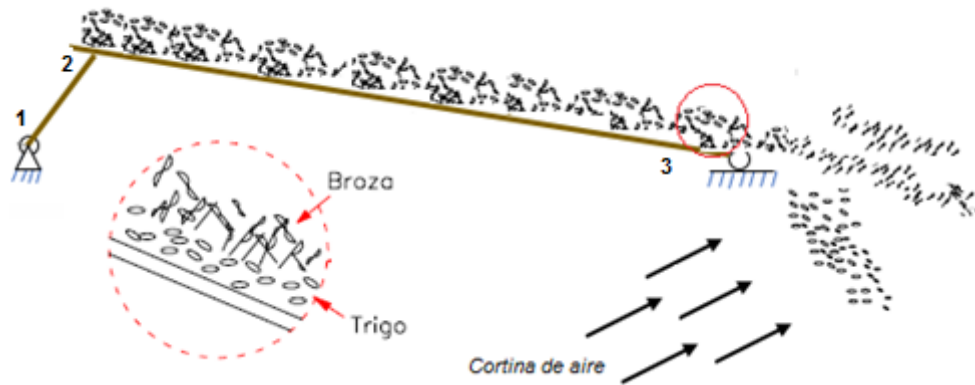


Figura 33. Sistema de movimiento elíptico.

Fuente:(Elaboración Propia)

Según (Cardona & Clos, 2008), para determinar las velocidades y aceleraciones de un sistema biela – manivela, ésta será determinada de la siguiente manera:

Ecuación 11. Desplazamiento de la bandeja seleccionadora.

$$X_{av} = l \frac{r_{exc}^2}{4l} + r_{exc}(\cos(\omega_{eje1}t) + \frac{r_{exc}}{4l} \cos(2\omega_{eje1}t))$$

Ecuación 12. Velocidad de la bandeja seleccionadora.

$$V_{av} = -r_{exc}\omega_{eje1}(\sin(\omega_{eje1}t) + \frac{r_{exc}}{2l} \sin(2\omega_{eje1}t))$$

Ecuación 13. Aceleración de la bandeja seleccionadora

$$a_{av} = -r_{exc}\alpha_{eje1}(\sin(\omega_{eje1}t) + \frac{r_{exc}}{2l} \sin(2\omega_{eje1}t)) - r_{exc}\omega_{eje1}^2(\cos(\omega_{eje1}t) \frac{r_{exc}}{l} + \cos(2\omega_{eje1}t))$$

Donde:

r_{exc} : Radio excéntrico (m)

ω_{eje1} : Velocidad angular del eje (rpm)

l : Longitud de la manivela

t : Tiempo

La aceleración de desplazamiento negativo y positivo en la pendiente de la bandeja se calculará con las siguientes ecuaciones:

Ecuación 14. Aceleración de la bandeja seleccionadora – desplazamiento positivo.

$$a_{avS} = \frac{g}{\frac{\cos \alpha_B}{v_E} - \sin \alpha_B}$$

Ecuación 15 : Aceleración de la bandeja seleccionadora – desplazamiento negativo.

$$a_{avB} = \frac{g}{\frac{\cos \alpha_B}{v_c} - \sin \alpha_B}$$

(Cardona & Clos, 2008) mencionan que, para tener un correcto funcionamiento del sistema, se debe cumplir lo siguiente:

$$a_{avB} < a_{av} < a_{avS}$$

El trabajo del sistema de movimiento ondulatorio debe estar comprendido entre 195 y 225 revoluciones por minuto con una longitud de manivela de 55 mm con la finalidad de mejorar la extensión de maíz y las impurezas en la bandeja de movimiento ondulatorio (J., 1998). El grafico de la figura 37 permite seleccionar la velocidad lineal promedio del material que se desplazará a través de la bandeja siendo ésta 0.3 m/s y 200 revoluciones por minuto la velocidad lineal y velocidad angular adecuada para nuestro diseño.

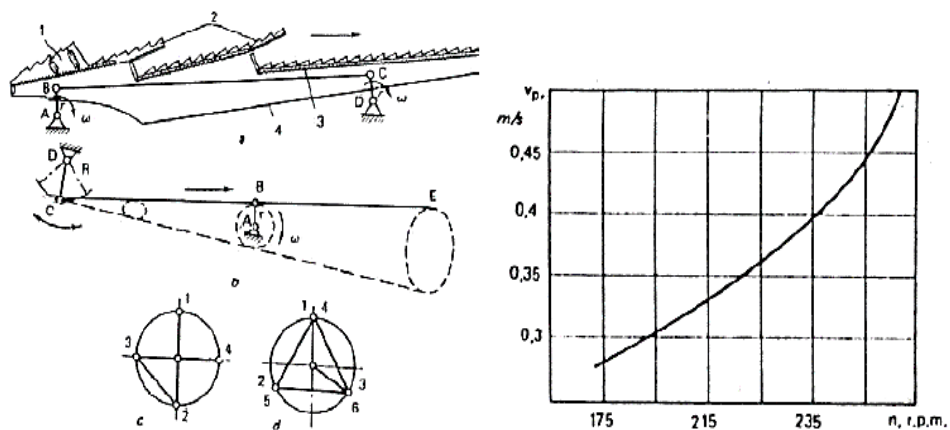


Figura 34. Cinemática de sistemas de desplazamiento

Fuente: (J., 1998)

Para la bandeja se considerará como material de manufactura al acero galvanizado de 1.5 mm con las siguientes medidas: 480 mm de ancho y 02 pliegues laterales de 100 mm cada uno; con un peso de mezcla de 25 Kg.

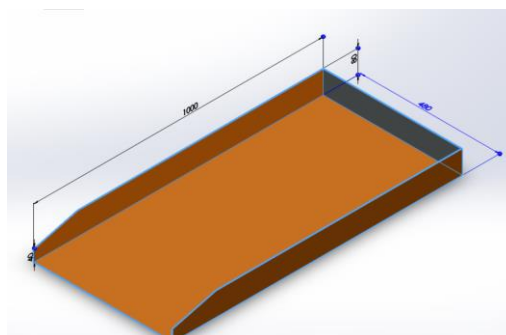


Figura 35, Dimensiones de la bandeja de desplazamiento y criba seleccionadora

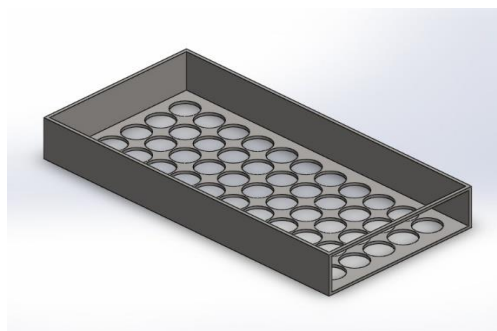


Figura 36 Dimensiones de la bandeja de desplazamiento y criba seleccionadora

Ecuación 16 : Peso del alimentador

$$W_{alimentador} = 1000 * 680 * 1.5 * 10^{-9} * 7860 + 25 = 33.01 \text{ Kg}$$

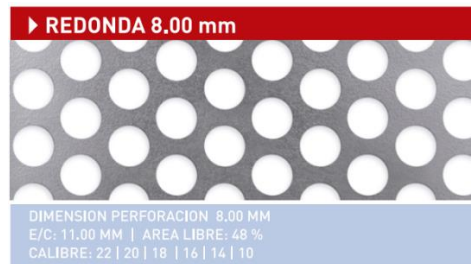


Figura 37 Vista superior de la chapa perforada redonda

Fuente: (ETC, 1994)

En análisis de elementos finitos con el software CAD dio como resultado los siguientes datos de la bandeja del alimentador vibratorio:

Tabla 12 Resultados del análisis estático con software FEA

Análisis aplicando la teoría de Von Mises para el alimentador			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensión	Teoría Von mises	392.28 Pa	6.01 x MPa
Desplazamientos	Desplazamiento resultante	0.01 mm	0.35 mm
Factor de seguridad	-----	3.6	51048.2
Propiedades del Acero			
Nombre:		ASTM A653	
Resistencia de Fluencia:		203 MPa	
Resistencia última		356 MPa	

Fuente:(Elaboración Propia)

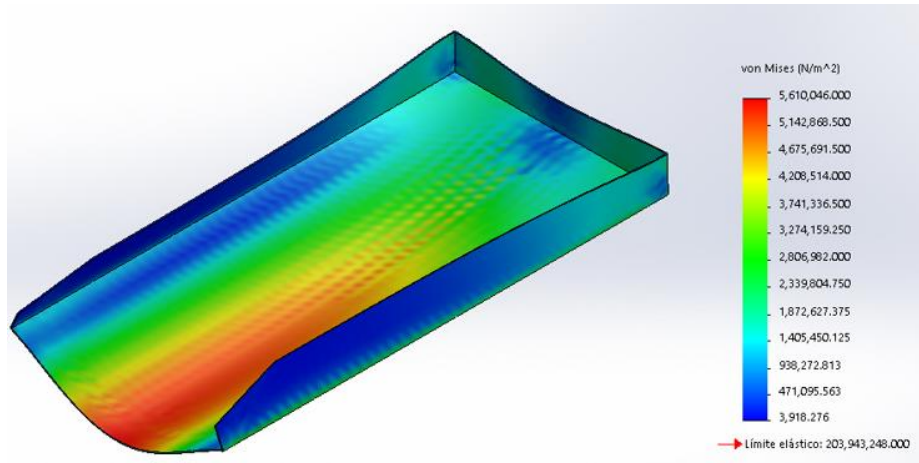


Figura 38 Análisis de tensiones en la bandeja

Fuente:(Elaboración Propia)

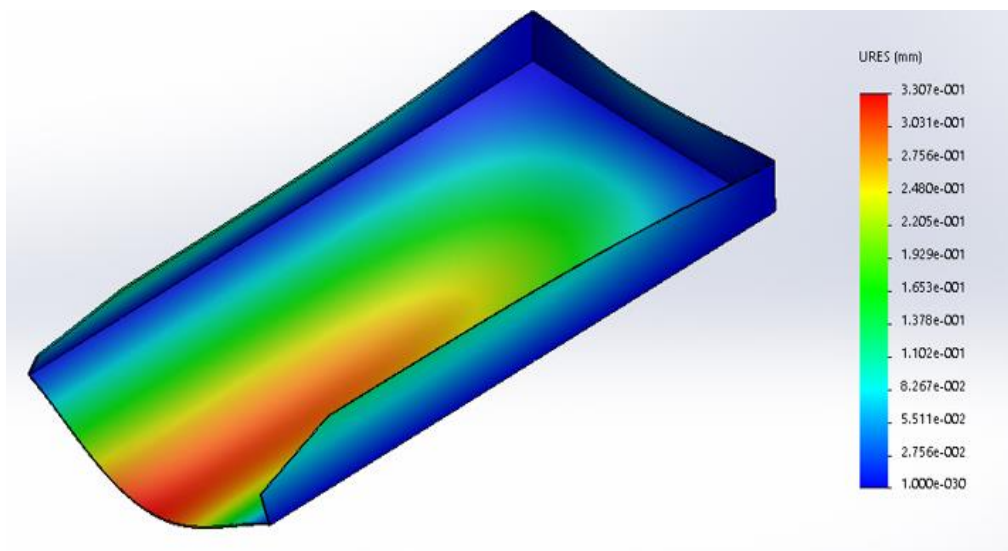


Figura 39 Desplazamiento en la bandeja de entrada

Fuente:(Elaboración Propia)

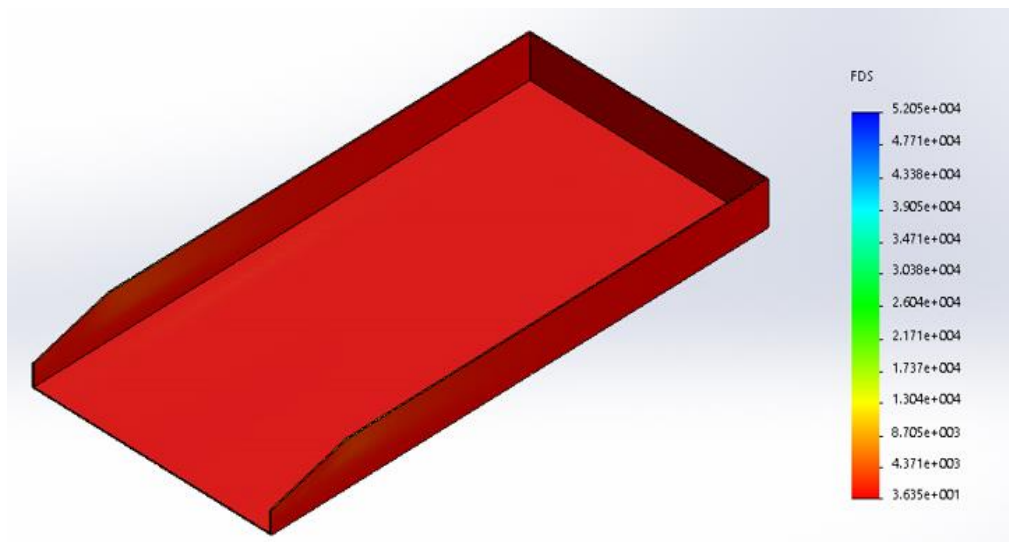


Figura 40 Análisis estático - Factor de seguridad

Fuente:(Elaboración Propia)

En la siguiente tabla tenemos los datos que son de más importancia para el análisis del alimentador vibratorio

Tabla 13 Datos de análisis del alimentador vibratorio

Elemento		Manivela			Biela	
variable	r_{exc}	αb	u_e	u_c	l	m
valor	$0.0225\ m$	30°	0.74	0.57	0.05	-
Velocidad de transporte			$0.3\ m/s$			
Longitud del alimentador			$1000\ x\ 480\ x\ 2.0\ mm$			
Max. carga en el alimentador			$25\ kg$			
Masa total alimentador			$33.01\ Kg$			

Fuente:(Elaboración Propia)

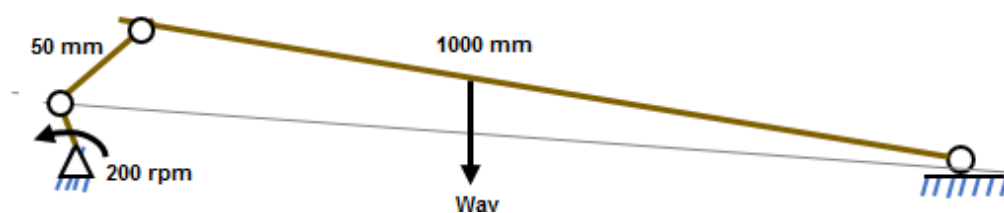


Figura 41 Esquema del alimentador vibratorio

Fuente:(Elaboración Propia)

Remplazando en la ecuación 14 y 15 tenemos:

$$a_{avS} = \frac{9.81}{\frac{\cos(30)}{0.74} - \sin(30)} = 1.4635$$

$$a_{avB} = \frac{9.81}{\frac{\cos 30}{0.57} - \sin 30} = 0.9623$$

Con estos resultados se realizó la siguiente grafica para determinar la velocidad angular del eje 1 teniendo en cuenta la ecuación 8 para el arranque se tiene $t=0$ (en este instante la aceleración es máxima y se observa que a_{av} depende de ω_{eje1})



Figura 42. Grafica a_{av}

Fuente:(Elaboración Propia)

La gráfica muestra que la velocidad optima la podemos obtener con los valores de las aceleraciones tanto se subida como de bajada del alimentador vibratorio, están entre un rango de 175 rpm y 225 rpm de esta forma se puede corroborar los datos de Silveira, J. en su bibliografía de Teoría y cálculo de maquinaria agrícolas.

3.4.3. Evaluación de la vibración de la máquina.

Para justificar si la maquina trabajará con un nivel de vibración aceptable se recurrirá a la carta de RATHBONE.

Este documento contiene 02 escalas logarítmicas, frecuencias (Hz) y amplitudes en desplazamiento, con ella podremos tener los parámetros de severidad de la vibración.

La siguiente ecuación analiza el nivel de severidad de vibración:

Ecuación 17 Amplitud

$$X = 2r_{exc} \cos(\omega_{eje1}t)$$

Remplazando datos tenemos teniendo en cuenta a $t = 0$ se tiene la máxima amplitud

$$X = 0.045m$$

Para analizar este resultado en la tabla de Rathbone se convierte las unidades de metros a milésimas de pulgada.

$$X = 3.5039 \text{ mil}$$

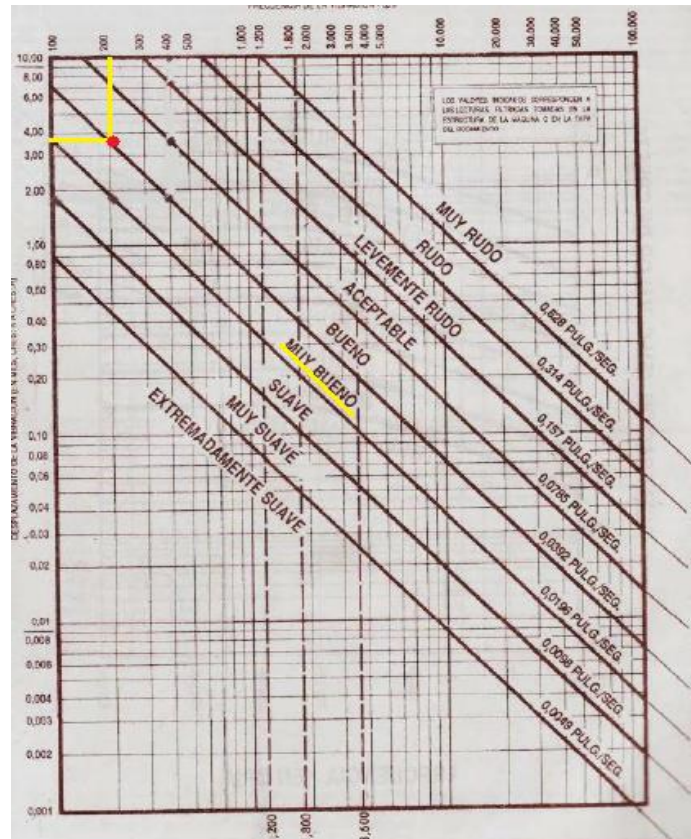


Figura 43 Grafica de Rathbone

Fuente:(Budynas & Keith Nisbett, 2008)

En la gráfica de rathbone podemos interceptar los 200rpm y los 3.5039 mil de la amplitud y podemos observar que se encuentra en la diagonal de muy bueno en el nivel de vibración.

3.4.4. Análisis estático del sistema Biela manivela

El diagrama de cuerpo libre del mecanismo biela - manivela y sus respectivas componentes:

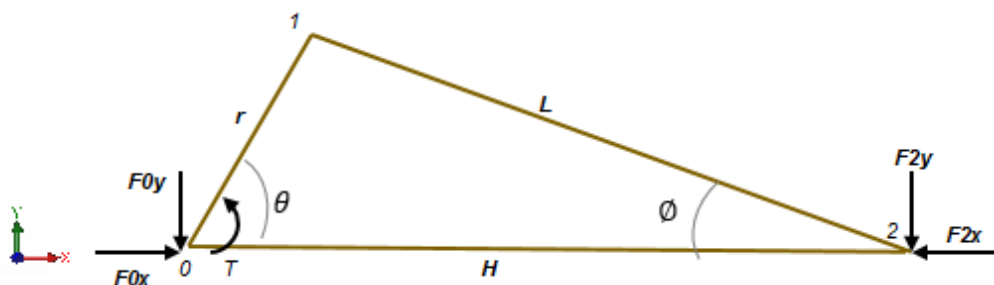


Figura 44 DCL del mecanismo Biela - manivela

Fuente:(Elaboración Propia)

Aplicando relaciones trigonométricas podemos expresar las siguientes ecuaciones donde la fuerza que el alimentador vibratorio será la componente horizontal F_{2x} :

Ecuación 18 Componente H

$$H = r_{exc} \cos \theta + l \cos \phi$$

Ecuación 19: Valor de $\cos \phi$

$$\cos \phi = \left[1 - \left(\frac{r_{exc}}{l} \right)^2 (\sin \theta)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

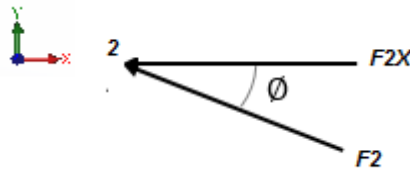


Figura 45 fuerza que el alimentador vibratorio será la componente horizontal F_{2x}

Fuente:(Elaboración Propia)

Ecuación 20: Componente F_{2x}

$$F_{2x} = \frac{T \times l}{H} \times \frac{\cos \phi}{\sin \theta}$$

Donde:

T : torque

l : longitud de la bandeja.

r_{exc} : radio excéntrico

La imagen se muestra las fuerzas a vencer en el punto 2

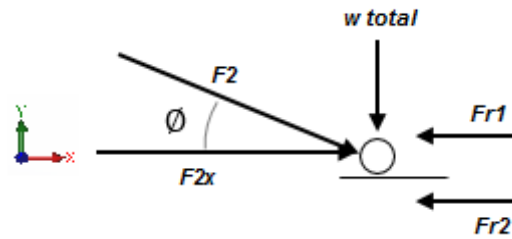


Figura 46 DCL

Fuente:(Elaboración Propia)

Ecuación 21: Valor de F_{2x}

$$F_{2x} = F_{r1} + F_{r2}$$

F_{2x} = fuerza empujar la masa de los productos + fuerza para vencer la inercia

Ecuación 22: Fuerza necesaria para vencer la masa de los productos

$$F_{r1} = \mu_e \cdot w$$

Donde el peso que se tiene en el alimentador vibratorio será de 300.75 N

$$F_{r1} = 181.3 \text{ N}$$

Para el cálculo de la fuerza inercial del alimentador se necesita conocer La masa de este y se obtuvo de las propiedades físicas que analiza el programa CAD.

Para el cálculo utilizaremos la siguiente ecuación

Ecuación 23: Fuerza Inercial

$$F_{r2} = m_t \cdot a_{av}$$

$$F_{r2} = 349.69 \times 1.75$$

$$F_{r2} = 612.08 \text{ N}$$

$$F_{2x} = F_{av} = F_{r1} + F_{r2}$$

$$F_{2x} = F_{av} = 181.3 + 612.08$$

$$F_{2x} = F_{av} = 793.38 \text{ N}$$

Remplazando los datos en la ecuación del torque tenemos:

Ecuación 24: Torque

$$T = F_{2X} \left[r_{exc} x \text{sen}\theta + \frac{r_{exc}^2 x (\text{sen}\theta x \cos\theta)}{L x \left[1 - \left(\frac{r_{exc}}{L} \right)^2 x \text{sen}^2\theta \right]^{\frac{1}{2}}} \right]$$

$$T = 17.58 \text{ n.m}$$

En la gráfica de la figura 48 se aprecia el torque que se genera con respecto al ángulo que forma la bandeja.

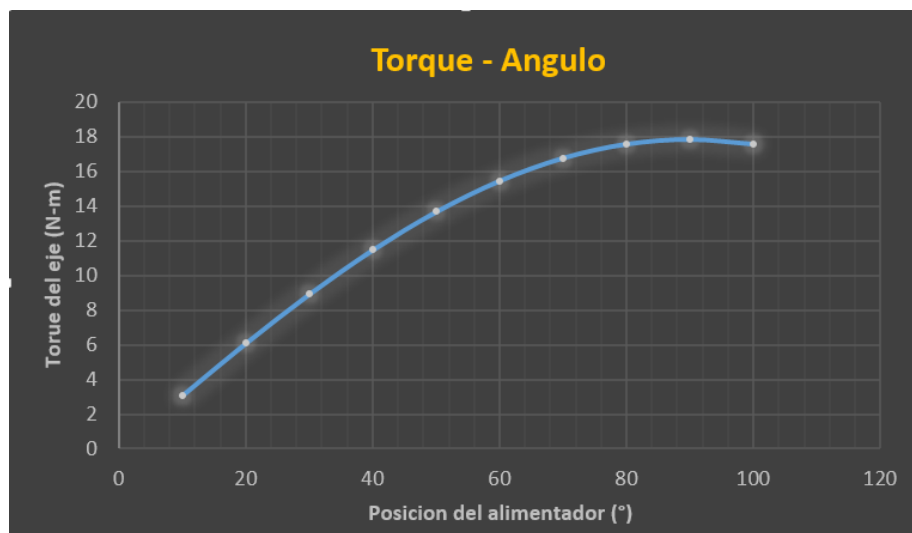


Figura 47. Grafica Torque - ángulo

Fuente:(Elaboración Propia)

La gráfica muestra que el torque aumenta con respecto al ángulo que toma la bandeja del alimentador, el sistema llega a tomar un ángulo de 80° el cual el torque será de 17.58 N.

La potencia máxima que necesitamos para mover el alimentador vibratoria la podemos calcular con la siguiente formula

Ecuación 25: Potencia del alimentador.

$$P_{av} = T * \omega_{eje}$$

$$P_{av} = 17.58 \text{ N.m} * 21 \text{ rad/s}$$

$$P_{av} = 369 \text{ W} \approx 0.49 \text{ hp}$$

En la potencia del alimentador se necesitó convertir el rpm a rad/s.

3.4.5. Diseño del eje excéntrico

Debido que se desea un mecanismo para lograr la función de la manivela se optó por un eje excéntrico según la figura siguiente:

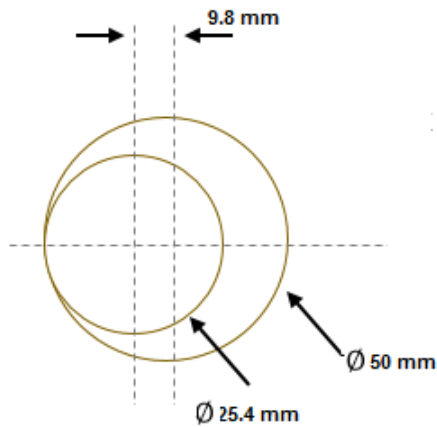


Figura 48. Eje excéntrico.

Fuente:(Elaboración Propia)

El eje con sus respectivos componentes se aprecia en la siguiente figura.

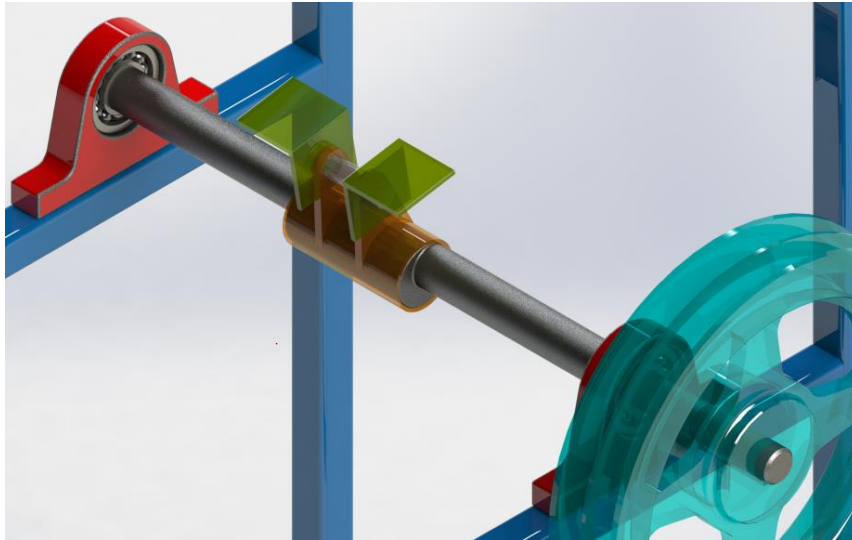


Figura 49. Eje y sus componentes

Fuente:(Elaboración Propia)

a) Cálculo del eje

DCL del eje de transmisión

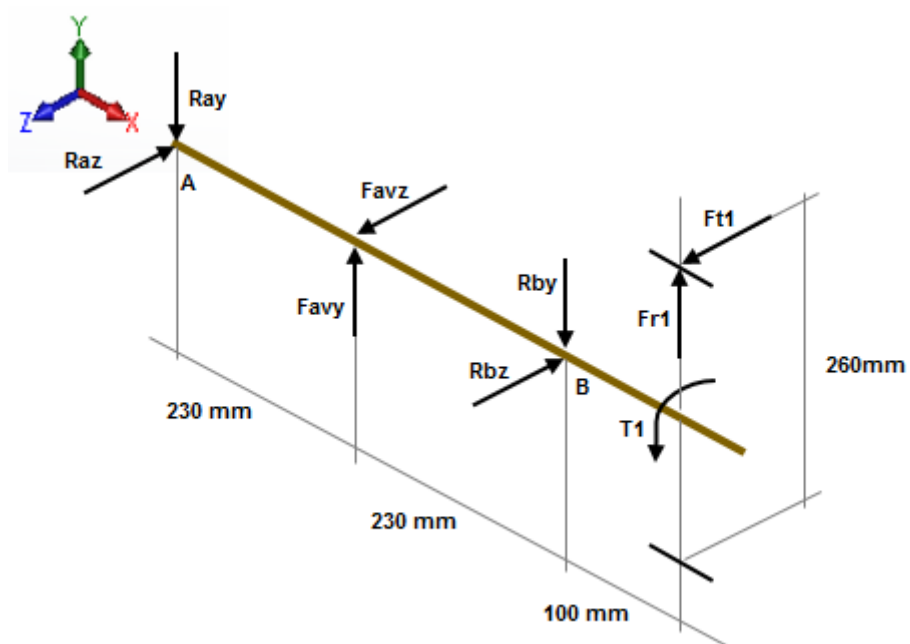


Figura 50. Esquema del DLC del eje de transmisión

Fuente:(Elaboración Propia)

Análisis en los planos “x-y” , “z-x” para determinar las fuerzas resultantes

Datos:

$$F_{av} = 793.38 \text{ N}$$

$$T1 = 17.58 \text{ N.m}$$

$$\varnothing_p = 260 \text{ mm (Diámetro de la polea)}$$

$$\text{Angulo } (\beta) = 42^\circ$$

Se procederá a descomponer las F_{av} en sus componentes

$$F_{avy} = 780.95 \text{ N}$$

$$F_{avz} = 137.70 \text{ N}$$

Para el cálculo de las fuerzas que están presentes en la polea se analizara de la siguiente forma.

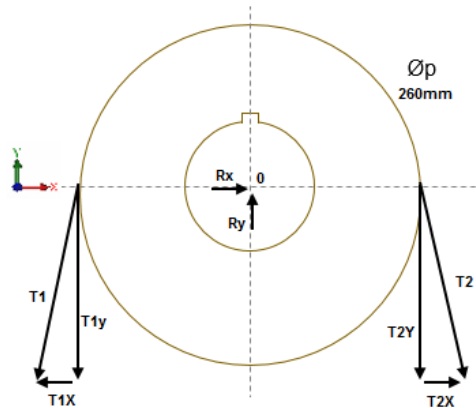


Figura 51. DCL en la polea.

Fuente:(Elaboración Propia)

Donde T1 y T2 son las tensiones en la correa y el ángulo es de 42°

Entonces utilizaremos las ecuaciones de equilibrio.

Ecuación 26: Ecuaciones de Equilibrio

$$\sum F_x = 0 ; \sum F_y = 0$$

$$F_{r1} = (T1 - T2)\text{sen}\beta$$

$$F_{t1} = (T1 - T2)\text{cos}\beta$$

Para este caso como no son conocidas las tensiones utilizaremos la fuerza $F_{r1} = 181.3 \text{ N}$ y conocido el ángulo tenemos entonces:

$$F_{t1} = 135.26 \text{ N}$$

$$F_{r1} = 121.788 \text{ N}$$

Análisis de fuerzas en el plano XY. Ver figura 52.

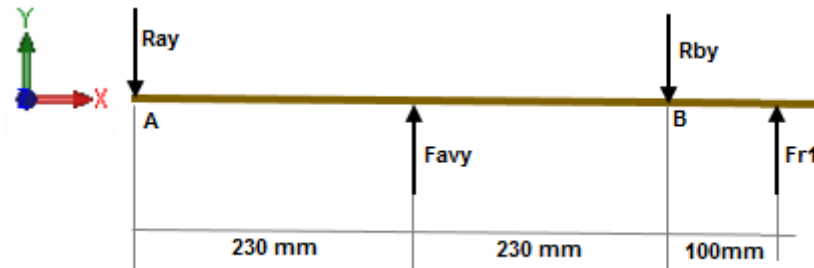


Figura 52. Análisis de fuerzas Plano XY

Fuente:(Elaboración Propia)

Ecuación 27: Ecuación de equilibrio de Momentos.

$$\sum M_A = 0$$

$$(F_{avy})(230\text{mm}) - R_{by}(460\text{mm}) + F_{r1}(560) = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_{avy}(230\text{mm}) + F_{r1}(560\text{mm})}{460 \text{ mm}}$$

$$\mathbf{R_{By} = 538.26N}$$

Ecuación 28: Ecuación de equilibrio Fuerzas.

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_{Ay} + F_{avy} - R_{By} + F_{r1} = 0$$

$$R_{Ay} = F_{avy} - R_{By} + F_{r1}$$

$$\mathbf{R_{Ay} = 364.478 \text{ N}}$$

Cálculo de los momentos flexionantes:

Ecuación 29: Momentos flexionantes.

$$M_A = F(d)$$

$$M_B = R_{By}(0.460) = 247.59 \text{ N.m}$$

$$M_{Fr1} = Fr1(0.560) = 68.2 \text{ N.m}$$

$$M_{FAvy} = FA_{vy}(0.230) = 83.83 \text{ N.m}$$

Diagramas cortantes y de momento flector respectivamente.

Figura 14: Fuerzas cortante y momentos flectores en el plano XY

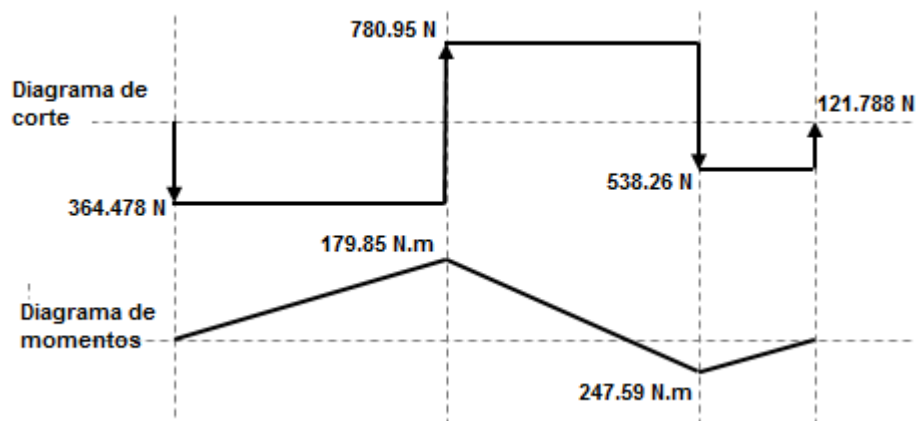


Figura 53. Fuerzas cortantes y momentos flectores en el plano XY

Fuente:(Elaboración Propia)

Plano XZ:

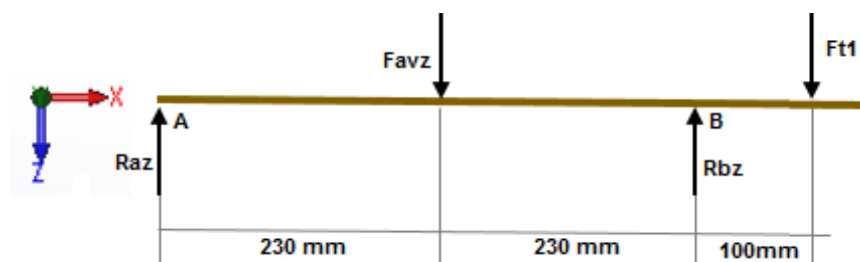


Figura 54. Diagrama de fuerzas plano XZ

Fuente:(Elaboración Propia)

$$\sum MA = 0$$

$$-(Favz)(230mm) + (RBz)(460mm) - (Ft1)(560mm) = 0$$

$$(RB_z) = \frac{F_{avz}(230) + (F_{t1})(560)}{460}$$

$$(Rb_z) = 233.51 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{az} - F_{avz} + Rb_z - F_{t1} = 0$$

$$R_{Az} - 137.7 + 233.51 - 135.26 = 0$$

$$R_{az} = 39.45 \text{ N}$$

Cálculo de los elementos flexionantes:

$$M_{avz} = F_{avz}(0.23) = 31.67 \text{ N.m}$$

$$M_{Rb} = Rb_z(0.46) = 107.27 \text{ N.m}$$

$$M_{FT1} = F_{T1}(0.175) = 98596.67 \text{ N.m}$$

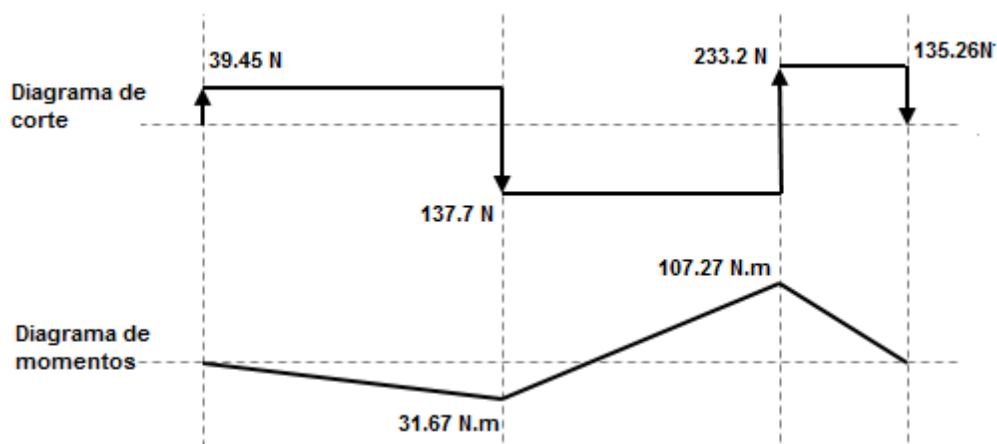


Figura 55. Diagrama de cortante y momentos. Plano YZ

Fuente:(Elaboración Propia)

Cálculo del momento flexionantes máximo:

Ecuación 30: Momento resultante máximo

$$MR = \sqrt{MA^2 + MFd^2}$$

$$MR = \sqrt{247.59^2 + 107.27^2}$$

$$MR = 269.83 \text{ N} - m$$

b) Material seleccionado para el eje:

La aleación de Acero AISI 4340 (acero bonificado al cromo-níquel-molibdeno apto para altas exigencias a la tracción, torsión y flexión) templado y revenido a 1200°F (Ver anexo B).

$$S_y = 855 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 965 \text{ MPa}$$

El valor recomendado por la norma ASME para factor de seguridad debe ser $n_s = 2$.

c) Aplicación del criterio de falla por carga cíclica para el dimensionamiento del eje:

El diámetro mínimo del eje será calculado mediante el criterio de **Goodman Modificado**.

Ecuación 31: Diámetro según criterio ED - Goodman

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

Los factores de concentración de esfuerzo serán halladas mediante la tabla N°6.

$$K_{ts} = 1.51$$

$$K_t = 1.72$$

Tabla 14. Concentrador de Esfuerzos

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

Fuente:(Budynas & Keith Nisbett, 2008)

Si: $S_{ut} = 140$ kpsi para el Acero AISI 4340, entonces:

Ecuación 32: factor K_a

$$K_a = aS_{ut}^b$$

Tabla 15. Valores de factor y exponente

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 & Keith Nisbett, 2008)

$$K_a = 2.7(140)^{-0.265}$$

$$K_a = 0.7288$$

Para

$$K_b = 0.9$$

$$K_c = K_d = K_e = 1$$

$$K_f = 0.84$$

Ecuación 33: Límite de resistencia a la fatiga real

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$S_e = 0.7288 \times 0.9 \times 0.84 \times 140$$

$$S_e = 77.136 \text{ Kpsi}$$

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left(\frac{2((1.7)(928522.124))}{77136} + \frac{[3((1.5)(573381.42))^2]^{\frac{1}{2}}}{140000} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 5/8 \text{ pulg}$$

d) Análisis mediante elementos finitos

El análisis estático se realizó mediante el criterio de MEF (Método de Elementos Finitos) utilizando el software CAD.

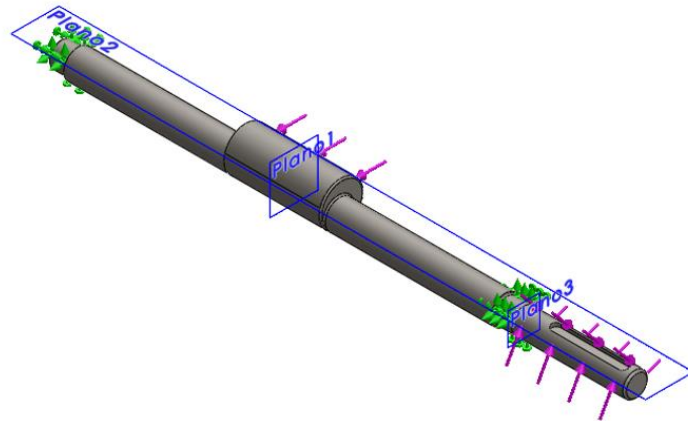


Figura 56. Análisis aplicando software MEF

Fuente:(Elaboración Propia)

Tabla 16. Análisis estático usando software MEF

Análisis estático usando software MEF para eje de transmisión			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensión	Criterio de Von Mises	30884.5 Pa	3.75 x 10 ⁷ Pa

Desplazamiento	Desplazamiento	0.01 mm	0.345 mm
Factor de seguridad	-----	9.3	11332.5
Propiedades del Acero			
Nombre:		AISI 1020	
Limite elástico:		350 MPa	
Límite de tracción:		420 MPa	

Fuente:(Elaboración Propia)

El esfuerzo máximo que generan las fuerzas es menor que el límite elástico del material dando como resultado de 0.35 mm de desplazamiento y un factor de seguridad de 9.3 con estos valores el eje no fallara por resistencia mecánica.

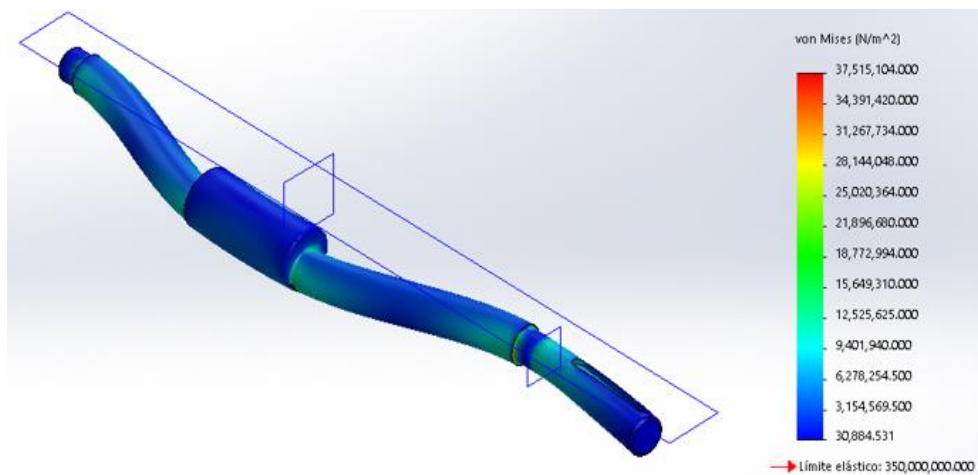


Figura 57. Tensiones en el eje según MEF

Fuente:(Elaboración Propia)

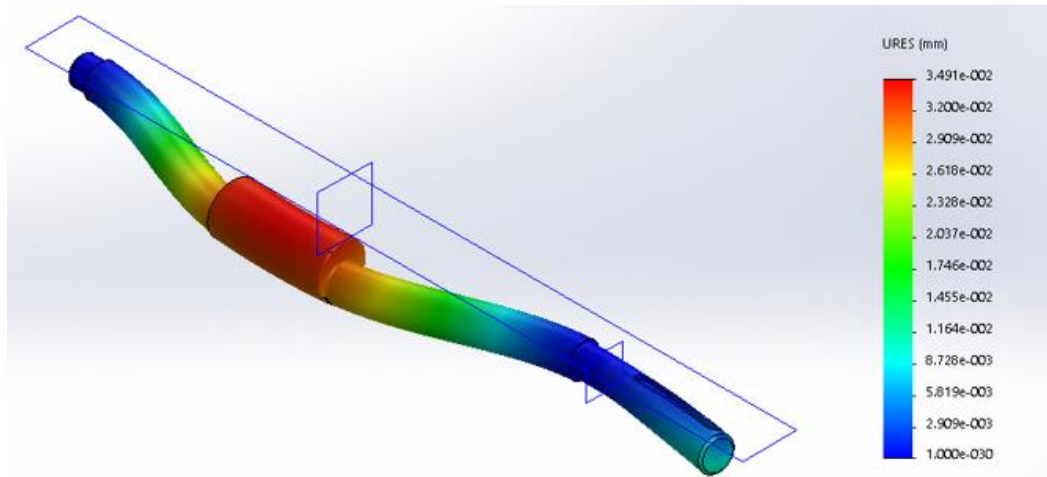


Figura 58. Desplazamientos en el eje según análisis MEF

Fuente:(Elaboración Propia)

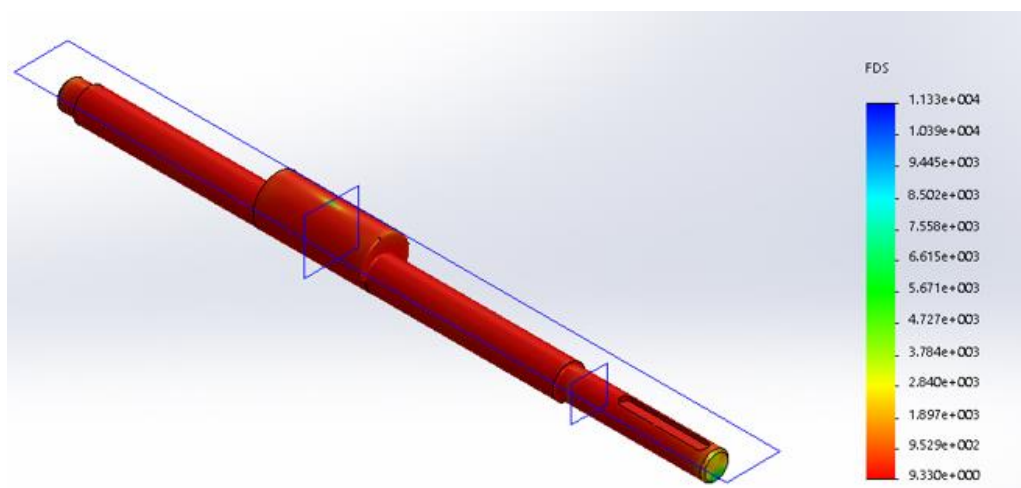


Figura 59. Análisis estático – Factor de seguridad en el eje

Fuente:(Elaboración Propia)

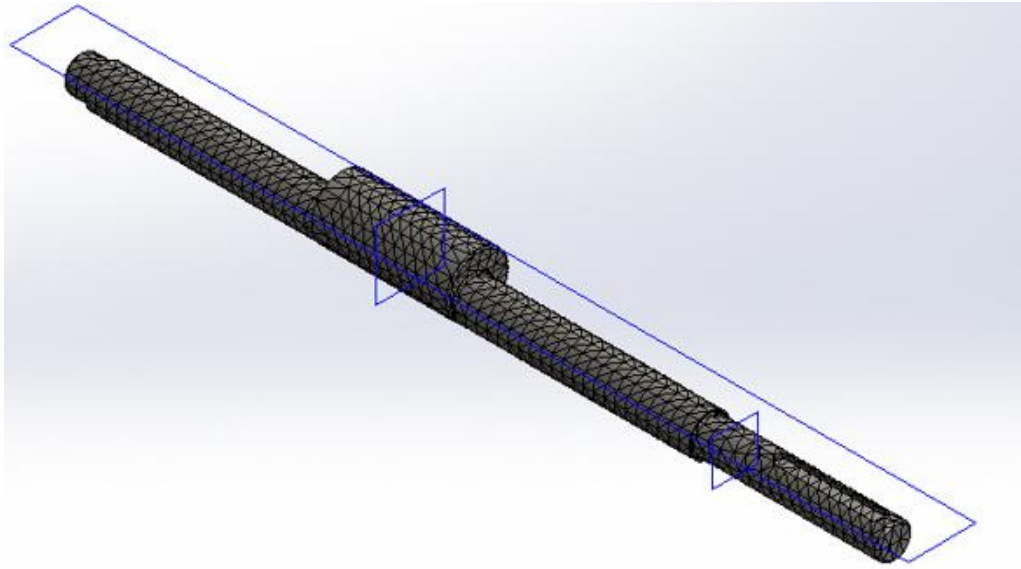


Figura 60. Mallado del eje principal

Fuente:(Elaboración Propia)

3.4.6. Rodamientos: selección según estandarización.

Los rodamientos para el eje fueron seleccionados de la siguiente manera:

Se utilizaron las fuerzas en el punto A:

$$R_{az} = 39.45 \text{ N}$$

$$R_{ay} = 364.478 \text{ N}$$

Ecuación 34: Carga resultante en rodamientos

$$RT_A = \sqrt{(R_{ay})^2 + (R_{az})^2}$$

$$RT_A = \sqrt{(364.478)^2 + (39.45)^2}$$

$$RT_A = 366.61 \text{ N}$$

Y para el punto B

$$R_{by} = 538.20 \text{ N}$$

$$R_{bz} = 233.51 \text{ N}$$

$$RT_A = \sqrt{(538.20)^2 + (233.51)^2}$$

$$RT_b = 586.67 \text{ N}$$

Consideraremos para la selección la carga en el punto B ya que es la de mayor magnitud.

Para un diámetro interno de 25 mm se utilizarán las tablas de rodamientos rígidos de bolas:

$$C_r = 10000 \text{ N}$$

$$C_{or} = 5850 \text{ N}$$

Considerando una vida útil de 100 000 horas y velocidad de 200 rpm usando la siguiente tabla:

$$f_n = 0.55$$

$$f_l = 5.85$$

Eje	Dimensiones							Peso din kg	Capacidad de carga	
	d mm	D	B	r _s mm	H din	H ₁ din	J din		dyn. C kN	stat. C ₀
20	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,108	12,7	6,55
	20	47	18	1	38,4	41	28,8	0,139	12,7	6,55
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,151	16	7,8
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,153	16	7,8
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155	16	7,8
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155	16	7,8
	20	52	21	1,1	42,1	44,4	30,3	0,209	16	7,8
	20	72	19	1,1	55		37	0,415	30,5	15
25	25	47	8	0,3	39,7	41,1	32,2	0,055	7,2	4,65
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,08	10	5,85
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,082	10	5,85
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,084	10	5,85
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85

Figura 61. Rodamiento rígido de bolas.

Fuente:(Catalogo FAG)

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33}{n}}$$

n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,108
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

Figura 62. n (factor de velocidad).

Fuente:(Catalogo FAG)

▼ Valores f_L para rodamientos de bolas

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$$

L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L
h		h		h		h		h	
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	3,83
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17	60000	4,93
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07
300	0,843	1100	1,3	4400	2,06	18000	3,3	70000	5,19
320	0,862	1200	1,34	4600	2,1	19000	3,36	75000	5,31
340	0,879	1300	1,38	4800	2,13	20000	3,42	80000	5,43
360	0,896	1400	1,41	5000	2,15	22000	3,53	85000	5,54
380	0,913	1500	1,44	5500	2,22	24000	3,63	90000	5,65
400	0,928	1600	1,47	6000	2,29	26000	3,73	100000	5,85

Figura 63. f_L : Factor de esfuerzos dinámicos.

Fuente:(Catalogo FAG)

Ecuación 35: Fr: Carga dinámica

$$P = Fr$$

Con la ecuación anterior, realizaremos el análisis dinámico

Para: $P = RT_b$

$$\frac{Fa}{Fr} \leq e ; Fa = 0$$

Ecuación 36: Capacidad de carga dinámica requerida.

$$C_{req} = \frac{f_l}{f_n} * P$$

$$C_{req} = 6240.035$$

$$C_{req} \leq C_{dis}$$

$$6240.035 \leq 10000$$

Ecuación 37: Capacidad de carga estática requerida

$$C_{o_{req}} = f_s * P_o$$

La ecuación anterior permitirá el análisis estático

Se propone para un criterio conservador como valor de factor de seguridad para cargas elevadas.

Ecuación 38: Carga estática equivalente

$$P_o = X_o * Fr + Y_o * Fa$$

$X_o = 1$ factor radial

$F_a = 0$

$$C_{o_{req}} = 1.5 * 586.67$$

$$C_{o_{req}} = 880.005$$

$$C_{o_{req}} \leq C_{o_{dis}}$$

$$880.1 \leq 5880$$

El rodamiento SERIE FAG 6005 fue seleccionado según los requerimientos y condiciones de carga.

Tabla 17. Rodamiento FAG

FAG 6005				
Capacidad de carga (N)	Peso (kg)	Ø exterior (mm)	Ø interior (mm)	Longitud (mm)
0.08	5850	47	25	12

Fuente:(Catalogo FAG)

3.4.7. Cálculo del pasador del sistema de la bandeja.

Conocidas las fuerzas se procede a realizar el cálculo de eslabones y pasadores.

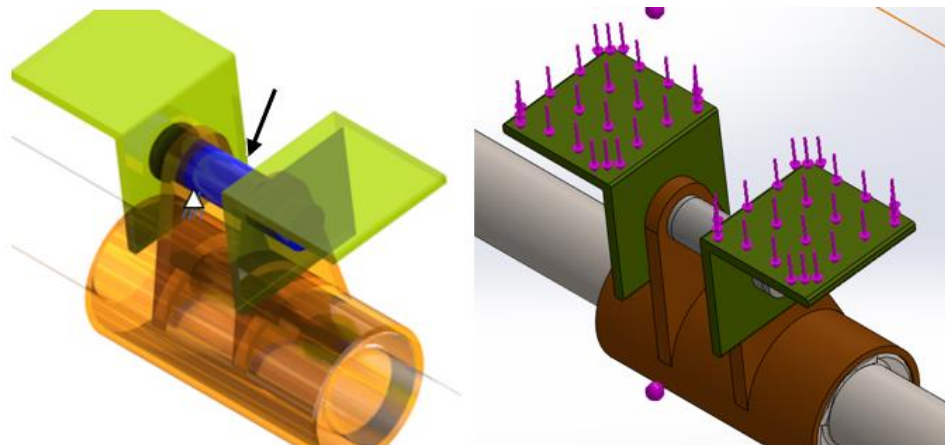


Figura 64. Eslabón del alimentador vibratorio

Fuente:(Elaboración Propia)

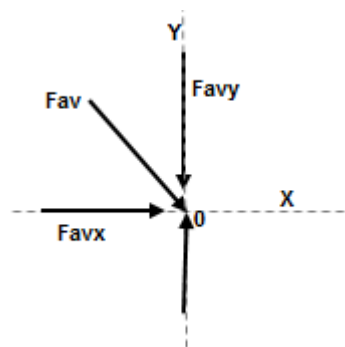


Figura 65. DLC del eslabón

Fuente:(Elaboración Propia)

Donde:

F_{av} : es la fuerza que ejerce el alimentador vibratorio que anteriormente se calculó. Reemplazando datos y observando la deposición de los apoyos tenemos los siguientes valores.

Con las fuerzas obtenidas en las barras se realiza el cálculo del F_s para los pasadores

Pasador.

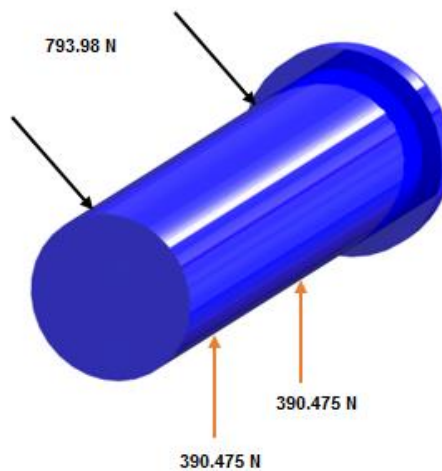


Figura 66. Fuerzas aplicadas en el pasador

Fuente:(Elaboración Propia)

Para el cálculo del área se tiene:

Ecuación 39: Carga estática equivalente

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

Teniendo como diámetro 12.7 mm, reemplazando en la ecuación el área es:

$$A = 1.131 \times 10^{-4} m$$

Podemos expresar el factor de seguridad con la siguiente ecuación

Ecuación 40: Carga estática equivalente

$$F_s = \frac{\tau_{falla}}{\tau_{perm}}$$

Donde

Ecuación 41: Carga estática equivalente

$$\tau_{perm} = \frac{F_{av}}{A}$$

$$\tau_{perm} = 70.2 \text{ Mpa}$$

Elegimos un acero AISI 1020 ver anexo I:

$$F_s = \frac{205 \text{ MPa}}{95.96 \text{ MPa}}$$

$$F_s = 2.92$$

Se realizó el análisis con software Fea el cual se aprecia en las siguientes figuras:

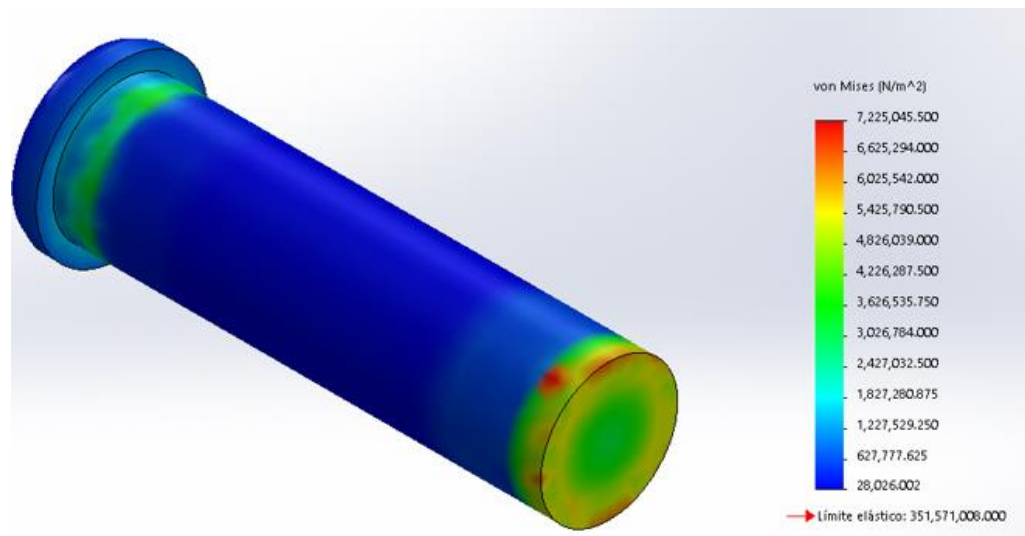


Figura 67. Análisis estático en el pasador

Fuente:(Elaboración Propia)

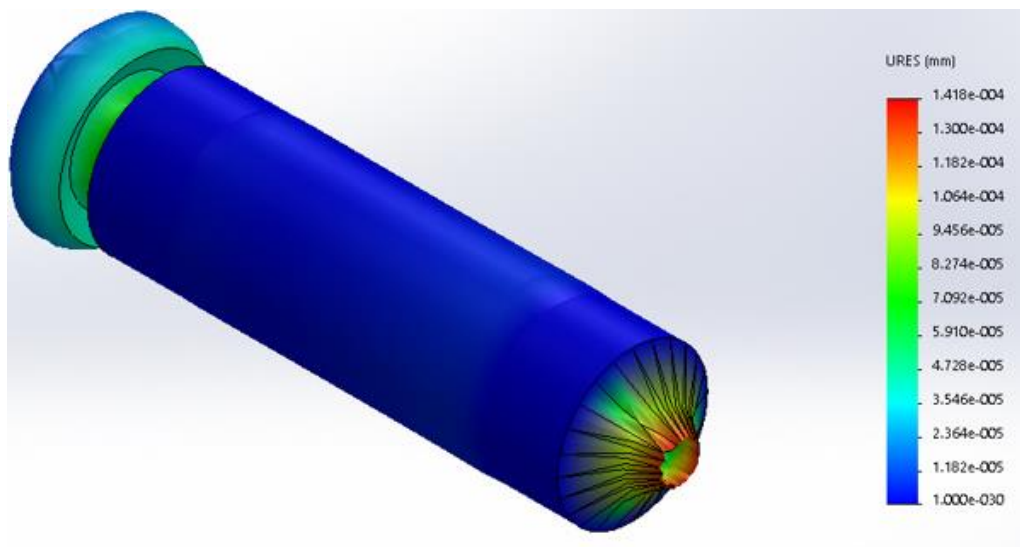


Figura 68. Análisis estático – Desplazamientos en el pasador

Fuente:(Elaboración Propia)

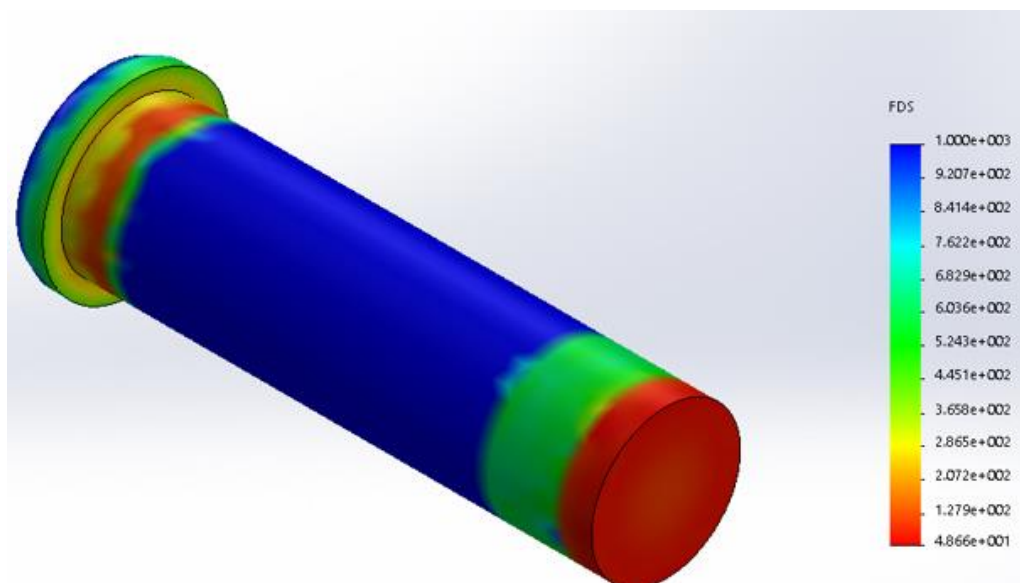


Figura 69. Análisis estático – Fs del pasador

Fuente:(Elaboración Propia)

Tabla 18. Resultados del análisis estático del pasador.

Resultados del Análisis Estático del pasador			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensión	Criterio de de Von mises	28026.5 Pa	72.25 x MPa

Desplazamiento	Desplazamiento resultante	0.011 mm	0.00148 mm
Factor de seguridad	-----	4.8	1000.5
Propiedades del Acero			
Nombre:		AISI 1020	
Limite elástico:		350 MPa	
Límite de tracción:		420 MPa	

Fuente:(Elaboración Propia)

3.4.8. Cálculo de soporte estructural.

Con el uso del software CAE se evaluó la seguridad de la estructura diseñada aplicando el análisis estático bajo el criterio de cálculo de vigas utilizando un perfil estructural cuadrada de 30 x 30 x 1.5.



Figura 70. Estructura base

Fuente:(Elaboración Propia)

Figura 2: Juntas soldadas



Figura 71. Juntas soldadas

Fuente:(Elaboración Propia)

Figura 3: Estructura base

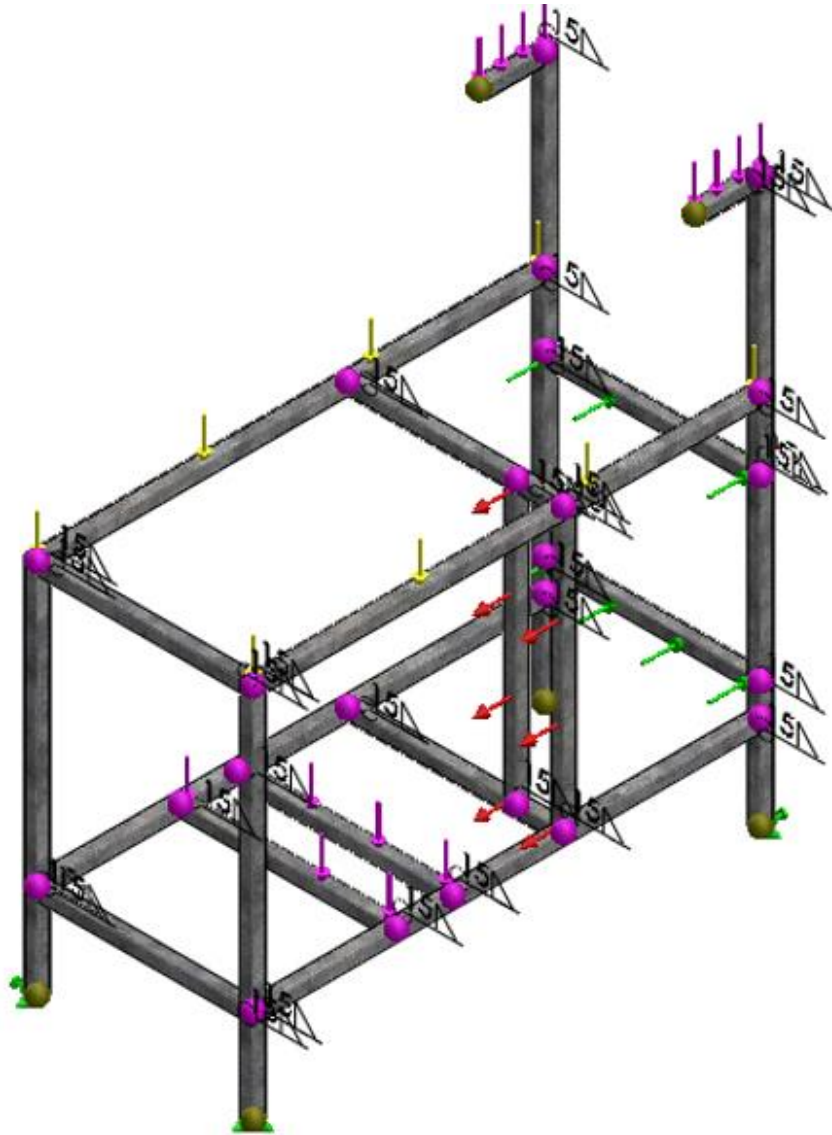
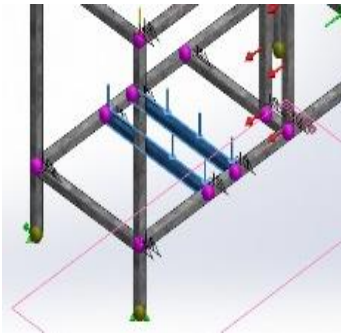
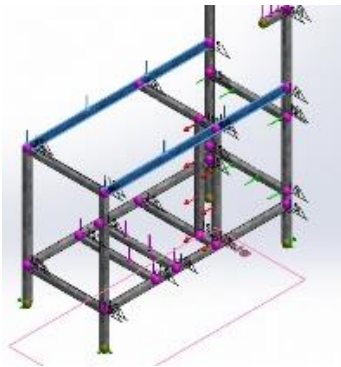

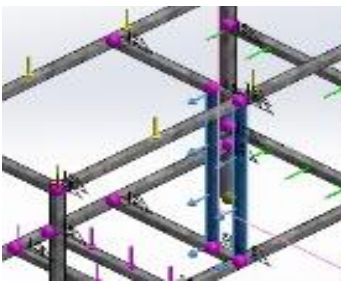


Figura 72. Estructura base

Fuente:(Elaboración Propia)

Tabla 19: Cargas que soporta la estructura base.

Carga	Ubicación	Detalle de la carga	
Carga (Motor)		Tipo: Valores:	Fuerza Z= -196 N
Carga (Alim. Vibratorio)		Tipo: Valores:	Fuerza Z= -1500 N
Carga (Tolva)		Tipo: Valores:	Fuerza -z= -588 N
Carga (Sist. Eje ventilador)		Tipo: Valores:	Fuerza Z= 490 N

Carga	Ubicación	Detalle de la carga	
Carga (sist. ventilador)		Tipo: Valores:	Fuerza Z= -784 N

Tabla 20: Tabla de resultados de análisis de estructura.

Análisis de estructura			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensión	Criterio de Von mises	60905.5 Pa	59.22 MPa
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0.001 mm	1.72 mm
Factor de seguridad	-----	3.4	249
Propiedades del Acero			
Nombre:		AISI 1020	
Limite elástico:		203 MPa	
Límite de tracción:		356 MPa	

Fuente:(Elaboración Propia)

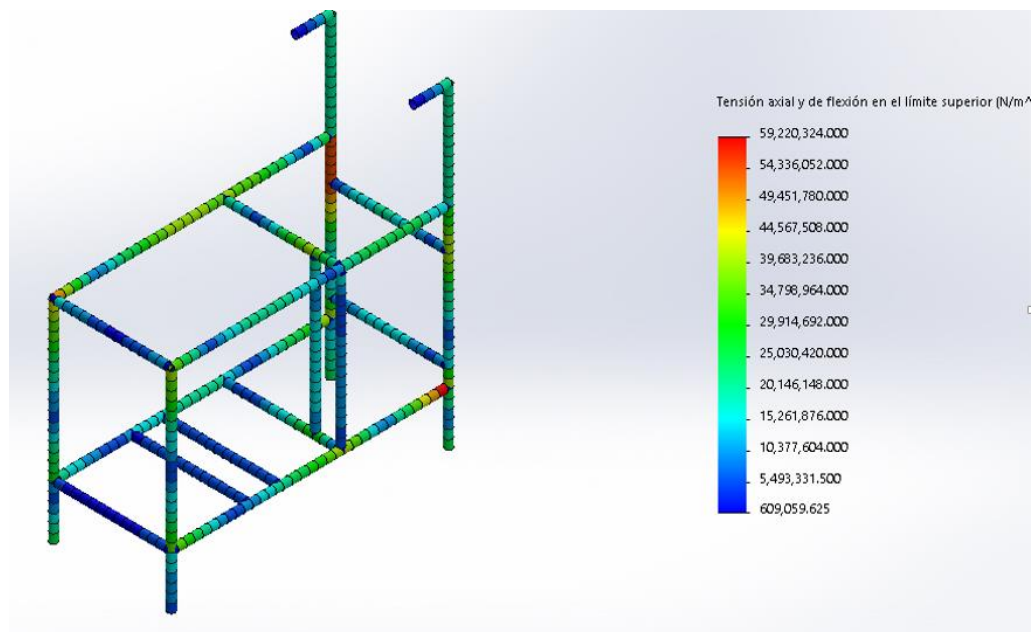


Figura 73. Tensión axial y de flexión en la base

Fuente:(Elaboración Propia)

Para disminuir el esfuerzo debido a tensión axial y de flexión, se agregarán cartelas a fin de disminuir los esfuerzos.

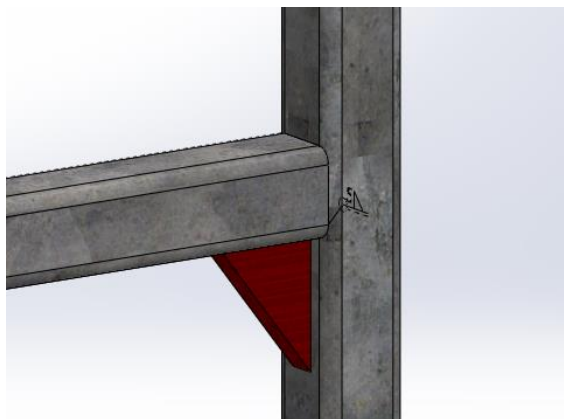


Figura 74. Cartela

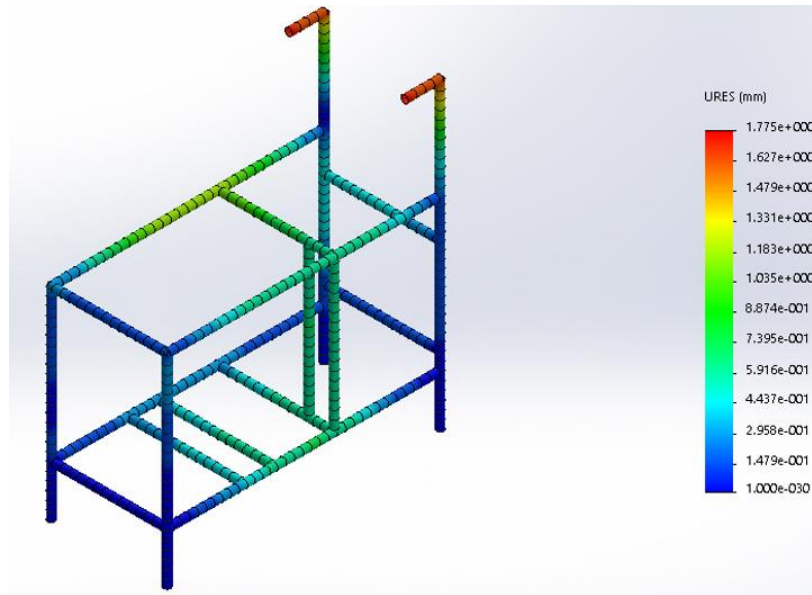


Figura 75. Análisis de desplazamiento de la nueva estructura

Fuente:(Elaboración Propia)

1.77 mm es el desplazamiento máximo y se encuentra justo por el lado donde estará colocada la tolva.

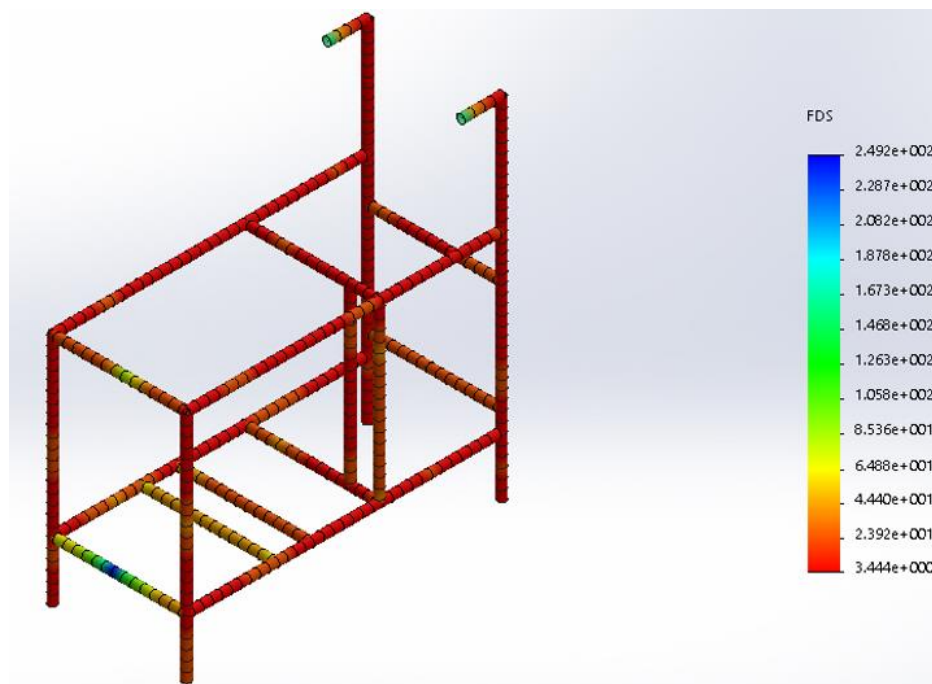


Figura 76. Estructura base

Fuente:(Elaboración Propia)

Con un factor de seguridad de 3.4 mínimo aseguramos la resistencia del diseño.

3.4.9. Dimensionamiento del sistema de limpieza.

El sistema está formado por dos partes fundamentales; el ventilador y el ducto de conducción para ello trabajaremos con los parámetros de caudal, velocidad, área de cortina de aire, inclinación, rpm en bibliografías recomendadas.

Tabla 21: Parámetros iniciales del ventilador.

Datos para iniciar cálculo del ventilador				
V(m/s)	Po(Kpa)	rpm	T°	H _{aire} (mdca)
7	101 Kpa	300 RPM	20°	12.2 m

Fuente:(Elaboración Propia)

3.4.10. Diseño del ventilador.

En la siguiente figura se parecía en detalle el diseño del ventilador todos sus componentes como: rodete, carcaza y eje. Todos estos se calcularon teniendo en cuenta los fundamentos de turbo maquinas.

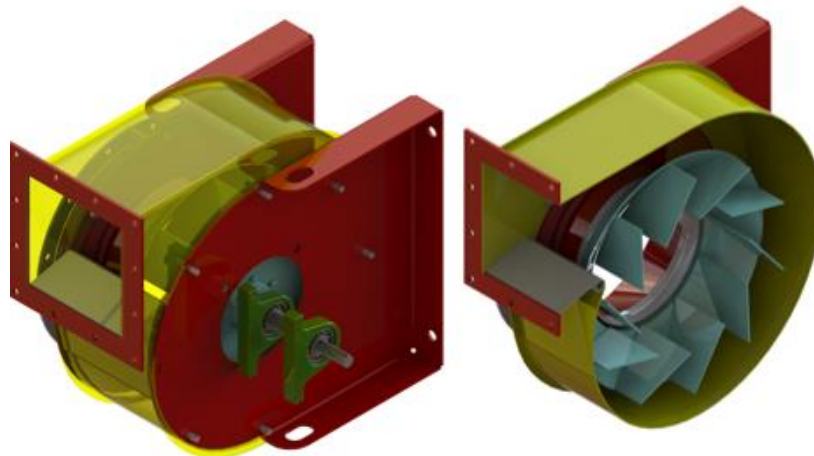


Figura 77. Ventilador para el proceso de limpiado

Fuente:(Elaboración Propia)

Para iniciar el cálculo necesitamos conocer la densidad del aire correspondiente a los datos

Ecuación 42: Densidad del aire

$$\rho = \frac{P_o}{T_o R}$$

Siendo:

ρ = densidad del aire ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)

P_o = Presión absoluta (KPa)

T_o = Temperatura absoluta (°K)

R = Constante de gases (aire = $0.287 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \times ^\circ\text{K}}$)

$$\rho = \frac{P_o}{T_o R} = \frac{101}{(20 + 273) \times 0.287}$$

$$\rho = 1.20108 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Los ventiladores centrífugos tienen una eficiencia de 60 % - 75%,

Para nuestro caso asumiremos un valor del 70 %

Con la siguiente ecuación se calcula la potencia en el eje de una maquina hidráulica:

Ecuación 43: Potencia al eje

$$P = \frac{\rho_{\text{aire}} \times g \times Q \times H_{\text{aire}}}{1000 \times \eta}$$

P = Potencia al eje kw

ρ_{aire} = Densidad del aire ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)

$$Q = \text{Caudal } \left(\frac{m^3}{s}\right)$$

H_{aire} = Altura equivalente en metros de aire (mdca)

η = eficiencia total del ventilador (70%)

Como podemos apreciar en la ecuación 44 necesitamos encontrar el valor del caudal, para ello se hará uso de la siguiente ecuación.

Ecuación 44: Caudal en la ventana de salida

$$Q_{vs} = A_{vs} \cdot v_{vs}$$

$$Q = \text{Caudal } \left(\frac{m^3}{s}\right)$$

A_{vs} = Area en la ventana de salida (m^2)

V_{vs} = velocidad en la ventana de salida (m/s)

La cortina de aire es de 425mm x 100mm, entonces el área de la ventana de salida es

Ecuación 45: Área en la ventana de salida

$$A_{vs} = a \cdot b$$

$$A_{vs} = 425 \times 100$$

$$A_{vs} = 0.0425 \, m^2$$

Esa área A_{vs} se encuentra ubicada a la salida del ducto de aire por a partir de ahí estará en contacto directo con la mezcla de trigo y broza.

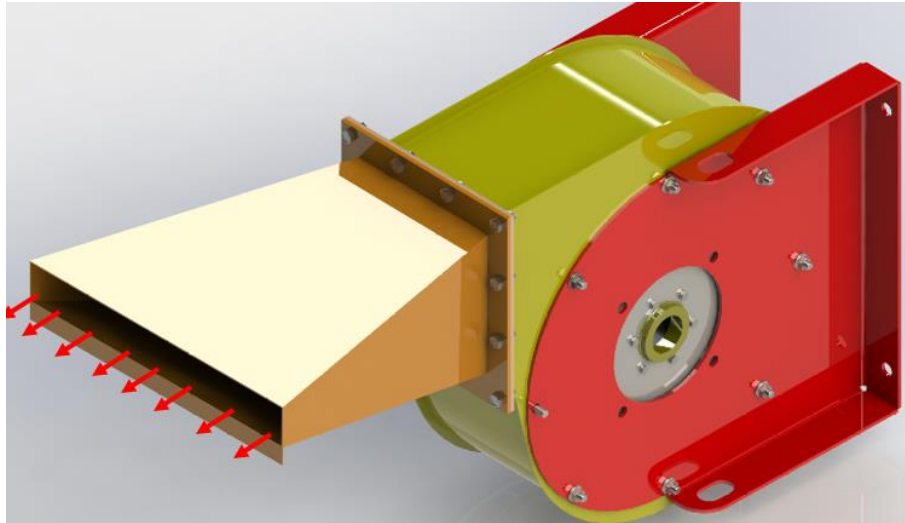


Figura 78. Detalle del área A_{vs}

Fuente:(Elaboración Propia)

Remplazando en la ecuación del caudal tenemos:

$$Q_{vs} = 0.0425 \times 7$$

$$Q_{vs} = 0.3 \frac{m^3}{s}$$

Este es el caudal que se necesita para separar la broza del trigo, pero necesitamos encontrar el caudal inicial del ventilador, “asumiendo una pérdida de 30%” en la velocidad de la ventana de salida entonces tenemos:

Ecuación 46: Velocidad en la ventana de entrada

$$V_{ve} = 30\% \times v_{ve}$$

$$V_{ve} = 9.1 \frac{m}{s}$$

Las dimensiones de la ventana de entrada son de 200mm x 200 mm, la ubicación se muestra en la figura 93 se le dio el nombre de ventana de entrada por que a partir de ahí ingresara al ducto que conecta con la ventana de salida hay que tener en claro que para diseñar el ventilador se necesita conocer el caudal justo en esa área.

Figura 4: Detalle del área A_{ve}

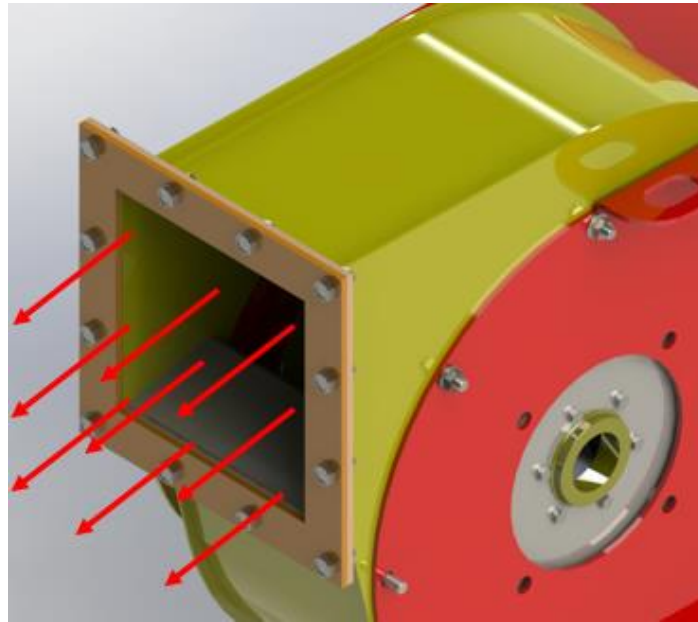


Figura 79. Detalle del área A_{ve}

Fuente:(Elaboración Propia)

Ecuación 47: Área de la ventana de entrada

$$A_{ve} = a^2$$

$$A_{vs} = 0.2^2$$

$$A_{vs} = 0.04 \text{ m}^2$$

Con este valor ya se puede calcular el caudal en la ventana de entrada.

Ecuación 48: Caudal en la ventana de entrada

$$Q_{ve} = 0.04 \times 9.1$$

$$Q_{ve} = 0.364 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Con los datos de caudal y velocidad en la ventana de entrada encontramos las pérdidas de columna de aire para tener un cálculo mucho más exacto, haremos uso del diagrama de pérdidas.

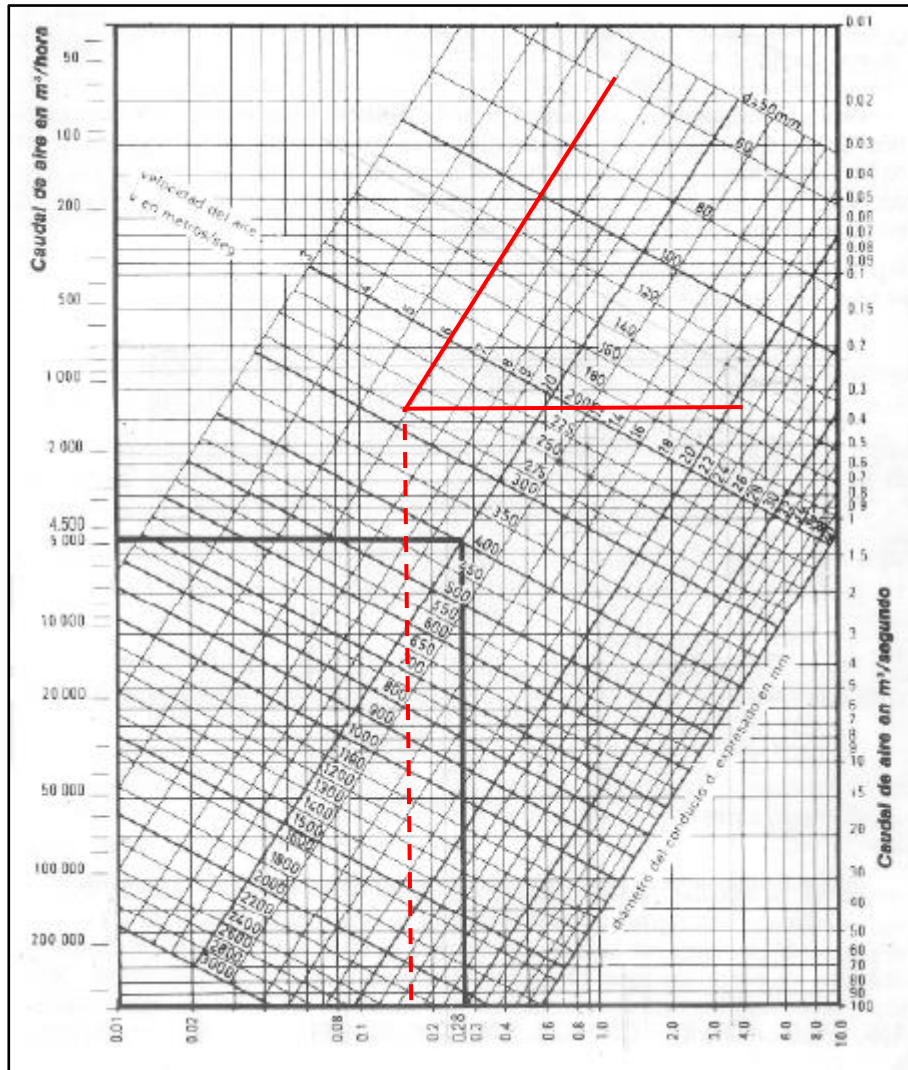


Figura 80. Diagrama de pérdidas

Fuente:(Elaboración Propia)

Las pérdidas son de 0.4 mmcd

Entonces:

$$H_{\text{aire}} = 12.2 + 0.0004$$

$$H_{\text{aire}} = 12.2004 \text{ mdcaire}$$

La potencia será

$$P = \frac{1.0201 \times 9.81 \times 0.364 \times 12.2004}{1000 \times 0.7}$$

$$P = 0.075 \text{ kw} \approx 0.1 \text{ hp}$$

Para el cálculo de los diámetros, espesores, numero de alabes del rodete. Se realiza un cálculo muy extenso lo cual es necesario para diseñar un ventilador óptimo para este tipo de máquina.

Empezaremos con el número específico de revoluciones (N_q) y coeficiente de presión (Ψ)

Ecuación 49: Número específico de revoluciones

$$N_q = \frac{N\sqrt{Q_{ve}}}{H_{aire}^{\frac{3}{4}}}$$

Se define número específico a la velocidad de giro expresada en revoluciones por minuto a que tendría que girar una maquina bajo el salto neto de un metro diera la potencia de un caballo.

N_q = Numero Especifico de revoluciones

N = RPM

Q_{ve} = Caudal en la ventana de entrada ($\frac{m^3}{s}$)

H_{aire} = Altura equivalente en metros de aire (mdca)

$$N_q = \frac{N\sqrt{Q}}{H_{aire}^{\frac{3}{4}}} = \frac{300 \times \sqrt{0.364}}{(12.2004)^{\frac{3}{4}}}$$

$$N_q = 27.72 \approx 28$$

Para encontrar la cifra de presión nos vamos a la tabla de valores específicos que cumple con un ventilador centrífugo.

Tabla 22. Cifra de presión.

N_q	20	25	30	35	40	45	50
(Ψ)	1.1	1.08	1.05	1.01	0.97	0.93	0.90

Fuente:(Elaboración Propia)

Se necesita interpolar para encontrar el dato exacto

$$\frac{30 - 25}{28 - 25} = \frac{1.05 - 1.08}{\varphi - 1.08}$$

$$\Psi = 1.062$$

Con este dato podemos obtener la velocidad de salida del rotor.

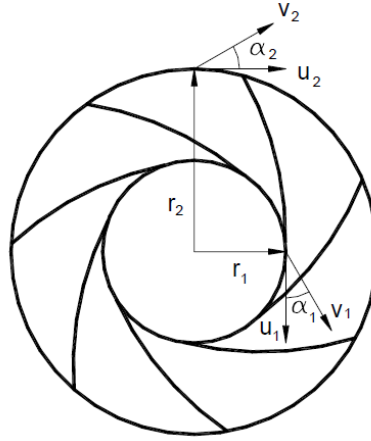


Figura 81. Ubicación de las velocidades en el rodete

Fuente:(Elaboración Propia)

Ecuación 50: Velocidad de salida del rotor

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \times g \times H_{aire}}{\Psi}}$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \times 9.81 \times 12.2004}{1.062}}$$

$$U_2 = 15.013 \frac{m}{s}$$

Con la ecuación de velocidad de salida del rotor podemos encontrar el diámetro exterior.

Ecuación 51: Diámetro Exterior del rotor

$$D_2 = \frac{60 \times U_2}{\pi \times N}$$

$$D_2 = \frac{60 \times 15.013}{\pi \times 300}$$

$$D_2 = 0.956 \text{ m} \approx 95.6 \text{ cm}$$

Como podemos apreciar el diámetro es muy excesivo, este diámetro resulto de trabajar con una velocidad de 300 rpm.

En la gráfica se muestra la relación que existe entre el diámetro y el rpm; mientras las revoluciones aumentan el diámetro decrece.

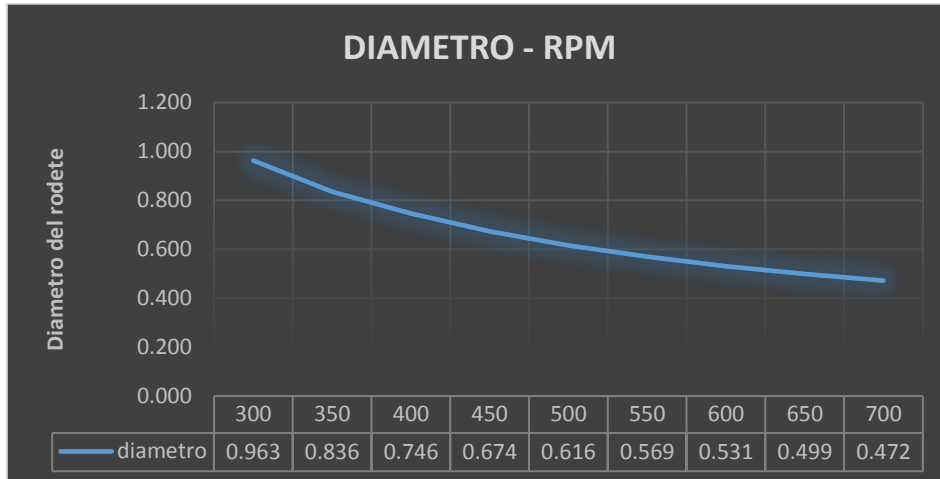


Figura 82. Grafica DIÁMETRO-RPM

Fuente:(Elaboración Propia)

Nuestra maquina tiene un área limitada donde estará instalado el ventilador y construir un ventilador con diámetro de 95.6 cm no es recomendable entonces, se consideró que trabajando con 550 RPM tendríamos un diámetro de 56.9 cm. Lo que lo hace mucho más factible al momento de instalar el ventilador.

Para el cálculo del diámetro interior, Se tiene que asumir los valores de los ángulos de los alabes; teniendo en consideración lo siguiente.

Ecuación 52: Ángulo de los alabes

$$\beta_1 = 25^\circ - 35^\circ \quad \alpha_1 = 90^\circ$$

$$\beta_2 = 40^\circ - 70^\circ$$

Figura 85: Ubicación de las velocidades en el rodete

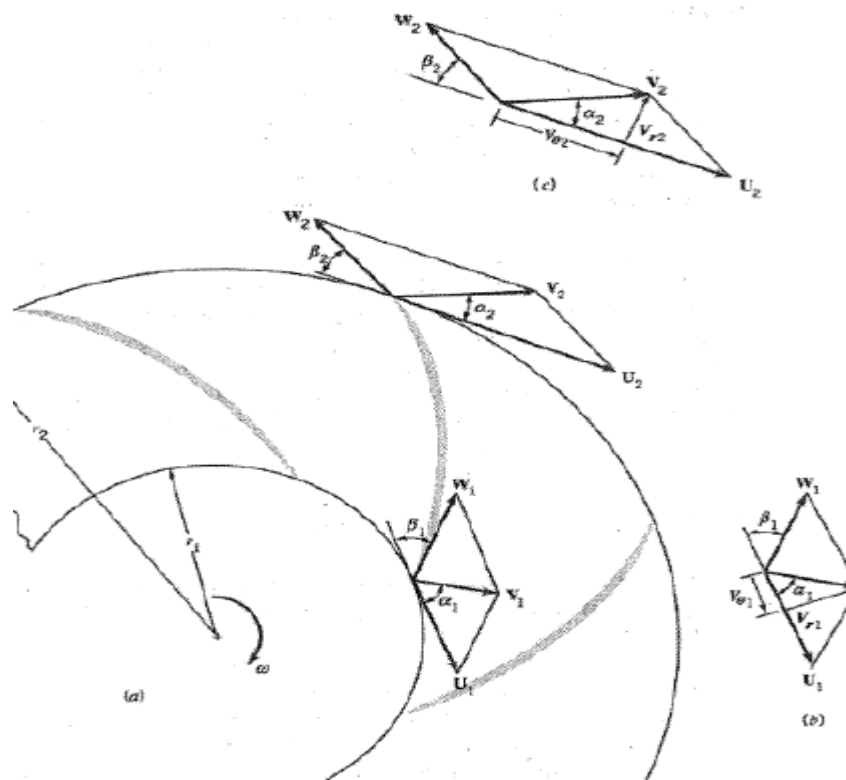


Figura 83 Ubicación de las velocidades en el rodete

Fuente:(Potter 1988, p.770)

Entonces sumiremos que

$$\beta_1 = 30^\circ$$

$$\beta_2 = 60^\circ$$

Con la ecuación siguiente que se obtiene de la relación de rotores:

Ecuación 53: Relación de diámetros

$$\frac{D_1}{D_2} \geq 1.063 \times \sqrt{\frac{\varphi}{\tan \beta_1}}$$

Donde el coeficiente de caudal será

Ecuación 54: Coeficiente de caudal

$$\varphi = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D_2^2 \times U_2}$$

$$\varphi = \frac{0.364}{\frac{\pi}{4} \times (0.569) \times 16.4}$$

La velocidad del rotor U_2 , se volvió a calcular con el mismo procedimiento, pero con 550 rpm dando como resultado 16.4 m/s

$$\varphi = 0.04966$$

Entonces remplazando en la ecuación se tiene

$$\frac{D_1}{0.569} \geq 1.063 \times \sqrt{\frac{0.04966}{\tan 30}}$$

$$D_1 = 0.1773\text{m} \approx 17.7\text{cm}$$

Con la ecuación se podrá calcular el número de alabes.

Ecuación 55: Número de alabes

$$z = k \times \frac{1 + v}{1 - v} \times \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right)$$

Siendo:

$$v = \frac{D_1}{D_2} = \frac{0.1773}{0.569} = 0.31159$$

6.8 toma el valor de K

(El coeficiente K tiene un valor medio aproximado de 6.8 y suele oscilar entre 3 y 10 o valores más elevados.)

$$z = 6.8 \times \frac{1 + 0.31159}{1 - 0.31159} \times \sin\left(\frac{30 + 60}{2}\right)$$

$$z = 9.16 \approx 10 \text{ alabes}$$

El rodete tendrá 10 alabes entonces se procederá a calcular el nuevo diámetro interior.

$$10 = 6.8 \times \frac{1 + \frac{D_1}{0.569}}{1 - \frac{D_1}{0.569}} \times \sin\left(\frac{30^\circ + 60^\circ}{2}\right)$$

$$D_1 = 0.199\text{m} \approx 19.9 \text{ cm}$$

Para el cálculo de los espesores periféricos tenemos:

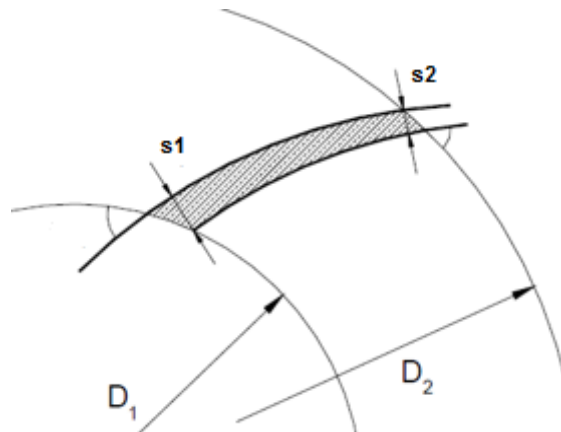


Figura 84. Espesores periféricos.

Fuente:(Elaboración Propia)

Hay que tener en cuenta

$$e = \frac{1}{16} \text{ in} = 1.5875\text{mm}$$

Ecuación 56: Espesor periférico de la salida

$$s_2 = \frac{e}{\sin \beta_2}$$

$$s_2 = \frac{1.5875}{\sin 60}$$

$$s_2 = 1.833$$

Del mismo modo

Ecuación 57: Espesor periférico de la entrada.

$$s_1 = \frac{e}{\sin 30}$$

$$s_1 = \frac{1.5875}{\sin 30}$$

$$s_1 = 3.175 \text{ mm}$$

Para el cálculo del paso de la entrada y salida tenemos la siguiente ecuación:

Ecuación 58: Paso de la entrada.

$$t_1 = \frac{\pi \times D_1}{z}$$

$$t_1 = \frac{\pi \times 199}{10}$$

$$t_1 = 62.51 \text{ mm}$$

Ecuación 59: Paso de la salida.

$$t_2 = \frac{\pi \times D_2}{z}$$

$$t_2 = \frac{\pi \times 569}{10}$$

$$t_2 = 178.75 \text{ mm}$$

El trazado del triángulo de velocidades se realiza con los datos obtenidos anteriormente.

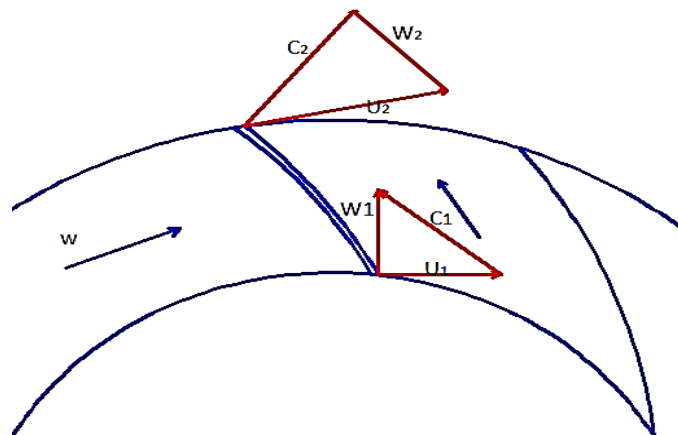


Figura 85. Trazado de triángulo de velocidades.

Fuente:(Elaboración Propia)

Las velocidades tangenciales tanto en la entrada como en la salida se hallarán con la siguiente ecuación:

Ecuación 60: Velocidad tangencial a la entrada.

$$U_1 = \frac{\pi \times D_1 \times N}{60}$$

$$U_1 = \frac{\pi \times 0.199 \times 550}{60}$$

Entonces la velocidad de entrada es

$$U_1 = 5.73 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Y para la velocidad de salida tenemos:

Ecuación 61: Velocidad tangencial a la salida.

$$U_2 = \frac{\pi \times D_2 \times N}{60}$$

$$U_2 = \frac{\pi \times 0.569 \times 550}{60}$$

$$U_2 = 16.38 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Para el cálculo de la velocidad meridiana tenemos lo siguiente:

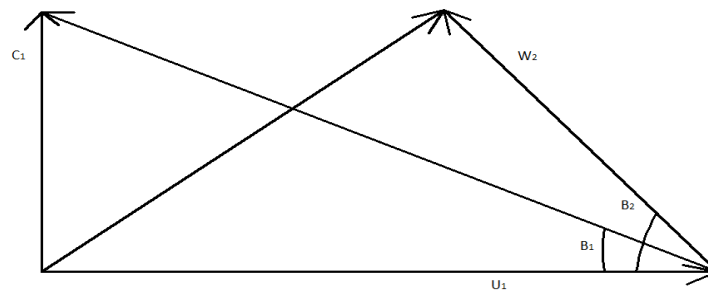


Figura 86. Triangulo de velocidades.

Fuente:(Elaboración Propia)

Teniendo en cuenta:

Ecuación 62: Relación de velocidad meridiana.

$$C_1 = C_{m1} = C_{m2}$$

Además se sabe que los ángulos $\beta_1 = 30^\circ$ y $\beta_2 = 60^\circ$

Del primer triángulo

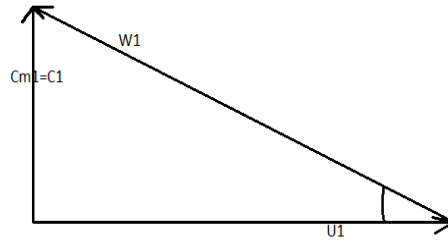


Figura 87. Triángulo de velocidad a la entrada.

Fuente:(Elaboración Propia)

Ecuación 63: Velocidad meridiana de la entrada.

$$c_{m1} = U_1 \times \tan 30^\circ$$

$$c_{m1} = 5.73 \times \tan 30^\circ$$

$$c_{m1} = 3.308 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad relativa será

Ecuación 64: Velocidad Relativa de la entrada.

$$w_1 = \sqrt{C_{m1}^2 + U_1^2}$$

$$w_1 = \sqrt{3.308^2 + 5.73^2}$$

$$w_1 = 6.616 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Del segundo triángulo

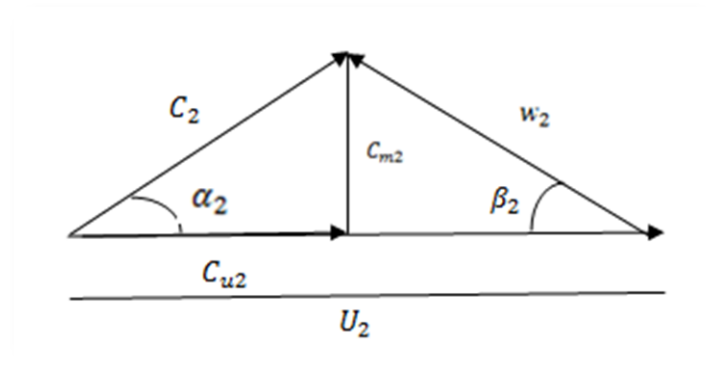


Figura 88. Triangulo de velocidades a la salida.

Fuente:(Elaboración Propia)

$$C_{m1} = C_{m2} = 3.308 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ecuación 65: Velocidad relativa de la salida.

$$w_2 = \frac{C_{m2}}{\sin 60^\circ} = \frac{3.308}{\sin 60^\circ}$$

$$w_2 = 3.819 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Entonces

$$C_{u2} = U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2}$$

$$C_{u2} = 16.38 - \frac{3.038}{\tan 60}$$

$$C_{u2} = 14.62 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Entonces

$$C_2 = \sqrt{C_{u2}^2 + C_{m2}^2}$$

$$C_2 = \sqrt{14.62^2 + 3.308^2}$$

$$C_2 = 14.98 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Entonces el ángulo α_2

Ecuación 66: Angulo α_2 .

$$\cos \alpha_2 = \frac{C_{u2}}{C_2} = \frac{14.62}{14.98}$$

$$\alpha_2 = \cos^{-1}\left(\frac{14.62}{14.98}\right)$$

$$\alpha_2 = 12.58^\circ$$

Para el cálculo del ancho del alabe tenemos:

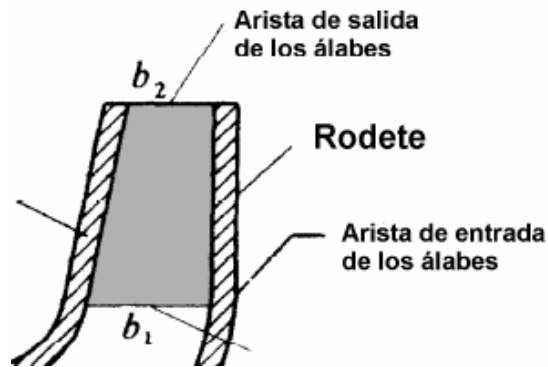


Figura 89. Pasos de entrada en el rodete.

Fuente:(Elaboración Propia)

Ecuación 67: ancho del alabe.

$$Q = (\pi \times D_i - z \times S_i) \times b_i \times C_{mi} \times \eta_V$$

Despejando b_i :

$$b_i = \frac{Q}{(\pi \times D_i - z \times s_i) \times C_{mi} \times \eta_V}$$

Remplazando datos para el ancho de alabe 1, y para la eficiencia del alabe se tendrá un 96 % tenemos

Ecuación 68: Ancho del alabe en la entrada.

$$b_1 = \frac{0.364}{(\pi \times 0.199 - 10 \times 3.175 \times 10^{-3}) \times 3.308 \times 0.96}$$

$$b_1 = 0.18\text{m} \approx 18 \text{ cm}$$

Ecuación 69: Ancho del alabe en la salida

$$b_2 = \frac{0.364}{(\pi \times 0.569 - 10 \times 1.833 \times 10^{-3}) \times 3.308 \times 0.96}$$

$$b_2 = 0.0647 \approx 6.47 \text{ cm}$$

La transferencia de energía que hay se puede expresar en la siguiente ecuación

Ecuación 70: Transferencia de energía.

$$H_{R\infty} = \frac{U_2 \times C_{u2}}{g}$$

$$H_{R\infty} = \frac{16.38 \times 14.62}{9.91}$$

$$H_{R\infty} = 24.16 \text{ m}$$

Para el cálculo del coeficiente de resbalamiento

Ecuación 71: Coeficiente de resbalamiento

$$\mu = \frac{1}{1 + \varepsilon}$$

$$\varepsilon = (0.4 + 1.2 \times v) \times \frac{2 \times k}{z \times (1 - v^2)}$$

$$v = \frac{D_1}{D_2} \leq 0.5$$

$$v = \frac{0.199}{0.569} \leq 0.5$$

$$v = 0.349 \leq 0.5$$

$$k = 0.55 + 0.6 \sin \beta_2$$

$$k = 0.55 + 0.6 \sin 60$$

$$k = 1.0696$$

Entonces

$$\varepsilon = (0.4 + 1.2 \times 0.349) \times \frac{2 \times 1.0696}{10 \times (1 - 0.349^2)}$$

$$\varepsilon = 0.1994$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\varepsilon}{1}}$$

$$\mu = \frac{1}{1 + 0.1994}$$

$$\mu = 0.833$$

Para el cálculo de la altura que genera el rotor se tiene

$$\mu = \frac{H_R}{H_{R\infty}}$$

Ecuación 72: Altura que genera el rotor

$$H_R = \mu \times H_{R\infty}$$

$$H_R = 0.833 \times 24.16$$

$$H_R = 20.12 \text{ m}$$

Con este dato del cálculo de la altura del rotor se puede calcular la altura útil del ventilador.

Ecuación 73: Eficiencia Hidráulica

$$\eta_h = \frac{H}{H_R}$$

Donde

$$\eta_h = \frac{\eta}{\eta_m \times \eta_v}$$

Considerando los siguientes valores de eficiencia del sistema, ventilador y del motor:

$$\eta = 0.70$$

$$\eta_v = 0.96 \text{ (0.95 – 0.98)}$$

$$\eta_m = 0.97 \text{ (0.96 – 0.98)}$$

$$\eta_h = \frac{0.70}{0.97 \times 0.96}$$

$$\eta_h = 0.8054$$

Entonces despejando y remplazando la ecuación en la altura útil

Ecuación 74: Altura útil del ventilador

$$H = \eta_h \times H_R$$
$$H = 0.8054 \times 20.12$$
$$H = 15.12 \text{ m}$$

Con la altura útil del ventilador se calcula el salto energético con la siguiente ecuación:

Ecuación 75: Salto energético.

$$Y = g \times H$$
$$Y = 9.81 \times 15.12$$
$$Y = 148.33 \frac{J}{Kg}$$

Con este resultado llegamos a la conclusión que en un primer cálculo los datos de la altura del ventilador era $H=12.2$ m calculado de forma empírica sin tener consideraciones sobre diseño, en esta presente investigación se estudió más a detalle el diseño de este ventilador teniendo una altura útil de 15.12 m con menos dimensión en los diámetros del rodete y a una velocidad de 550 RPM haciendo de esta manera al ventilador más compacto económico y óptimo. Además, el salto energético nos indica que al pasar el fluido por el ventilador este incrementara su energía en 148.33 J por cada kilogramo de fluido

3.4.11 Diseño de los alabes del ventilador.

El método para el trazado de los alabes es el método de los puntos. Este método considera que " β " varia entre los valores limites β_1 y β_2 en función del radio (en ventiladores se considera una variación lineal). Este es un proceso se realiza por medio de la integración. Esta integración resulta mejor realizarla por cálculo, se determina cada ángulo central y a cada valor de r .

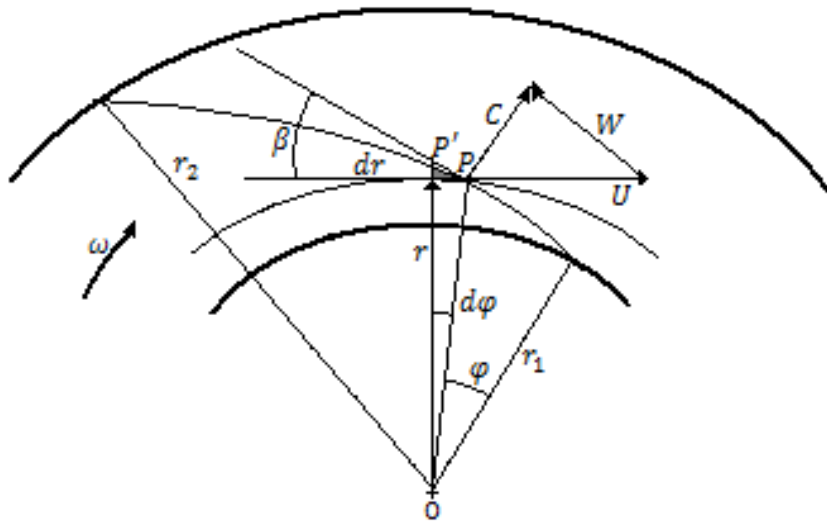


Figura 90. Variación del ángulo con respecto al radio

Fuente:(Elaboración Propia)

Sea $\widehat{POA} = \varphi$ a partir del radio fijo $\overline{OA} = r_1$

En él $\Delta P' \perp P$, cuyo lado \overline{PT} es el arco correspondiente al $\Delta \varphi$, cuyo ángulo en T es 90° , se tiene:

$$\overline{PT} = r d\varphi$$

Por otro lado:

$$\overline{PT} = \frac{\overline{P'T}}{\operatorname{tg} \beta}$$

Donde

$$P'T = dr \rightarrow r d\varphi = \frac{P'T}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{dr}{\operatorname{tg} \beta}$$

De donde:

$$d\varphi = \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta}$$

Integrando entre r_1 y r_2 :

$$\varphi = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta}$$

(En radianes)

En grados sexagesimales

Ecuación 76: Angulo para trazado de alabes.

$$\varphi = \frac{180}{\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta}$$

Se obtiene las coordenadas del alabe: φ en $f(r)$

Datos calculados anteriormente:

$$\beta_1 = 30^\circ$$

$$\beta_2 = 60^\circ$$

$$r_1 = \frac{D_1}{2} = 0.0995m$$

$$r_2 = \frac{D_2}{2} = 0.2845m$$

Para ventiladores se prefiere variación lineal de " β " con " r "

Ecuación 77: Angulo α .

$$\beta_2 = \beta_1 + \alpha(r - r_1)$$

$$60 = 30 + \alpha(0.2845 - 0.0995)$$

$$\alpha = 162.16$$

Tabulando valores hallados con las ecuaciones anteriores:

Tabla 23: Relación radio ángulo para diseñar alabe.

$r \text{ (m)}$	β°	$\operatorname{tg} \beta$	$B = \frac{1}{r \operatorname{tg} \beta}$	$\Delta f = \frac{\Delta r}{2} (\beta_n + \beta_{n-1})$	$\Sigma \Delta f = \varphi$	$\varphi^\circ = \varphi \frac{180}{\pi}$
0.0995	30	0.5774	17.4075	0.0000	0.0000	0.00
0.118	33	0.6494	13.0497	0.2817	0.2817	16.14
0.1365	36	0.7265	10.0834	0.2140	0.4957	28.40
0.155	39	0.8098	7.9671	0.1670	0.6627	37.97
0.1735	42	0.9004	6.4012	0.1329	0.7956	45.58
0.192	45	1.0000	5.2083	0.1074	0.9030	51.74
0.2105	48	1.1106	4.2775	0.0877	0.9907	56.76
0.229	51	1.2349	3.5362	0.0723	1.0630	60.90
0.2475	54	1.3764	2.9355	0.0599	1.1229	64.33

0.266	57	1.5399	2.4414	0.0497	1.1726	67.18
0.2845	60	1.7321	2.0294	0.0414	1.2139	69.55

Fuente:(Elaboración Propia)

Con estos datos obtenidos de radio y Angulo como se muestra en la tabla anterior se procedió a realizar el trazado de los alabes.

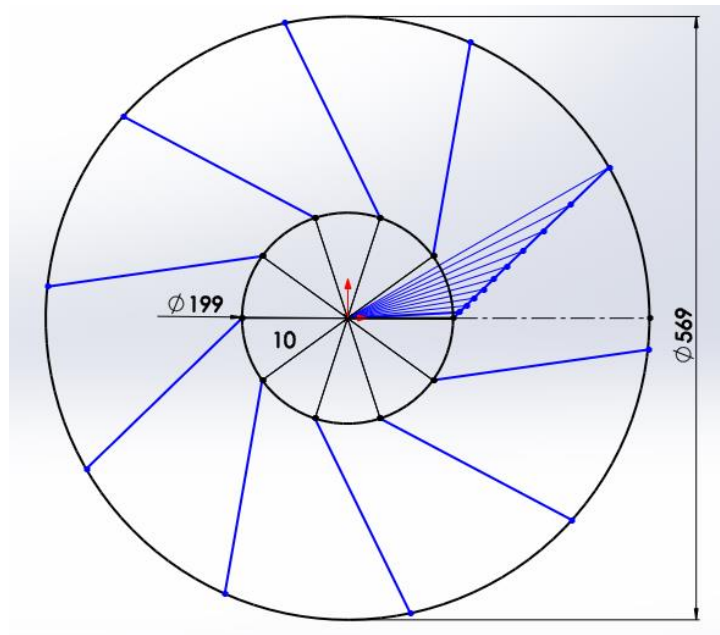


Figura 91. Trazado de alabes

Fuente:(Elaboración Propia)

3.4.12 Diseño de la voluta o carcasa.

Para el diseño de la carcasa hay que tener algunas consideraciones tales como: La voluta es la encargada de conducir al fluido desde la entrada del ventilador hasta el rodete, transformar la energía cinética del fluido a energía de presión y, además, conducir el fluido hasta la salida del ventilador. Cabe mencionar aquí, que en la voluta no se adiciona energía al fluido, sólo se transforma.

Para el cálculo del radio tenemos la siguiente ecuación.

Ecuación 78: Radio de la carcasa.

$$\log \frac{r}{r_2} = k_p \varphi$$

Para $\beta_2 = 60^\circ$ optamos por:

$$\beta_2 < 90^\circ :$$

Ecuación 79: Radio máximo.

$$R_{\max} = 1.7 \times \frac{D_2}{2}$$

$$R_{\max} = 1.7 \times \frac{569}{2}$$

$$R_{\max} = 483.65$$

$$\frac{R_{\max}}{r_2} = 1.7$$

Entonces:

$$k_P = \frac{1}{360} \log \left(\frac{R_{\max}}{r_2} \right) = \frac{1}{360} \log(1.7)$$

$$k_P = 6.040135 \times 10^{-4}$$

De la ecuación 78 despejamos "r" :

$$r = r_2 \times 10^{k_P \times \varphi}$$

$$r = \frac{D_2}{2} \times 10^{k_P \varphi} ,$$

$$D_2 = 0.569 \text{ m} \approx 569 \text{ mm}$$

$$r = 284.5 \text{ mm} \times 10^{1.34776 \times 10^{-4} \varphi} \text{ (mm)}$$

Tabulación de "r" , para diferentes ángulos:

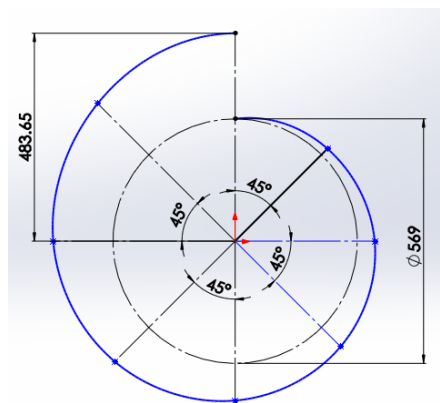


Figura 92. Trazado de voluta.

Fuente:(Elaboración Propia)

3.4.13 Cálculo del Angulo de inicio del difusor.

Ecuación 80: Radio de inicio del difusor.

$$r_1 = r_2 + 0.01D_2$$

$$r_1 = 284.5 + 0.01(569)$$

$$r_1 = 290.19 \text{ mm}$$

De la ecuación anterior

$$r_1 = r_2 \times 10^{k_P \times \varphi}$$

$$\varphi = \frac{\log\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{k_P}$$

$$\varphi = \frac{\log\left(\frac{290.19}{284.5}\right)}{6.040135 \times 10^{-4}}$$

$$\varphi = 14.238^\circ$$

φ	r
0	284.5
45	304.01
90	324.85
135	347.136
180	370.94
225	396.38
270	423.56
315	452.61
360	483.65

Con los datos obtenidos ya podemos realizar el cálculo de las últimas distancias de la carcasa.

Para la espiral se recomienda:

$$\frac{A}{B} = (1.15 - 1.4)$$

De la relación asumiremos:

$$\frac{A}{B} = 1.2$$

Ecuación 81: Distancia “A” de la carcasa.

$$A = r_{max} - r_1 \cos \varphi$$

$$A = 483.65 - 290.19 \cos(14.238^\circ)$$

$$A = 202.37 \text{ mm}$$

Como asumimos $\frac{A}{B} = 1.2$, se obtiene:

$$B = 168.6 \text{ mm}$$

Figura 95: Dimensiones A y B.

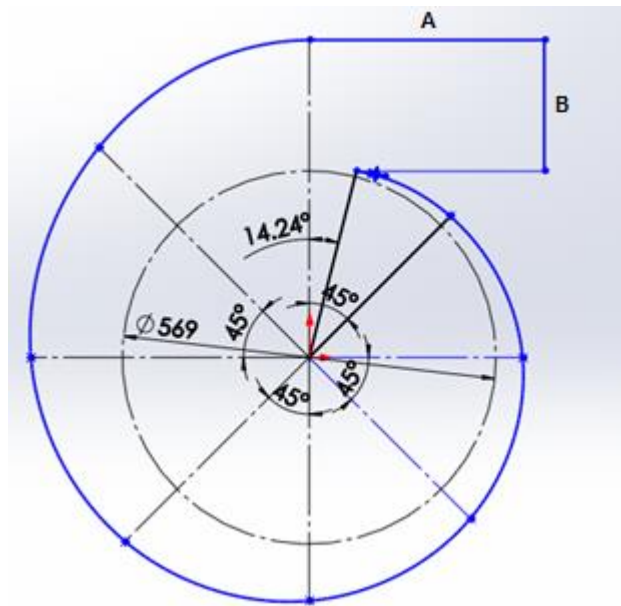


Figura 93. Dimensiones A y B

Fuente:(Elaboración Propia)

3.4.14 Cálculo de presiones.

Presión total

Presión teórica o de Euler desarrollada por el rotor (ΔP_u)

Ecuación 82: Presión teórica.

$$\Delta P_u = \rho(U_2 \times C_2 U - U_1 \times C_1 U)$$

Donde:

$$C_2 U = C_2 \cos \alpha_2$$

$$C_2 U = 14.98 \cos 12.58$$

$$C_2 U = 14.62 \text{ m/s}$$

$$C_1 U = C_1 \cos \alpha_1$$

$$C_1 U = 3.308 \cos 90$$

$$C_2 U = 0 \text{ m/s}$$

$$\Delta P_u = 1.20108(16.35 \times 14.62)$$

$$\Delta P_u = 287.102 \text{ KPa}$$

Presión total desarrollada por el ventilador.

Ecuación 83: Presión total del ventilador.

$$\Delta P_t = \Delta P_u \times n_h$$

$$\Delta P_t = 287.1 \times 0.8$$

$$\Delta P_t = 229.68 \text{ KPa}$$

Perdidas de presión en el ventilador

Ecuación 84: Perdidas de presión.

$$\Delta P_v = \Delta P_u \times \Delta P_t$$

$$\Delta P_v = 287.102 \times 229.68$$

$$\Delta P_v = 57.422 \text{ KPa}$$

Presión estática en el ventilador

Ecuación 85: Presión estática.

$$\Delta P_{est} = [(U_2^2 - U_1^2) - (W_1^2 - W_2^2)] \left(\frac{\rho}{2} \right)$$

$$\Delta P_{est} = [(16.38^2 - 5.73^2) - (6.616^2 - 3.819^2)] \left(\frac{1.201}{2} \right)$$

$$\Delta P_{est} = 123.88 \text{ KPa}$$

Grado de reacción

Ecuación 86: Grado de reacción.

$$R = \frac{\Delta P_{est}}{\Delta P_u}$$

$$R = \frac{123.88}{229.68}$$

$$R = 0.54$$

El grado de reacción nos indica que el 54 % de presión estática y el 46 % de presión dinámica.

Presión dinámica en el ventilador

Ecuación 87: Presión dinámica.

$$\Delta P_{din} = 46\% \Delta P_u$$

$$\Delta P_{din} = 46\% (287.102)$$

$$\Delta P_{din} = 132.0669 \text{ KPa}$$

Potencia Del Ventilador

Ecuación 88: Potencia del ventilador.

$$P_{vr} = Q \Delta P_u$$

$$P_{vr} = 0.364 \times 287.102$$

$$P_{vr} = 104.5 \text{ W}$$

Al inicio del cálculo del ventilador se calculó la potencia en el eje del ventilador y teníamos un valor de 75 W ahora en este cálculo asumiendo pérdidas y con las medidas reales del ventilador a diseñar la potencia es de 104.5 W.

3.4.15 Selección de material.

Para la fabricación del ventilador usaremos planchas de acero ASTM A36 de 2 mm de espesor, ya que su obtención es muy fácil en el mercado, tiene una excelente soldabilidad y es recomendado para piezas donde la tenacidad tenga cierto grado, además es bueno para resistir la fatiga.

Tabla 24: Propiedades del acero ASTM A36.

Propiedades	Limite a la tracción (MPa)	Limite elástico (MPa)	Dureza (HB)
ASTM A36	250	408 - 561	120-135

a) Análisis mediante elementos finitos de la carcasa del ventilador.

Con el software CAE se obtuvo el factor de seguridad y con ello se obtuvo un valor justificatorio para las cargas externas que soportarán la carcasa o voluta del ventilador de la maquina limpiadora de trigo.

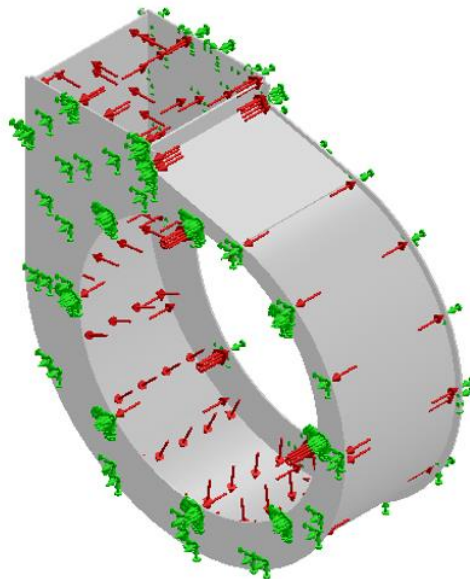


Figura 94. Análisis Carcasa del sistema de ventilación.

Fuente:(Elaboración Propia)

La figura anterior muestra las fuerzas que ejercen hacia fuera de la voluta producto de las presiones generadas por el rodete. Las flechas de color verde indican la parte donde está sujeta y la de color rojo indica la presión generada del ventilador.

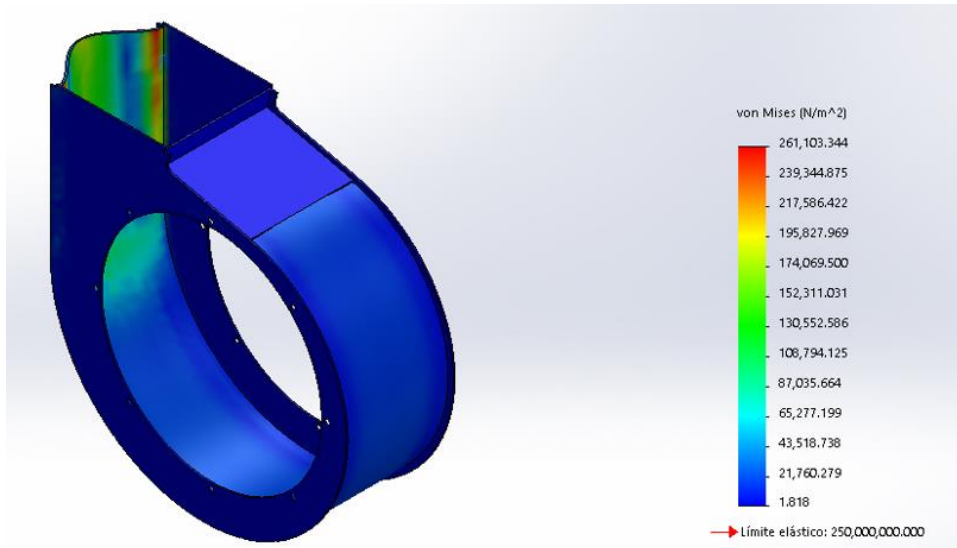


Figura 95. Análisis de esfuerzos con software FEA.

Fuente:(Elaboración Propia)

En esta imagen se concluye que los esfuerzos generados están entre un rango de 1.8118 N/m^2 - 261.1 KN/m^2 para una resistencia a fluencia de 250 MPA, con estos datos aseguramos la operación en estado óptimo.

Figura 5: Análisis de desplazamiento de la voluta en software FEA.

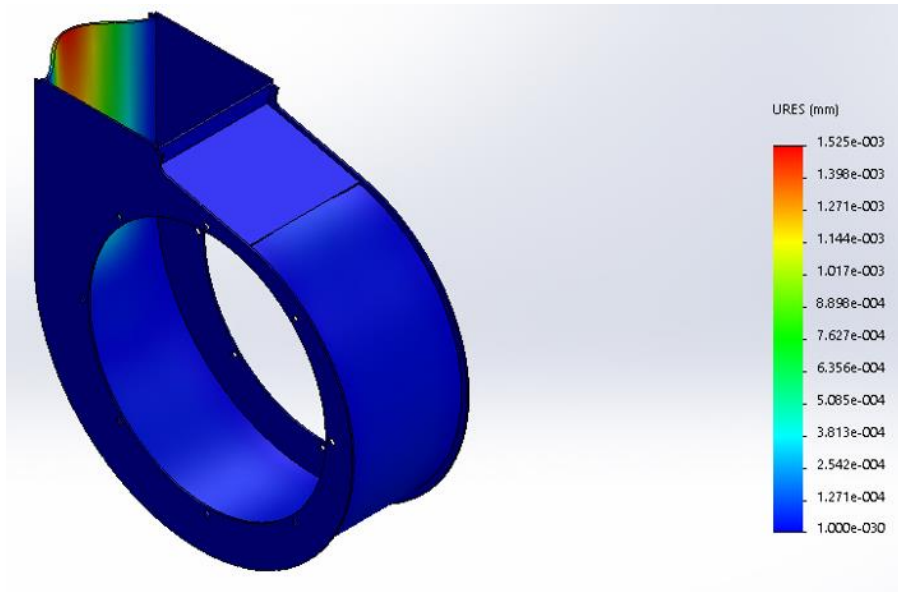


Figura 96. Análisis de desplazamiento de la voluta en software FEA.

Fuente:(Elaboración Propia)

De la figura anterior se concluye que el desplazamiento provocado por las presiones generadas en el interior de la voluta será de 0.0015 mm

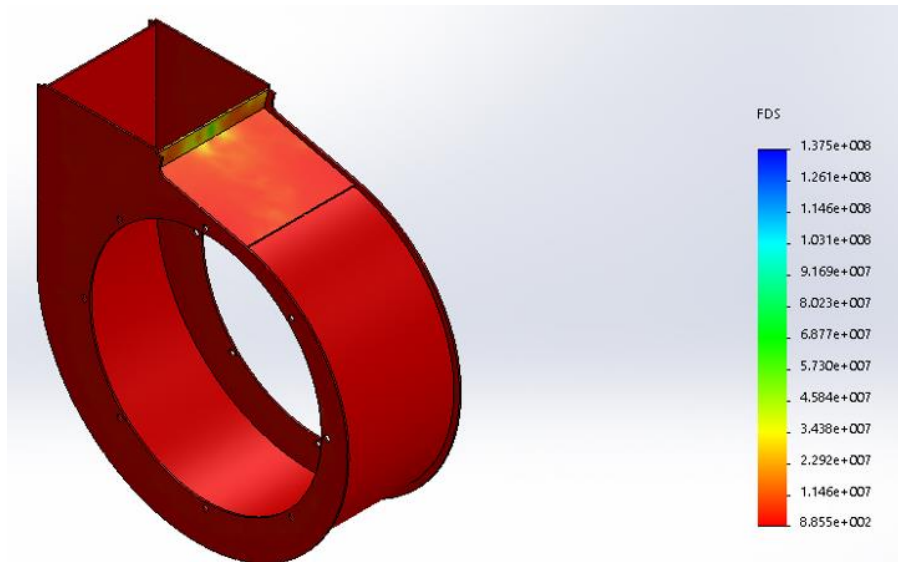


Figura 97. Factor de seguridad de la voluta en software FEA.

Fuente:(Elaboración Propia)

El factor de seguridad de la voluta es de 85.5 como mínimo lo cual nos indica que no fallara.

Tabla 25: Relación radio ángulo para diseñar alabe.

Análisis de esfuerzos de la voluta			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensión	Criterio de Von Mises	85.5 Pa	26.1 MPa
Desplazamientos	Desplazamiento resultante	0.0 mm	0.0015 mm
Factor de seguridad	-----	88.5 MPa	130 MPa
Propiedades del Acero			
Nombre:		ASTM A37	
Limite elástico:		250 MPa	
Límite de tracción:		400 MPa	

Fuente:(Elaboración Propia)

El esfuerzo máximo generado en la carga es mucho menor que el límite elástico del material generando un desplazamiento Mucho menor a 1 mm con un factor de seguridad de 88.5.

3.4.16 Sistema mecánico del ventilador.

En esta sección se realizará el cálculo del diámetro del eje, así como también de la selección de los rodamientos que formaran parte de este sistema de transmisión mecánica de movimiento.

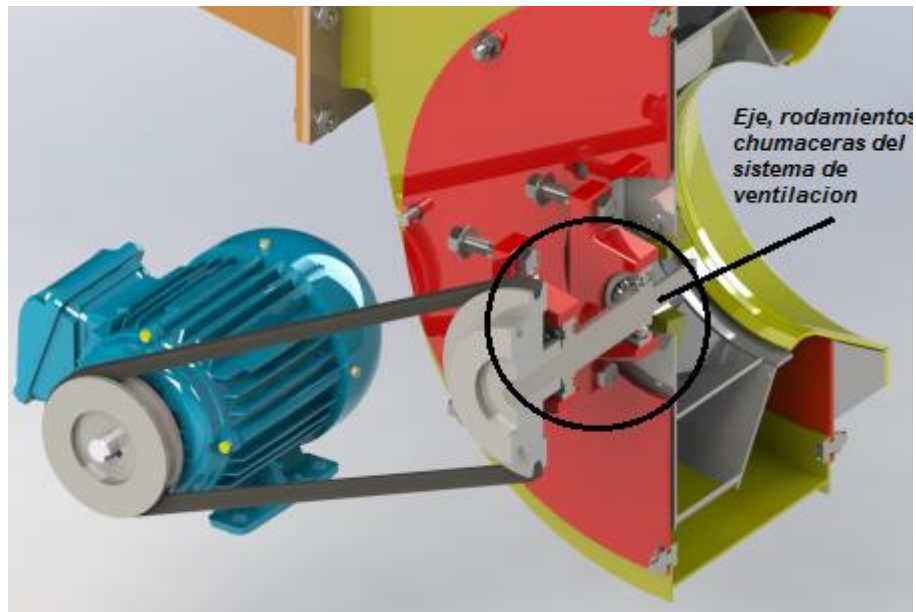


Figura 98. Sistema mecánico del ventilador.

Fuente:(Elaboración Propia)

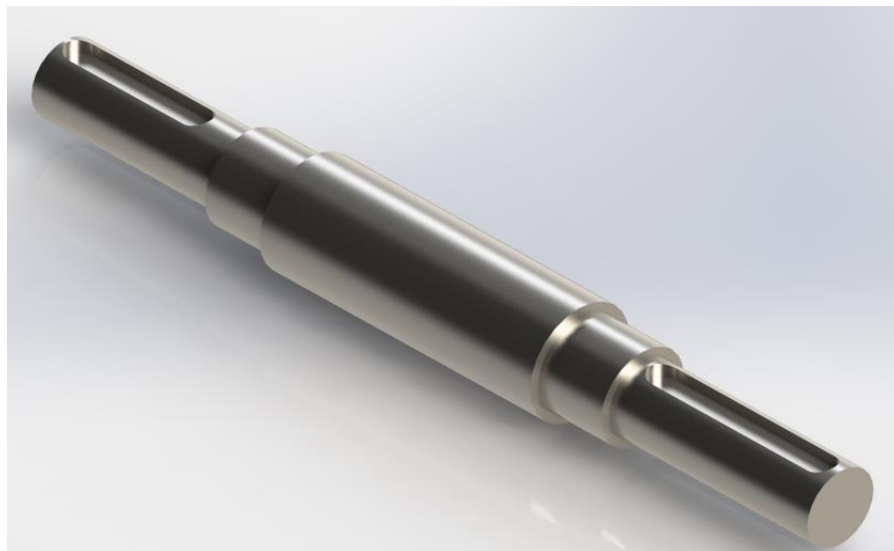


Figura 99. Eje del sistema de ventilación.

Fuente:(Elaboración Propia)

a) Dimensionamiento para el diámetro del eje.

Para el dimensionamiento del diseño del eje se tendrá en cuenta el análisis por carga estática para luego realizar un análisis de por el método de elementos finitos (MEF).

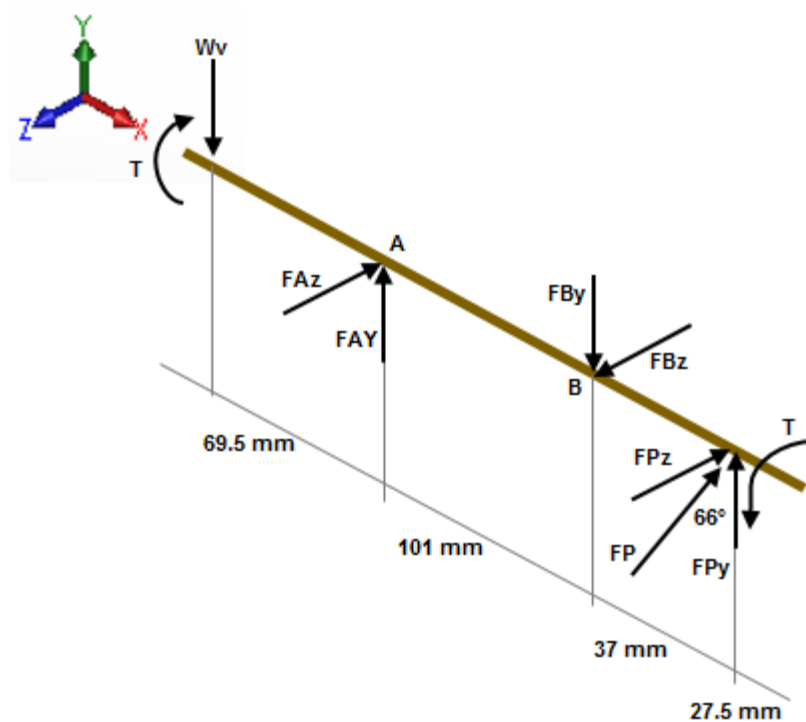


Figura 100. DCL del eje del ventilador.

Fuente:(Elaboración Propia)

Como se parecía en la imagen podemos observar las cargas que se presentan en el eje (W_v) (FP_z y FP_y) y las reacciones en los puntos A y B debido a los rodamientos.

Antes de comenzar analizar las fuerzas en cada plano realizaremos el cálculo necesario para encontrar las fuerzas en la polea (FP) el torque y el peso del rodete del ventilador (W_v).

Para encontrar la masa del rodete se tuvo en cuenta las opciones que tiene el software SOLIWORKS de calcular las propiedades físicas de la pieza.

Figura 602: Propiedades físicas del Rotor.

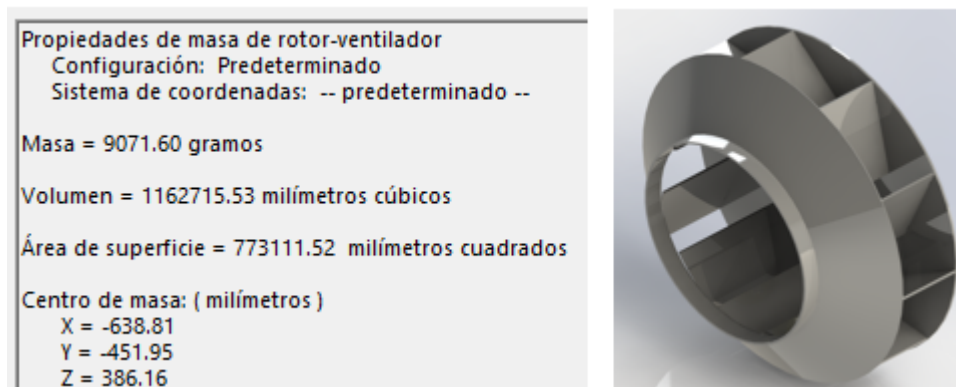


Figura 101. Propiedades físicas del Rotor.

Fuente:(Elaboración Propia)

De la masa del podemos encontrar el peso del rotor y que será:

$$W_v = 9.071 \times 9.81$$

$$W_v = 88.99 \text{ N}$$

Para encontrar las fuerzas en la polea FPz y FPy comenzaremos con analizar la polea.

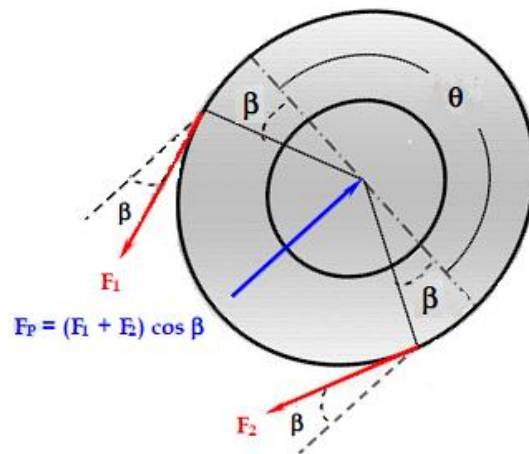


Figura 102. DCL de la polea.

Fuente:(Elaboración Propia)

El ángulo de contacto de la faja con la polea está representado en la ecuación siguiente:

Ecuación 89: Ángulo de contacto de la faja

$$\theta = 180^\circ + 2 \times \text{sen}^{-1} \left(\frac{d_2 - D_1}{2 \times C} \right)$$

$$\theta = 180^\circ + 2 \times \text{sen}^{-1} \left(\frac{0.252 - 0.08}{2 \times 0.2846} \right)$$

$$\theta = 216^\circ$$

Además:

Ecuación 90: Ángulo beta

$$\beta = \frac{\theta - 180^\circ}{2}$$

$$\beta = \frac{216 - 180^\circ}{2}$$

$$\beta = 18^\circ$$

Para encontrar el torque se utilizará la potencia generada en el ventilador rodete:

Ecuación 91: Torque en el eje del ventilador.

$$T = \frac{P_{vr}}{N}$$

Donde Pvr es la potencia encontrada en el eje de rodete esta potencia ya estaba calculada anteriormente.

$$P_{vr} = 104.5 \text{ W}$$

Entonces remplazando en la ecuación 91 se tiene:

$$T = \frac{104.5}{\frac{2 \pi (550)}{60}}$$

$$T = 1.81 \text{ N} - \text{m}$$

Este mismo torque es transmitido a la polea

Para calcular la fuerza tangencial neta de la correa se tiene la siguiente ecuación.

Ecuación 92: Fuerza tangencial neta

$$F_n = F_1 - F_2$$

Además, se sabe que:

$$F_n = \frac{2 T}{d_2}$$

$$F_n = \frac{2(1.81)}{0.252}$$

$$F_n = 14.36 \text{ N}$$

Pero la fuerza de la polea sobre el eje es:

Ecuación 93: Fuerza en la polea.

$$F_p = (F_1 + F_2) \cos \beta = \zeta(F_1 - F_2)$$

Donde ζ es un factor que para correas trapezoidales tiene un valor de 3, por lo tanto:

$$F_p = \zeta F_n$$

$$F_p = 3 (14.36)$$

$$F_p = 43.08 \text{ N}$$

Esta es la fuerza que la polea transmite al eje y las componentes de la fuerza de la polea son:

$$FP_y = F_p \times \cos 66^\circ = 17.52 \text{ N}$$

$$FP_z = F_p \times \sin 66^\circ = 39.36 \text{ N}$$

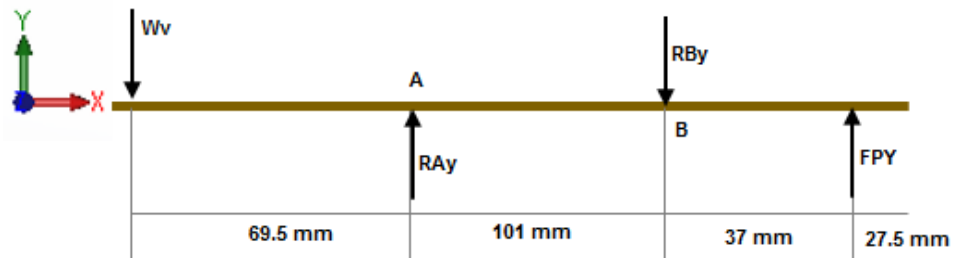


Figura 103. Análisis de fuerzas Plano XY

Fuente:(Elaboración Propia)

Ecuación 94: Ecuación de equilibrio de Momentos.

$$\sum MA = 0$$

$$(Wv)(69.5mm) - R_{by}(170.5mm) + FP_y(207.5) = 0$$

$$R_{By} = \frac{Wv(69.5mm) + FP_y(207.5mm)}{170.5 \text{ mm}}$$

$$RBy = 84.175 \text{ N}$$

Ecuación 95: Ecuación de equilibrio Fuerzas.

$$\sum Fy = 0$$

$$-Wv + RAy - RBy + FPy = 0$$

$$RAy = Wv + RBy - FPy$$

$$RAy = 126.28 \text{ N}$$

Cálculo de los momentos flexionantes:

Ecuación 96: Momentos flexionantes.

$$MA = F(d)$$

$$MRAy = RAy(0.0695) = 9.29 \text{ N.m}$$

$$MRBy = RBy(0.1705) = 14.351 \text{ N.m}$$

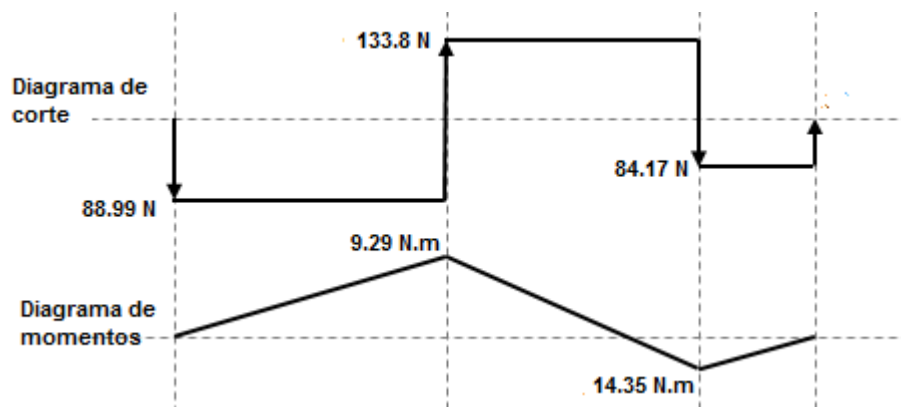


Figura 104. Fuerzas cortantes y momentos flectores (x-y)

Fuente:(Elaboración Propia)

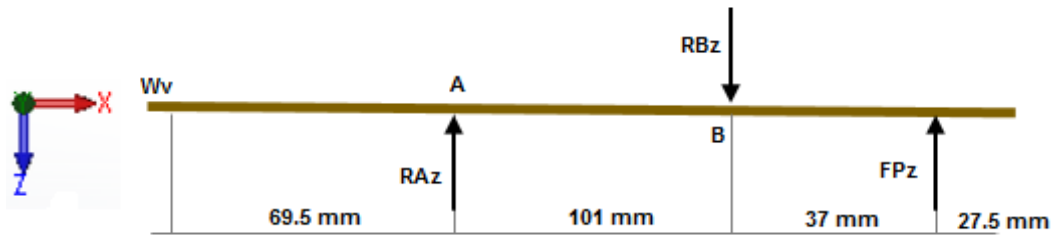


Figura 105. Fuerzas cortantes y momentos flectores (z-x)

Fuente:(Elaboración Propia)

$$\sum MA = 0$$

$$-(RBz)(101mm) + (FPz)(138mm) = 0$$

$$(RBz) = \frac{FPz(138)}{101}$$

$$(RBz) = 23.93 \text{ N}$$

$$\sum Fz = 0$$

$$RAz - RBz + FPz = 0$$

$$RAz - 23.93 + 17.52 = 0$$

$$RAz = 6.41 \text{ N}$$

Cálculo de los elementos flexionantes:

$$MRBz = RBz(0.101) = 2.41 \text{ N.m}$$

Figura 107: Diagrama de cortante y momentos. Plano YZ

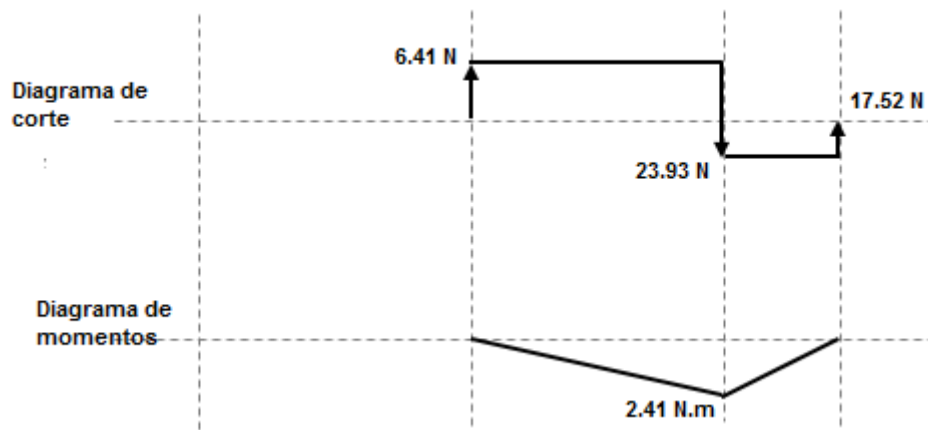


Figura 106. Diagrama de cortante y momentos. Plano YZ

Fuente:(Elaboración Propia)

Ecuación 97: Momento resultante máximo

$$MR = \sqrt{MRBy^2 + MRBz^2}$$

$$MR = \sqrt{23.93^2 + 6.41^2}$$

$$MR = 24.77 \text{ N} - m$$

b) Selección del material:

Para un acero aleado AISI 1020 adecuado para elementos de máquinas. Sus propiedades son las siguientes:

$$S_y = 205 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 380 \text{ MPa}$$

Para un factor de seguridad asumido $n_s = 3$ según norma ASME. (Ver anexo C)

c) Criterio de carga estática para el dimensionamiento del eje:

Aplicando la **Teoría de Esfuerzo Cortante Máximo (MSST)** se determinó el diámetro mínimo del eje.

Ecuación 98: Diámetro según Criterio de fluencia de Tresca

$$d = \left(\left(\frac{32 n_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right) \right)^{1/3}$$
$$d = \left(\left(\frac{32(2)}{\pi(855)(10^6)} \sqrt{269.83^2 + 17.58^2} \right) \right)^{1/3}$$
$$d = 0.01657 \text{ m} = \frac{5}{8} \text{ Pulg}$$

Debido a que en el cálculo solo se están tomando las fuerzas que se generan en el eje del ventilador sin tomar en consideración la tensión que se genera por la correa que se transmite hacia la polea del alimentador vibratorio el diámetro mínimo que utilizaremos será de 20 mm.

d) Análisis mediante elementos finitos

Utilizando el software CAE, se obtuvieron los resultados de desplazamientos, deformaciones unitarias, tensiones y deformaciones.

Figura 108: Análisis de Cargas

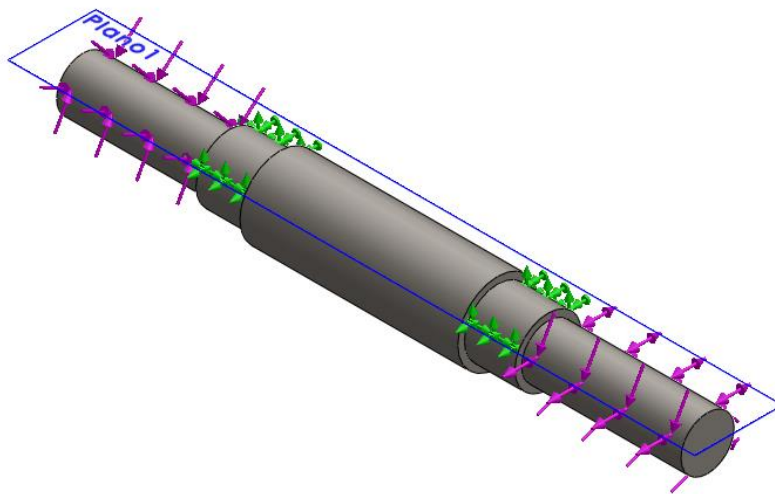


Figura 107. Análisis de Cargas

Fuente:(Elaboración Propia)

Tabla 25: Resultado del análisis estático

Análisis Estático del Eje del ventilador			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensión	Criterio de Von Mises	252.511 Pa	235 MPa
Desplazamiento	Desplazamiento resultante	0,01 mm	0,0057 mm
Factor de seguridad	-----	10,59	412
Propiedades del Acero			
Nombre:		AISI 1020 CD	
Resistencia de Fluencia		250MPa	
Resistencia a la tracción		400 MPa	

Fuente:(Elaboración Propia)

Según los datos del análisis estático del eje del ventilador nos indica que el elemento de maquina no fallara debido a que los esfuerzos generados son menores al límite elástico además el desplazamiento máximo es 0.057 mm con un factor de seguridad mínimo de 10,59

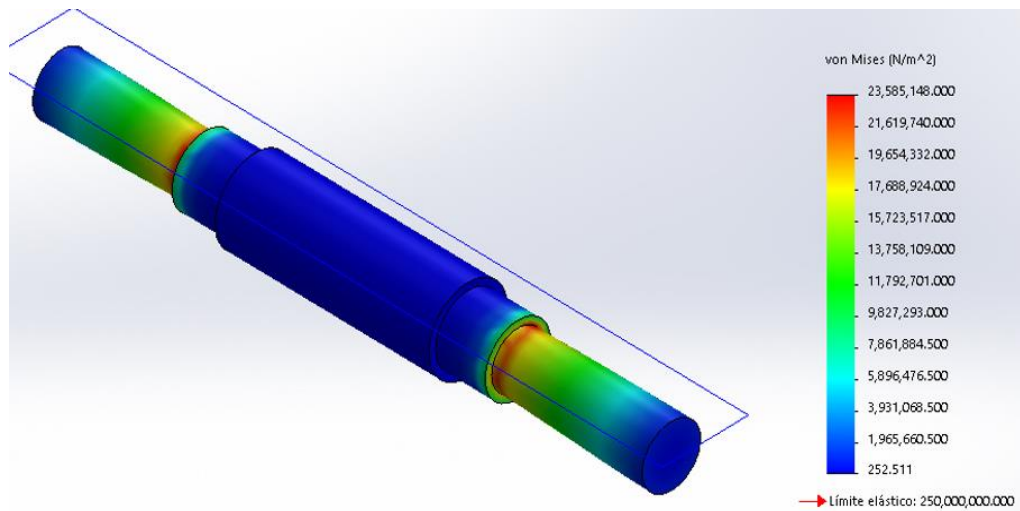


Figura 108. Tensiones en el eje del ventilador.

Fuente:(Elaboración Propia)

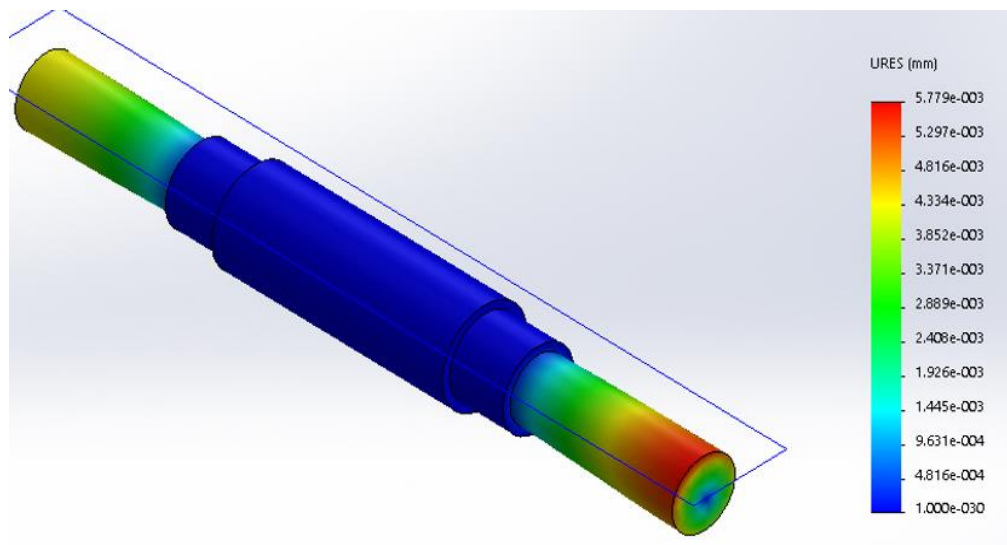


Figura 109. Análisis de desplazamientos en el eje del ventilador.

Fuente:(Elaboración Propia)

Resultado anterior: Desplazamiento máximo es de 0.057 mm

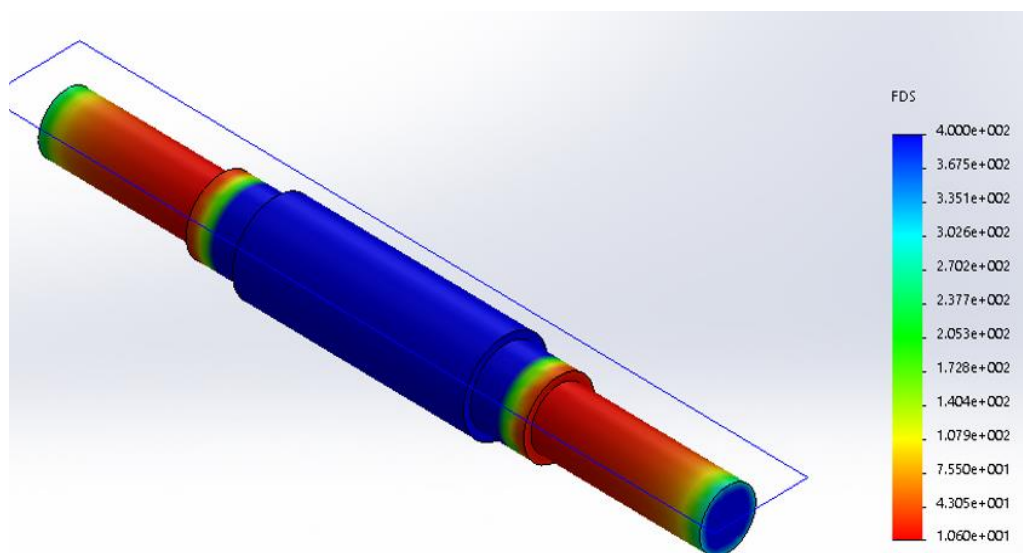


Figura 110. Análisis del factor de seguridad en el eje del ventilador.

Fuente:(Elaboración Propia)

El resultado anterior indica que 10.5 es el factor de seguridad mínimo lo cual nos indica que nuestro elemento de máquina no fallará.

Para el cálculo de los rodamientos del eje del ventilador utilizaremos la calculadora de rodamientos del software SolidWorks, esto nos ayuda a calcular la cantidad de horas útil del rodamiento seleccionado y de esta forma nos ahorra tiempo para la selección de rodamientos; pero hay que tener en claro que para hacer uso de la calculadora debemos tener conocimiento en rodamientos y de valores que la calculadora necesita.

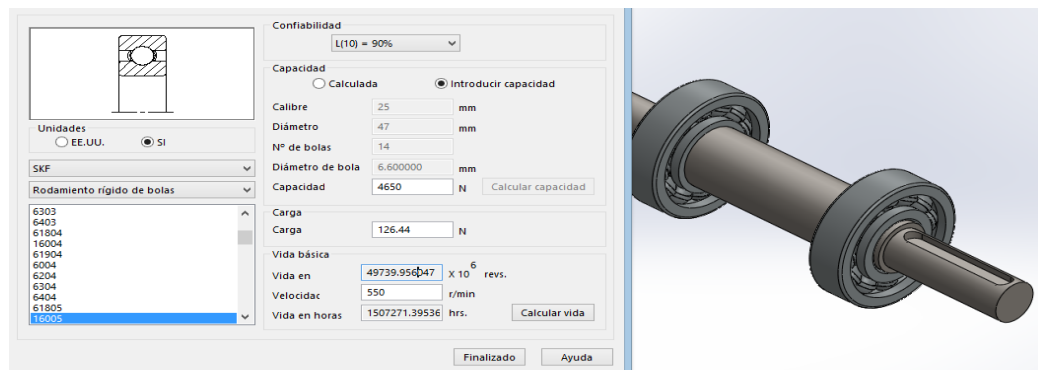


Figura 111. Calculadora de rodamientos aplicada al eje del ventilador.

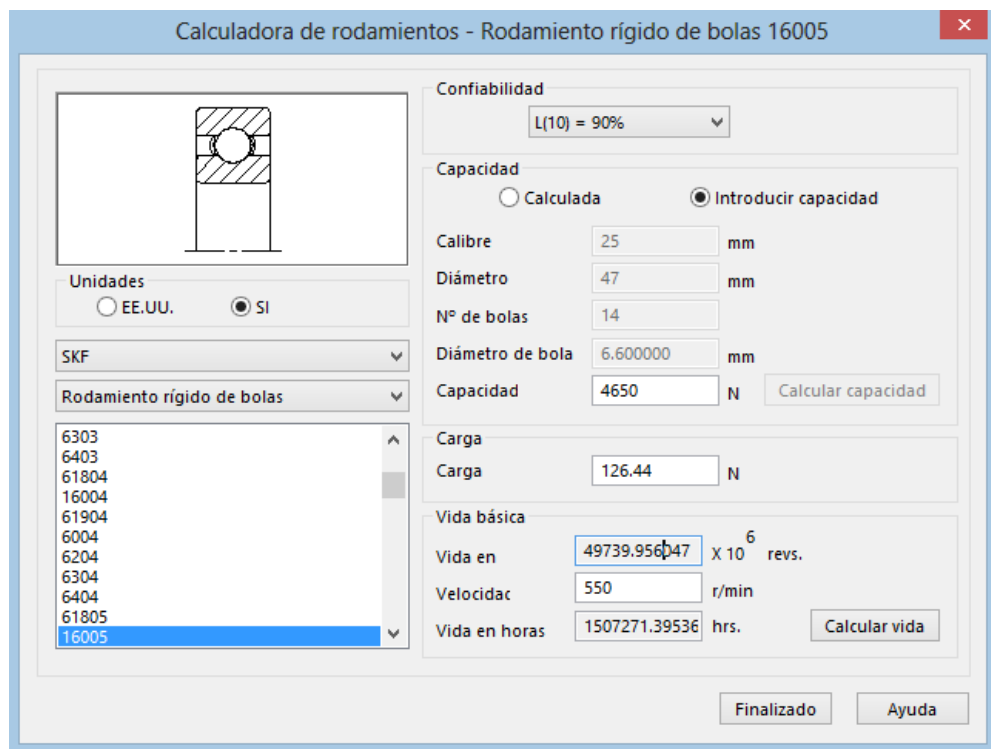


Figura 112. Calculadora de rodamientos aplicada al eje del ventilador.

Fuente:(Elaboración Propia)

En la fig. anterior podemos ver que la confiabilidad está ajustada a un 90% esto es debido a que la maquina trabajara en las zonas andinas donde es difícil la realización del mantenimiento entonces se ajustó a un 90 % una marca muy conocida de rodamientos es la marca SKF, conociendo los diámetros de diseño del eje se escogió un rodamiento con un diámetro interior de 25 mm , el cual en catalogo es el rodamiento rígido de bolas con el número de serie **6305** además que es muy fácil de conseguir. Se ingresó también a la calculadora la carga que en este caso era de 126.44 y la velocidad de trabajo siendo esta de 550 RPM lo cual al momento de calcular la vida del rodamiento nos da un valor de vida en horas: 150×10^4 horas. Lo cual indica que el rodamiento estaría operativo durante todo el tiempo de uso de la maquina siempre y cuando el rodamiento esté debidamente lubricado.

3.4.17 Selección del motor

Para obtener la potencia que necesitamos para seleccionar el motor
Aplicaremos la siguiente formula.

Ecuación 99: Potencia máxima.

$$P_{max} = P_{vr} + P_{av} = 369 \text{ W}$$

$$P_{max} = 104.5 \text{ W} + 369 \text{ W} = 473.5 \text{ W}$$

La potencia de trabajo se determinará usando la siguiente ecuación:

Ecuación 100: Potencia total.

$$P_t = P_{max} \times C_s$$

Donde C_s es el coeficiente de seguridad para este caso utilizaremos el valor de 1.5

$$P_t = 473.5 \times 1.5$$

$$P_t = 710.25 \text{ W}$$

Asumiendo que el rendimiento general de fajas y rozamientos entonces tenemos que la potencia del motor será:

Ecuación 101: Potencia del motor.

$$P_m = \frac{P_t}{n_{general}}$$

$$P_m = \frac{710.25}{0.9}$$

$$P_m = 739.84 \text{ W} \approx 1 \text{ Hp}$$

Potencia		Factor de Servicio	Polos	Armazón	Código de Referencia	Tensión V	RPM min ⁻¹	Corriente Nominal A	Corriente a Factor de Servicio A
HP	KW								
0,25	0,187	1,35	2	56	.25360S1PA56	127/220	3510	6.28/2.35	6.50/2.70
		1,35	4	56	.25180S1P56	127/220	1745	5.50/2.50	5.80/2.80
0,33	0,249	1,35	2	56	.33360S1PA56	127/220	3510	7.21/2.70	7.40/3.10
		1,35	4	56	.33180S1P56	127/220	1750	6.40/2.50	7.00/3.00
0.50	0,373	1,25	2	56	.50360S1PA56	127/220	3515	9.10/3.70	9.70/4.60
		1,25	4	56	.50180S1P56	127/220	1740	8.00/3.80	8.70/4.30
0,75	0.560	1,25	2	56	.75360S1PA56	127/220	3500	11.50/5.00	12.55/5.85
		1,25	4	56	.75180S1P56	127/220	1750	12.5/5.50	13.10/6.10
1.0	0,746	1,25	2	56	001360S1P56	127/220	3515	13.00/6.20	14.00/7.30
		1,15	4	56	001180S1P56	127/220	1730	15.00/7.50	17.50/8.62
1,5	1,119	1,15	2	56	001560S1P56	127/220	3500	16.50/8.80	18.90/10.10
		1,15	4	56	001580S1P56	127/220	1730	20.20/9.37	21.30/10.60
2.0	1,492	1,15	2	56H	002360S1P56	127/220	3520	20.0/10.5	22.0/11.5
		1,15	4	56H	002180S1P56	127/220	1735	29.00/13.50	33.3/15.50

Figura 113. Datos eléctricos del motor de 1 hp marca WEG.

Fuente:(Catálogo de motores WEG)

3.4.18 Selección de bandas

El tipo de banda o correa se determinó considerando la potencia nominal:

Ecuación 102: Potencia Corregida.

$$P_c = P_m * C$$

Para servicio normal y accionamiento por motor eléctrico: C = 1.15

$$P_c = 1 \text{ hp} * 1.15$$

$$P_c = 1.15 \text{ hp}$$

Uso de la tabla para determinar el tipo de banda según los datos de potencia y velocidad de giro.

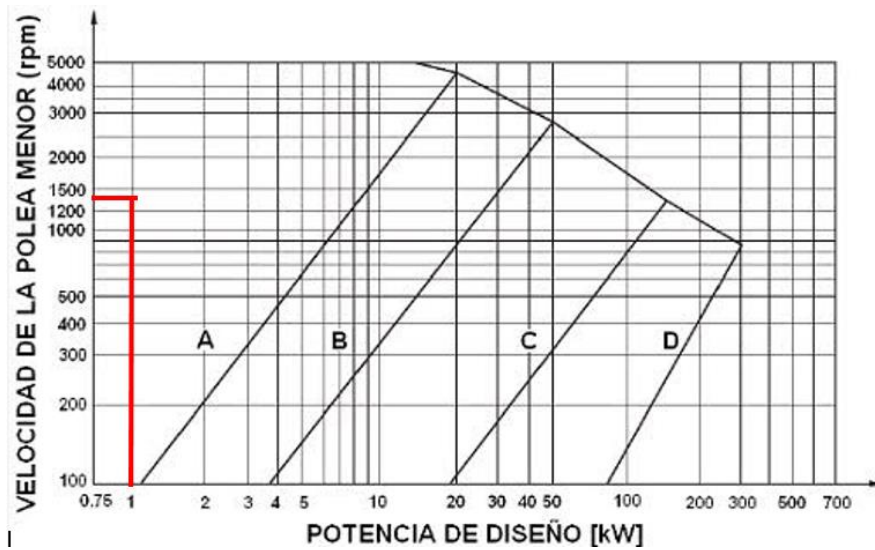


Figura 114. Tabla para la selección de correas

Podemos apreciar que la correa es la de tipo “A”

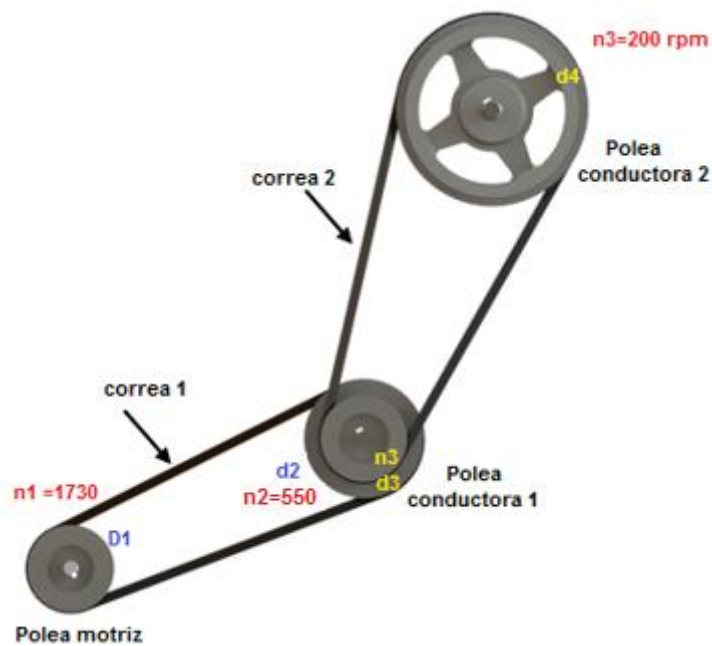


Figura 115. Transmisión por correas de la maquina

Fuente:(Elaboración Propia)

Ecuación 103: relación de transmisión.

$$i = \frac{n_1 n_3}{n_4 n_2} = \frac{d_2 d_4}{d_1 d_3}$$

Donde:

i = relación de transmisión

n_2 = velocidad angular de la polea conducida

n_1 = velocidad angular de la polea motriz

Se recomienda que i para un funcionamiento adecuado sea entre 1 a 6

$$n_1 = 1730$$

$$n_2 = 550$$

$$i = 3.1454$$

La selección del diámetro de la polea menor $d_p = 80$ mm considerando un ángulo de garganta de 38° con correa tipo A.

$$d_{p2} = i * D_{p1}$$

Donde:

i = relación de transmisión.

D_{p1} = diámetro en mm de la polea motriz.

d_{p2} = diámetro en mm de la polea conducida

$$d_{p2} = 3.145 * 80 \text{ mm}$$

$$d_{p2} = 251.632 \text{ mm}$$

Se procede a la aproximación del entero superior

$$d_{p2} = 252 \text{ mm}$$

Distancia entre ejes:

- para i entre 1 a 3

$$c \geq \frac{(i + 1)d_p}{2} + d_p$$

- para i mayor que 3:

$$c \geq d_p$$

$$c = 252 \text{ mm}$$

Ecuación 104: Longitud de la banda primitiva.

$$L = (2 * C) + (1.57 * (Dp + dp)) + (Dp - dp) \frac{2}{(4 * C)}$$

$$L = 1024.8 \text{ mm}$$

Con el valor de la longitud primitiva se selecciona la correa adecuada.

Tabla 26: Longitudes primitivas de las correas

LONGITUDES PRIMITIVAS DE LAS CORREAS					
Nº	Perfil A (13 x 8)	Perfil B (17 x 10,5)	Perfil C (22 x 13.5)	Perfil D (32 x 19)	Perfil E (40 x 25)
26	690				
28	741				
31	817				
35	919	932			
38	995	1008			
42	1097	1110			
46	1198	1211			
51	1325	1338	1347		
55	1427	1440			
60	1554	1567	1576		
64	1656	1669			

Fuente:(Selección de correa trapezoidales)

La longitud normalizada se calculará con la siguiente formula:

$$C_c = C \pm \left| \frac{L - L_n}{2} \right|$$

Signo (+) cuando $L < L_n$

Signo (−) cuando $L > L_n$

$$C_c = 284.6 \text{ mm}$$

Para el cálculo de la banda entre la polea conducida 1 y conducida 2 tenemos la siguiente relación de transmisión.

$$i = \frac{n_3}{n_4}$$

$$i = \frac{550}{200} = 2.75$$

Para hallar en segundo diámetro de la polea conducida 1 tenemos:

$$2d_{pc1} = \frac{260 \text{ mm}}{2.75}$$

$$2d_{pc1} = 94.54 \text{ mm}$$

Se procede a la aproximación del entero superior

$$d_{p2} = 95 \text{ mm}$$

La distancia entre ejes se trabajó con la siguiente condición.

- para i entre 1 a 3

$$c \geq \frac{(i + 1)d_p}{2} + d_p$$

$$c \geq \frac{(2.5 + 1)95}{2} + 95$$

$$c \geq 266.25$$

De acuerdo a la condición la distancia mínima entre ejes es de 266. Pero debido a criterios técnicos como la ubicación de las chumaceras del ventilador se optó por que la distancia sea de 430 mm

Longitud primitiva de banda:

$$L = (2 * C) + (1.57 * (Dp + dp)) + (Dp - dp) \frac{2}{(4 * C)}$$

$$L = 1440.6 \text{ mm}$$

Con el valor de L, se procede a determinar la correa adecuada:

Tabla 27: Longitudes primitivas de las correas

LONGITUDES PRIMITIVAS DE LAS CORREAS					
Nº	Perfil A (13 x 8)	Perfil B (17 x 10,5)	Perfil C (22 x 13,5)	Perfil D (32 x 19)	Perfil E (40 x 25)
26	690				
28	741				
31	817				
35	919	932			
38	995	1008			
42	1097	1110			
46	1198	1211			
51	1325	1338	1347		
55	1427	1440			
60	1554	1567	1576		
64	1656	1669			
68	1757	1770	1779		
71	1833	1846			

La distancia entre centros real se calculará con la siguiente formula:

$$C_c = C \pm \left| \frac{L - L_n}{2} \right|$$

(+), Si: $L < L_n$

(-), Si: $L > L_n$

$$C_c = 423.2 \text{ mm}$$

Con los datos obtenidos del tipo y tamaño de la faja se procedió a seleccionar de un catálogo la faja de acuerdo a los requerimientos (ver anexo F)

El material de diseño para estas poleas es el acero de construcción ST 37, el cual es óptimo para este tipo de elementos, no se realizó el cálculo de elementos finitos porque no tiende a deformarse y el desgaste es mínimo en el área de la banda lo que resulta innecesario analizar las poleas; hay que tener en cuenta los diámetros primitivos de las poleas.

3.4.19 Selección del tipo de soldadura

La mayor parte de las uniones por soldadura se encuentra en la estructura base de la máquina, que está formada por un conjunto de perfiles cuadrados de 30x30x1.5mm de acero estructural ASTM A500 galvanizado (ver anexo F) unidos entre ellos mediante soldadura por lo que se tiene un sistema estructural de nodos rígidos.

Los electrodos empleados para soldadura de arco manual serán de la serie E6011. Según recomendación de fabricante con un ancho de filete 5 mm.

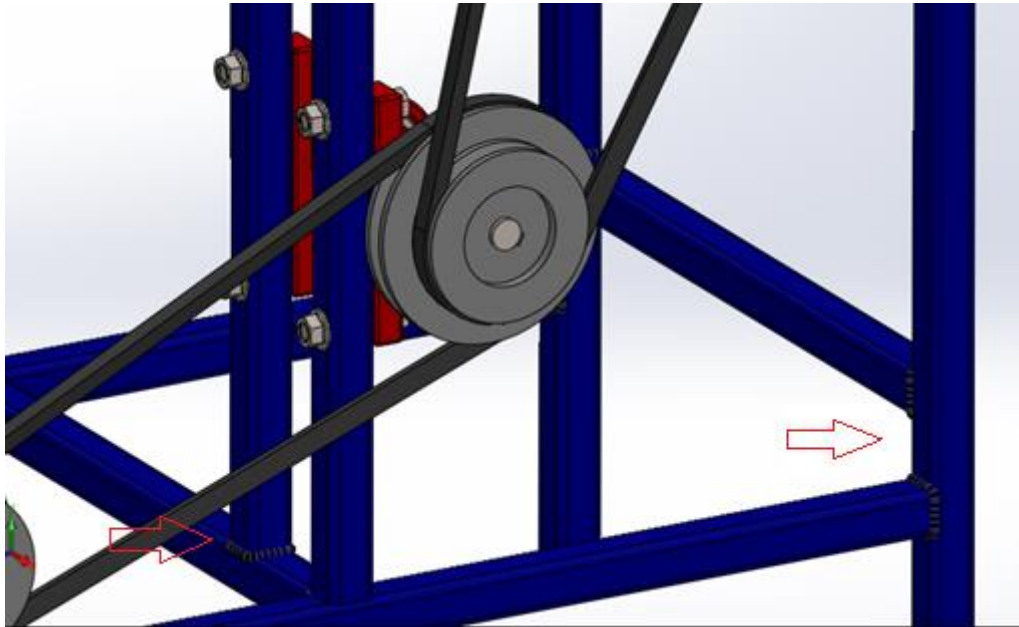


Figura 116. detalle de los cordones de soldadura

Fuente:(Elaboración Propia)

3.4.20 Dimensionamiento del sistema de transmisión.

Ejecutando el cálculo de trasmisión, sabiendo las potencias como la del ventilador y del eje de la leva se procede a calcular la potencia del motor:

Ecuación 105. Hallando la potencia total

$$P_{total} = P_{ventilador} + P_{eje de la leva}$$

Donde:

P_{total} = potencia total (Kw)

$P_{ventilador}$ = potencia requerida para el ventilador (Kw)

$P_{eje de criba}$ = potencia requerida por la leva (Kw)

$$P_{total} = 0.021 + 0.07255$$

$$P_{total} = 0.09355KW$$

Se selecciona el tipo de motor sabiendo la potencia que se requiere.



Figura 117. Motor 1 HP 4P D56 1F 220 V 50 Hz

Fuente: (weg, 2019)

3.4.21 Diseño de poleas.

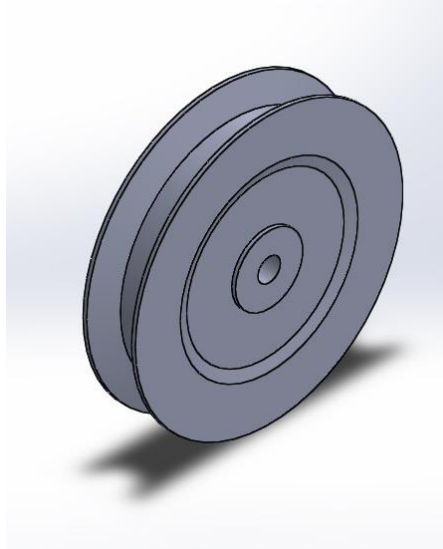


Figura 118. Diseño de poleas.

Fuente: Propia

Se estableció un diámetro para la polea para el ventilador de 15cm.

Ecuación 106. Cálculo de polea del motor.

$$Polea_{motor} = \frac{Polea_{ventilador} \times RPM_{ventilador}}{RPM_{motor}}$$

$$Polea_{motor} = \frac{0.15 \times 910}{1500}$$

$$Polea_{motor} = 0.091m$$

Calculando la polea del ventilador con respecto al eje de la leva, se estimó la polea motriz de 10cm,

$$Polea_{criba} = \frac{Polea_{ventilador} \times RPM_{ventilador}}{RPM_{criba}}$$

$$Polea_{criba} = \frac{0.10 \times 910}{200}$$

$$Polea_{criba} = 0.45m$$

Las distancias de las bandas, tomando como referencia al software Solid Works se calculó las distancias de las bandas.

3.4.22 Selección de bandas de transmisión.

Se seleccionará las bandas de tipo B.

Calculamos del motor-ventilador:

$$Polea_{ventilador} = 0.15 = 5.90\text{pulg}$$

$$Polea_{motor} = 0.0911\text{m} = 3.5866\text{pulg}$$

$$motor - ventilador = 0.295\text{m} = 11.614\text{pulg}$$

$$P_{eje} = 0.07255\text{kw} = 0.097\text{ HP}$$

Ecuación 107. Hallando el factor de banda

$$\frac{P_{ventilador} - P_{motor}}{motor - ventilador}$$

Fuente: (Shigley, 1985)

Donde:

$$P_{ventilador} = \text{diametro de la polea del ventilador (pulg)}$$

$$Polea_{motpr} = \text{diametro de la polea del motor (pulg)}$$

$$motor - ventilador = \text{distancia (pulg)}$$

calculando:

$$\frac{1 - 0.096}{11.61}$$

$$= 0.0053$$

Con el valor obtenido nos vamos a la tabla para hallar: K_1 :

Tabla 26. Factor de corrección por ángulos para poleas

D-d/C	Ángulo	k1
-------	--------	----

0	180	0.75
0.1	174.3	0.76
0.2	166.5	0.78
0.3	162.7	0.79
0.4	156.9	0.8
0.5	151	0.81

Fuente: (Shigley, 1985)

Calculando la longitud K2

$$L_p = 2 \times (motor - ventilador) + \frac{\pi \times (P_{ventilador} + polea_{motor})}{2} + \frac{(polea_{ventilador} - polea_{motor})}{4 \times (motor - ventilador)}$$

Ecuación 108. Cálculo de longitud de paso para banda tipo V.

Fuente: (Shigley, 1985)

Remplazando:

$$L_p = 2 \times (15.74) + \frac{\pi \times (5.90 + 1.96)}{2} + \frac{(5.90 + 1.96)}{4 \times (15.74)}$$

$$L_p = 23.607 \text{ pulg}$$

Asumiendo que nuestra maquina tiene un impacto ligero, encontramos el par torsor normal y par de torsión alto.

Tabla 27. Servicios para poleas a encontrar.

Maquina impulsadora	Par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3

Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Fuente: (Shigley, 1985)

Se selecciona un factor de seguridad n_s para las correas ($n_s=1.5$).

Ecuación 109. Calculando la banda permitida

$$P_{PER} = \frac{K_s + n_s + P_{eje}}{K_1 \times K_2}$$

Fuente: (Shigley, 1985)

Donde:

P_{PER} = potencia por la banda (HP)

K_s = factor de servicio

n_s = factor de seguridad

P_{eje} = potencia en el eje

K_1 = factor de correccion por angulo

K_2 = factor de correccion por longitud

Remplazando valores:

$$P_{PER} = \frac{1.2 \times 1.5 \times 0.07255}{0.78 \times 0.90}$$

$$P_{PER} = 0.18602HP$$

Hallando la velocidad de la banda:

Ecuación 110. Velocidad periférica de la banda

$$V_{PER} = \frac{\pi \times P_{ventilador} \times rpm_{ventilador}}{12}$$

Fuente: (Shigley, 1985)

$$V_{PER} = \frac{\pi \times 5.90 \times 910}{12}$$

$$V_{PER} = 1405.600 \text{ pies/min}$$

Tabla 28. Potencias permitidas según tipo de bandas.

Diámetro de paso (pulg.)	Velocidad de la banda pie/min				
	1000	2000	3000	4000	5000
4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
5.0	1.44	2.33	2.8	2.76	2.1
5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4
6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
7.0	2.01	3.46	4.49	5.01	4.9

Se selecciona la longitud de la banda existen longitudes normalizadas para este caso

Tabla 29. Corrección de longitud según tipo de banda

Sección de la banda	A	B	C	D
factor de conversión	1.3	1.8	2.9	3.3

Fuente: (Shigley, 1985)

La banda seleccionada son del tipo B, se restará 1.8.

Ecuación 111. Longitud normalizada para la banda.

$$L_f = L_p - 1.8$$

Fuente: (Shigley, 1985)

$$L_f = 23.607 - 1.8$$

$$L_f = 21.807 \text{ pulg}$$

Tabla 30. Circunferencias normalizadas.

Circunferencia en pulgadas
35 - 38 - 42 - 46 - 48 - 51 - 53 - 55 - 57 - 60 - 62 - 64 - 65 - 66 - 68 - 71 - 75 - 78-79 - 81 - 83 - 85 - 90 - 93 - 97 - 100 - 103 - 105 - 112 - 120 - 128 - 131 - 136-144 - 158 - 173 - 180 - 195 - 210 - 240 - 270 - 300

Fuente: (Shigley, 1985)

Se selecciono el tipo de banda B con una longitud de 21,807 pulga, para motor ventilador.

3.4.23 Sistema eléctrico.

Ecuación 112. hallar la intensidad del motor.

$$I_{MOT} = \frac{P_{MOT}}{V_M \times \cos \varphi}$$

Fuente: (weg, 2019)

Donde:

I_{MOT} = intensidad del motor (amp)

P_{MOT} = potencia nominal del motor (W)

V_{MOT} = tension de funcionamiento (V)

$\cos \varphi$ = Factor de potencia a plena carga

$$I_{MOT} = \frac{745.7}{220 \times 0.76}$$

$$I_{MOT} = 4.4599Amp$$

Ecuación 113. Intervalo para la protección del motor

$$I_{prot} > 1.45 \times I_{mot}$$

Fuente: (weg, 2019)

$$I_{prot} = 1.45 \times 4.4599$$

$$I_{prot} = 6.4668 \text{ amp}$$

Sabiendo el amperaje se procede a calcular un arrancador directo a 220V



Figura 119. Sistema de arranque directo ABB.

Fuente: (SRL, 2016)

Relé térmico, modelo TF42 – 10, rango: 7 – 10 amperios.



Figura 120. Relé térmico TF42

Fuente: (SRL, 2016)

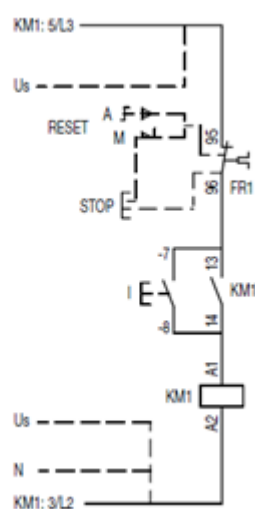


Figura 121. Diagrama unifilar del rele térmico

Fuente: (SRL, 2016)

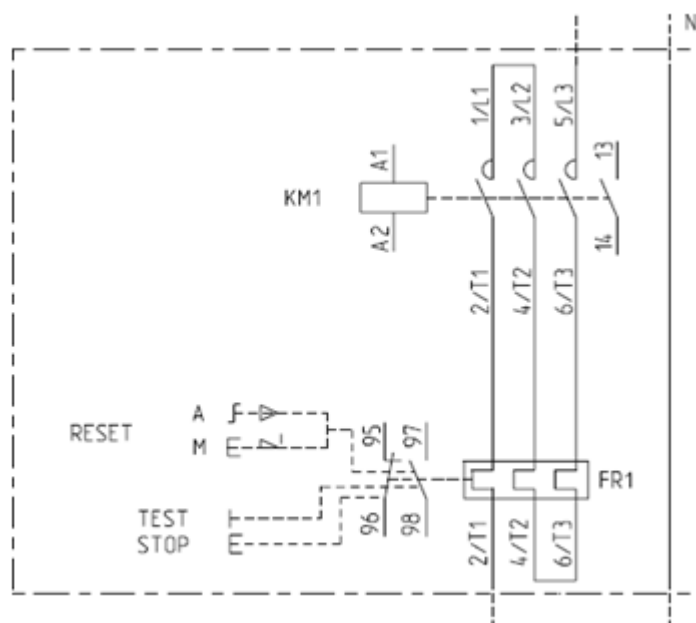


Figura 122. Diagrama unifilar del rele térmico.

3.4.24 Fuente: (SRL, 2016)Costo y presupuesto.

Tabla 31. Lista de materiales.

N°	Componente	Cantidad	Material
1	Ventilador	1	SERIE BP-RC BAJA PRESION
2	Polea entrada ventilador	1	Al - 1060
3	Polea salida ventilador	1	Al - 1060
4	Estructura de criba	1	Al - 1060
5	Malla de criba	1	Al - 1060
6	Sujetador de malla	2	Al - 1060
7	Protector lateral de cribadora	2	Al - 1060
8	Tapa posterior	1	Al - 1060
9	Tapa inferior	1	Al - 1060
10	Resorte	4	MDL, modelo S11.025.038
11	Guía de resorte	4	AISI 1020
12	Anclaje de resorte	4	Acero 1020
13	Eje de criba	1	Acero 1020
14	Polea de criba	1	Al - 1060
15	Chumacera de criba	2	Fundición de Hierro
16	Eslabón	1	Acero 1020
17	Conector criba con eslabón	1	AISI 1020 CD
18	Pasador	1	AISI 1020 CD
19	Motor	1	SIEMENS, modelo 1LE 002-0EC0
20	Polea para motor	1	Aluminio 1060
21	Base para motor	1	Acero AISI 1020 CD
22	Tolva de alimentación	1	Al 1060
23	Banda en V-60 motor ventilador	1	SKF tipo B
24	Banda en V-66 ventilador - eje de leva	1	SKF tipo B

Fuente: Propia

Presupuesto

Se elaboro el siguiente presupuesto consultando con proveedores y consultas en la mismas tiendas y mercados actuales, y como resultado se tiene la siguiente tabla:

Tabla 32. Presupuesto

N°	Componente	Precio unitario	Cantidad	Total
1	Ventilador	S/. 576.00	1	S/. 576.00
2	Polea de entrada	S/. 20.00	1	S/. 20.00
3	polea de salida	S/. 20.00	1	S/. 20.00
4	Estructura de soporte	S/. 150.00	1	S/. 150.00
5	Criba	S/. 50.00	1	S/. 50.00
6	Sujetador de malla	S/. 50.00	2	S/. 100.00
7	Resorte	S/. 87.00	4	S/. 348.00
8	Guía de resorte	S/. 16.00	4	S/. 64.00
9	Anclaje de resorte	S/. 13.00	4	S/. 52.00
10	Eje de criba	S/. 76.00	1	S/. 76.00
11	Polea de criba	S/. 24.00	1	S/. 24.00
12	Chumacera de criba	S/. 47.00	2	S/. 94.00
13	Eslabón	S/. 20.00	1	S/. 20.00
14	Conector criba con eslabón	S/. 27.00	1	S/. 27.00
15	Pasador	S/. 7.00	1	S/. 7.00
16	Motor	S/. 455.00	1	S/. 455.00
17	Polea para motor	S/. 25.00	1	S/. 25.00
18	Base para motor	S/. 18.00	1	S/. 18.00
19	Estructura de soporte	S/. 300.00	1	S/. 300.00
20	Tolva de alimentación	S/. 43.00	1	S/. 43.00
21	Banda en V-60	S/. 65.00	1	S/. 65.00
22	Banda en V-66	S/. 65.00	1	S/. 65.00

23	Arrancador directo	S/. 79.00	1	S/. 79.00
24	Ferretería	S/. 145.00	1	S/. 145.00
25	Costo de mantenimiento	S/. 350.00	1	S/. 350.00
26	Mano de obra	S/. 1,600.00	1	S/. 1,600.00
TOTAL				S/. 4,773.00

Fuente: Propia

VENTILADORES CENTRÍFUGOS DE BAJA PRESIÓN

Serie BP-ErP

RODETE DE POLIAMIDA

CUMPLE DIRECTIVA ROHS 2002/95/EC

CARACTERÍSTICAS:

- Envoltorio en chapa galvanizada.
- Turbina multipala de álabes curvados hacia delante de doble codo.
- Turbina de poliamida reforzada con fibra de vidrio para tamaños 7/7, 9/9, 10/10 y 12/12. Resto de modelos en chapa galvanizada.
- El ventilador se suministra con los pies soporte incluidos en el precio.
- Sistema exclusivo MUNDOfan de fijación del motor al ventilador y a la turbina mediante brazos flexores que unidos a silentblocks evitan cualquier tipo de vibración. Brazos en cumplimiento con la normativa ROHS 2002/95/EC (Restricción de sustancias peligrosas en equipos eléctricos y electrónicos)
- Motores cerrados de diseño exclusivo MUNDOfan: carcasa de aluminio extruido, conjunto de conexiones protegido dentro de la caja de bornes, integrada en el motor, con grado de protección IP65.
- Motor con protección IP55 y aislamiento clase F. Voltajes estándar 230V 50Hz para los monofásicos y 230/400V 50Hz para los trifásicos.
- Motores monofásicos regulables por tensión. Modelos trifásicos regulables mediante variador de frecuencia.





APLICACIONES:

Diseñados para ser integrados en equipos:

- Cajas de ventilación y unidades de tratamiento de aire.
- Aerotermos centrífugos.
- Temperatura máxima de trabajo en continuo: 50°C.

DATOS TÉCNICOS:

Código	Modelo	R.P.M.	I. nominal (A) 230 V	Potencia (kW)	Q máximo (m³/h)	Nivel sonoro* (dBA)	Peso (Kg)	€
VENTILADORES MONOFÁSICOS								
VE 09 001	BP-ERP 7/7 MC 6P	885	0,6	0,04	1.080	43	9	157,00
VE 09 002	BP-ERP 7/7 4P	1.370	1,55	0,13	1.940	58	9	159,00
VE 09 003	BP-ERP 9/7 6P	940	1,3	0,13	2.050	49	14	185,00
VE 09 004	BP-ERP 9/7 4P	1.375	2,7	0,35	2.540	59	15	202,00
VE 09 005	BP-ERP 9/9 6P	925	1,2	0,12	2.160	53	15	185,00
VE 09 006	BP-ERP 9/9 4P	1.375	2,7	0,35	2.810	60	12	195,00
VE 09 007	BP-ERP 10/8 6P	945	2,1	0,21	2.625	55	17	206,00
VE 09 008	BP-ERP 10/8 4P	1.340	4,5	0,59	3.440	62	22	217,00
VE 09 009	BP-ERP 10/10 MC 6P	945	2,1	0,21	2.860	56	15,5	206,00
VE 09 010	BP-ERP 10/10 MC 4P	1.340	4,5	0,59	3.780	63	22	222,00
VE 09 011	BP-ERP 12/9 6P	950	6,7	0,76	5.860	58	21	319,00

Figura 123. Cotización de Ventilador para la máquina.



(Imagen referencial)

MARATHON
Motor Eléctrico 1.0HPx1800RPM HJN
80M2-4 Trifásico 60hz 220/380/440V IE2

SKU: BME1030597



S/ 455.00
(Precio referencial)

Figura 124. Cotización de motor para toda la máquina.



Nuevo - 30 vendidos

Arrancador Para Motor Proteccion

★★★★★ 1 opinión

\$ 79.000

36 cuotas de \$ 2.194



[Más información](#)

Entrega a acordar con el vendedor
Medellín, Antioquia
[Ver costos de envío](#)

Figura 125. Cotización de arrancadores directo para la máquina

3.4.25 Evaluación económica.

Ingresos.

Los agricultores tienen falencia en la cosecha en el mercado venden sus a S/. 1.00 cada kilo de maíz cosechado y la compra esta S/. 2.00

El distrito de Mórrope el espacio de sembrío de Maíz es de 50 hectáreas, las cuales producen 41qq por hectárea con impurezas, pero al ser limpiados y seleccionados quedaran 40qq, esta producción es cada 4 meses.

Ecuación 114. Ingreso por cosecha

$$I_{co} = \#Kec \times Kg_{HEC} \times (P_{DES} - P_{ENT})$$

Fuente: propia.

Donde:

I_{co} = ingresos por cosecha

H = hectareas de maiz sembras (H)

Kg_{HEC} = Kilogramos de maiz por hectarea ($\frac{Kg}{H}$)

P_{DES} = precio de maiz limpio y seleccionado ($\frac{S}{Kg}$)

P_{ENT} = precio de maiz con impurezas ($\frac{S}{Kg}$)

Teniendo en cuenta la producción de maiz por cada cosecha.

Tabla 33. Producción

Producción por cosecha	(Kg)
Maíz con impurezas	102500
Maíz limpio y seleccionado	100000

Remplazando los valores se tiene:

$$I_{CO} = 50 \times 2000 \times (2 - 1)$$

$$I_{CO} = 100000$$

Egresos.

Los egresos producidos por la maquina será el consumo de energía y el mantenimiento de la maquina se estableció de forma mensual o anual.

El consumo de energía de la maquina está dada por la potencia del motor, el costo tarifario para el distrito de Mórrope es de 0.57 y un cargo fijo mensual S/.3.21 soles.

Potencia de la maquina 1.3Kw/h y trabajando a un 75% de su capacidad requeridas 25qq/h para procesar 50 hectáreas por cosecha.

$$E = (P \times H \times T_{kw} + T_{Fij})$$

Donde:

$$E_{ene} = \text{egresos por consumo energeticos} \frac{S}{.}$$

$$P_{motor} = \text{potencia del motor (Kw)}$$

$$H_{trab} = \text{horas de trabajo d ela maquna (Hora)}$$

$$T_{kw} = \text{tarifa por kilowatt hora}$$

$$T_{Fij} = \text{tarifa fija mensual.}$$

Calculando:

$$E_{egre} = (1.3 \times 80 \times 0.54) + 3.21)$$

$$E_{egre} = S/.62.49$$

Tabla 34. Flujo de caja

Ingresos		Cosecha A	Cosecha B	Cosecha C
Hectáreas de maní	50	50	50	50
Kilos maní entero	41	41	41	41
Kilos maíz limpio y seleccionado	40	40	40	40
Ganancias por cosecha	100000	100000	100000	100000
Egresos				
Consumo energético	1.3	1.3	1.3	1.3
Horas de trabajo	80	80	80	80
Cargo fijo	3.21	3.21	3.21	3.21
Cargo por kW	0.57	0.57	0.57	0.57
Costos energéticos por cosecha	62.49	62.49	62.49	62.49
Costo en bandas	250	250	250	250
Costo de mantenimiento	350	350	350	350
Egresos totales por cosecha	747.57	747.57	747.57	747.57
Flujo de caja		99252.43	99252.43	99252.43

Fuente: propia

Calculamos el VAN

$$VAN = \sum_{t=1}^3 \frac{\text{flujo de caja}_t}{(1 + 10\%)^t} - 4773.00 = 0$$

$$VAN_{3 \text{ cosechas}} = S/.1052053.1$$

Calculamos el TIR

$$\sum_{t=1}^3 \frac{\text{flujo de caja}_t}{(1 + r)^t} = 4773.00$$

$$TIR_{3 cosechas} = 83.93\%$$

Calculando el PRI:

$$PRI = A + \left[\frac{B - C}{D} \right]$$

Donde:

A: año anterior al que se recupera la inversión

B: inversión inicial del proyecto

C: flujo efectivo acumulado del año A

D: flujo efectivo al año (A+1)

$$PRI = 0 + \left[\frac{4773 - 1052053.1}{1052053.1} \right]$$

$$PRI = -0.98 \text{ años}$$

A obtener el valor negativo esto nos da a entender que se recuperar la inversión en el primer año.

DISCUSIÓN.

- ✓ La máquina seleccionadora y limpiadora de grano de maíz a comparación con otras máquinas su eficiencia es mayor, su primer proceso de limpieza es por fluido de aire, que impacta a las impurezas y deja caer los granos limpios.
- ✓ Los estudios realizados antes sobre maquinas limpiadoras, no incorporaban un plan de mantenimiento; los ventiladores tenían carencias en su rendimiento por parte de las impurezas que estos le afectan.
- ✓ Es una ventaja que todas las piezas de recambio se encuentren en nuestro país, a nuestro favor hay un ahorro de tiempo enorme por que evita paralización de trabajo.

IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES:

4.1. Conclusiones:

- La caracterización del proceso de limpieza permitió elaborar la lista de requerimientos; datos necesarios para elaborar la lista de requerimientos del diseño.
- Mediante ensayos experimentales se obtuvo las propiedades físicas, densidad y peso específico, de la broza y otras impurezas; dato que se utilizó para el diseño del sistema de limpieza.
- La matriz morfológica, y matriz de ponderados permitieron seleccionar el diseño óptimo, eligiendo así uno de los diseños conceptuales de los cinco elaborados considerando los criterios de diseño según los requerimientos y funcionalidades.
- Utilizando los criterios de resistencia de materiales y normas vigentes se dimensionaron los elementos electromecánicos que conforman la máquina seleccionadora y limpiadora de maíz; siendo la potencia de ésta 1 Hp.
- Utilizando la herramienta CAD/CAE se comprobó la resistencia de los elementos mecánicos principales considerando criterios de Von Mises para el análisis estático; obteniendo valores satisfactorios para los desplazamientos, deformaciones unitarias, factor de seguridad y tensiones límites.
- La viabilidad económica es satisfactoria ya que para un VAN $S/.1052053.1$ y TIR de 83.93%, la inversión se recuperará en menos de un año

4.2. Recomendaciones:

- Se recomienda obtener fuentes de financiamiento con la finalidad de equipar el diseño elaborado en este informe de investigación.
- Se recomienda no excederse con la producción y rendimiento de la máquina limpiadora y seleccionadora de granos de maíz.
- La máquina se elaboró en base a un distrito de zona rural, lo cual se recomienda el uso de manera industrial y abstenerse a climas adversos.

- Se recomienda equiparse con EPP para el manejo de la máquina, para evitar ruidos defectuosos y/o cortes que se puedan generar durante el trabajo de la máquina.
- Se recomienda realizar su mantenimiento preventivo semanalmente a la máquina para evitar fallas sorpresas que se pueden generar.
- Se recomienda incorporar a este diseño que la selección se realice en forma automatizada, que los granos de maíz sean separados por color y no por tamaño.

REFERENCIAS.

- Alberto, P. M. (2017). DISEÑO DE UNA MÁQUINA LIMPIADORA DE TRIGO DE CAPACIDAD DE 60 KG/H PARA LAS ZONAS ALTO ANDINAS DEL PERÚ. (*Tesis de titulación*). UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN, Pimentel.
- Alcocer Tello, L., & Iza Carvajal, A. (2017). Diseño y construcción de una máquina clasificadora de maíz duro seco mediante un sistema de visión artificial para la distribuidora de granos y harinas danhalu. (*tesis de titulación*). Universidad De Las Fuerzas Armadas, Sangolquí.
- Amangandi Aquilar, J., & Lamiña Maygua , F. (2013). Diseño y construcción de una máquina clasificadora de maíz partido. (*Tesis de grado titulación*). Escuela Superior Politecnica De Chimborazo, Riobamba.
- Asociacion herrandina Perú. (2014). <http://www.herrandinaperu.com>. Obtenido de <http://www.herrandinaperu.com>: <http://quinua.pe/herrandina/>
- Assennato, M. D. (1993). *La ingeniería en el desarrollo - Manejo y tratamiento de granos poscosecha*. Obtenido de <http://www.fao.org/3/x5041s/x5041S09.htm>
- Bazalar, A. (2004). *Diseño y fabricación de una máquina limpiadora de trigo*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- BAZALAR, H. A. (2004). DISEÑO Y FABRICACIÓN. *Tesis para titulación*. PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL, Lima.
- Cardona, S., & Clos, D. (2008). *Teoría de Máquinas*. UPC.
- CARIBE, O. R. (1993). <http://www.fao.org>. Obtenido de <http://www.fao.org>: <http://www.fao.org/3/x5027s/x5027S00.htm#Contents>
- Catacora Apaza, I., Hilaquita Zevallos , A., Silva Valdivia, G., Infantes Fernandez, C., Guzman Mamani , J., & Angelo Rondon , J. (2011). “IMPLEMENTACION DE UNA PLANTA SEMI-INDUSTRIAL DE SECADO Y SELECCIÓN DE GRANOS. (*Curso de carrera*). UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN AGUSTIN, Arequipa.
- CENTA. (Marzo de 2016). <http://centa.gob.sv>. Obtenido de <http://centa.gob.sv>: <http://centa.gob.sv/docs/agroindustria/Limpieza%20y%20clasificaci%C3%B3n%20de%20granos%20b%C3%A1sicos%20marzo%202016.pdf>
- CENTA. (Marzo de 2016). <http://centa.gob.sv>. Obtenido de <http://centa.gob.sv>: <http://centa.gob.sv/docs/agroindustria/Limpieza%20y%20clasificaci%C3%B3n%20de%20granos%20b%C3%A1sicos%20marzo%202016.pdf>

- CENTA. (Marzo de 2016). <http://centa.gob.sv>. Obtenido de <http://centa.gob.sv/docs/agroindustria/Limpieza%20y%20clasificaci%C3%B3n%20de%20granos%20b%C3%A1sicos%20marzo%202016.pdf>
- Cristaleria, A. y. (2018). <https://almacenesla13.com>. Obtenido de [https://almacenesla13.com: https://almacenesla13.com/productos/ventilador-ultra-power-18/](https://almacenesla13.com:https://almacenesla13.com/productos/ventilador-ultra-power-18/)
- Eduardo A. Pérez Ruiz, E. M. (Agosto de 2013). *Comportamiento del coeficiente de fricción y pérdida de masa, del acero 1020*. Obtenido de Comportamiento del coeficiente de fricción y pérdida de masa, del acero 1020: file:///C:/Users/Sonia/Downloads/8655-10735-1-PB%20(2).pdf
- ETC, C. (1994). *Catalogo ETC* . Obtenido de Catalogo ETC chapas perforadas redonda 8mm: file:///C:/Users/Sonia/Downloads/Pozzo%20Silva%20-%20Vera%20D%C3%A1vila.pdf
- ferrocortes. (s.f.). <http://www.ferrocortes.com.co>. Obtenido de <http://www.ferrocortes.com.co: http://www.ferrocortes.com.co/aisi-sae-1020/>
- Ganadería, M. d. (Noviembre de 2015). *Centa*. Obtenido de <http://centa.gob.sv/docs/agroindustria/Limpieza%20y%20clasificaci%C3%B3n%20de%20granos%20b%C3%A1sicos%20marzo%202016.pdf>
- Garnique Flores, E. V., & Torres Cabrejos, M. F. (2017). Diseño de un manual de costos de producción de maíz amarillo duro, para determinar la rentabilidad estudio de caso : fundo de Mórrope y Oyotún departamento de Lambayeque - 2015. (*Tesis de Titulación*). Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo, Chiclayo.
- Gedar. (2018). *Gedar*. Obtenido de Gedar: www.gedar.com
- González Herrero, F. (2017). *MAQUINARIA Y EQUIPOS PARA LA SELECCIÓN DE GRANOS*. Madrid.
- Gonzalo, C. (2015). *Diseño y Construcción de una máquina seleccionadora automática para la región de Puno*. Universidad Andina “Néstor Cáceres Velásquez”, Puno.
- Gonzalo, C. M. (2015). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA. *Tesis para titulación*. UNIVERSIDAD ANDINA “NÉSTOR CÁCERES VELÁSQUEZ”, Puno.
- Google Maps. (2018). Obtenido de Google Maps: <https://www.google.com.pe/maps/place/M%C3%B3rrope/@-6.5408934,->

- 80.0228978,15z/data=!3m1!4b1!4m5!3m4!1s0x904c8932587eb21f:0xd182603f00fecee9!8m2!3d-6.541341!4d-80.0129664?hl=es-419&authuser=0
- <https://es.wikipedia.org>. (2018). <https://es.wikipedia.org>. Obtenido de [https://es.wikipedia.org: https://es.wikipedia.org/wiki/Mecanismo_de_cuatro_barras](https://es.wikipedia.org/wiki/Mecanismo_de_cuatro_barras)
- Industry, D. (2015). *Direct industry*. Obtenido de Direct industry: www.directindustry.es
- Inglet. (1970). *Inglet*. Rio bamba: navarrete.
- innova, P. (26 de Septiembre de 2011). *Peru innova*. Obtenido de Perú innova: <http://mapeodeinnovacion.blogspot.com/search/label/agroindustria>
- J., S. (1998). *Teoría y cálculo de máquinas agrícolas*. Pueblo y Educación.
- Juan, S. (1982). *Teoria y calculo de maquinas agricolas*. Cuba: Pueblo y educacion.
- Julio César de Jesús Balanzá Chavarria. (2018). <https://www.monografias.com>. Obtenido de <https://www.monografias.com>: <https://www.monografias.com/trabajos60/piston-mecanismo-manivela/piston-mecanismo-manivela.shtml>
- Julio César de Jesús Balanzá Chavarria. (2018). <https://www.monografias.com>. Obtenido de <https://www.monografias.com>: <https://www.monografias.com/trabajos60/piston-mecanismo-manivela/piston-mecanismo-manivela.shtml>
- Kanjanawanishkul, K., & T., C. P. (2018). Diseño y evaluación de una clasificadora automática de semillas de pimienta dulce. *Engineering in Agriculture, Environment and Food*.
- Lambayeque, G. R. (2019). *Gobierno Regional de Lambayeque - Gerencia Reginal de Agricultura*. Obtenido de <https://www.regionlambayeque.gob.pe/web/?pass=NTY2>
- López Gomez, V. (2015). Diseño y simulacion de una maquina clasificadora vibratoria de grano de maiz según el tamaño. (*Tesis de titulacion*). Universidad Politécnica Salesiana Sede Quito, Quito.
- maquinas, f. (2018). *fundamento de maquinas*. Obtenido de fundamento de maquinas: www.fundamentodemaquinasmvzt.blogspot.com
- Martiarena Quispe, D., & Quispe Pfacha, D. (2017). MODOS DE PRODUCCIÓN, COMERCIALIZACIÓN DEL MAIZ Y RENTABILIDAD EN LA ECONOMÍA DE LOS PRODUCTORES DISTRITO DE URCOS PERIODO 2016 - CUSCO 2017. (*Tesis de licenciatura*). Universidad Peruana Austral Del Cusco, Cusco.
- Mataix, C. (1982). *Mecanica de fluidos y maquinas hidraulicas*. Madrid: Ediciones del castillo.

- MAYA. (s.f.). *www.mayasl.com*. Obtenido de *www.mayasl.com*:
<https://www.mayasl.com/tipos-de-maiz/>
- MECANISMOS. (s.f.). *sites.google.com*. Obtenido de *sites.google.com*:
<https://sites.google.com/site/gabrielmecanismos/Home/parte-iii/0-2---transformacion-del-movimiento-giratorio-en-lineal-alternativo/2-3---sistema-biela-manivela-embolo>
- Pozo Silva , C., & Vera Dávila, C. (2018). DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESCAPSULADORA Y SELECCIONADORA DE MANÌ. (*Tesis de titulacion*). UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÀN, Pimentel.
- Puno, P. c. (2011). Mejoramiento de capacidaes técnico productivas para la competitividad de los cultivos andinos de papa nativa, haba cañihua en la Region Puno. *Manejo de los modulos y equipos para el procesamiento de Haba*, 9-10.
- Quispe Quispe, J. D., & Melgarejo Murillo, J. V. (2017). Diseño y fabricación de una maquina limpiadora de granos. (*Curso Diseño de elementos de maquina II*). Universidad Catolica De Santa Maria, Arequipa.
- Ramírez Acosta, E. N. (2016). ELABORACION DE MANUAL POES PARA EL AREA DE LIMPIEZA DE GRANOS Y EL AREA DE EMPACADO DE GRANOS. (*Tesis de titulacion*). UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR, San Sebastián.
- SACEN. (s.f.). SACEN. Obtenido de SACEN: <https://www.sacemperu.com/limpiadora-de-granos/>
- salvadorescoda. (Abril de 2018). *www.salvadorescoda.com*. Obtenido de *www.salvadorescoda.com*:
https://www.salvadorescoda.com/esconews/205_180503/PDF/Catalogo_Mundofan_2018_baja.pdf
- Shigley, J. E. (1985). *Diseño en Ingenieria Mecánica de Shigley*. EE.UU.
- SKF. (Octubre de 2015). *Rodamientos*. Obtenido de SKF: https://www.skf.com/binary/86-121486/0901d19680416953-10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf
- skf. (s.f.). *www.skf.com*. Obtenido de *www.skf.com*:
<https://www.skf.com/pe/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SY%2015%20TF>

SRL, T. e. (febrero de 2016). *Contactores, relés de sobrecarga y guardamotores ABB*.
 Obtenido de Contactores, relés de sobrecarga y guardamotores ABB:
<https://static.tecsc.com.ar/media/pdf/ficha-contactores-tripolares.pdf>

weg. (2019). *www.weg.net*. Obtenido de *www.weg.net*:
<https://www.weg.net/catalog/weg/BR/es/Motores-El%C3%A9ctricos/Monofásico/Uso-General/Motor-de-Chapa-de-Acero-Abierto-%28IP21%29/Motor-1-HP-4P-D56-1F-220-V-50-Hz-IC01---ODP---Con-pies/p/10021800>

wikipedia. (25 de Enero de 2014). *wikipedia.org*. Obtenido de *wikipedia.org*:
https://es.wikipedia.org/wiki/Coeficiente_de_arrastre

wikipedia. (11 de 11 de 2018). *https://es.wikipedia.org*. Obtenido de
<https://es.wikipedia.org>:
https://es.wikipedia.org/wiki/Variedades_peruanas_de_ma%C3%ADz

ANEXOS.

ANEXO N°01

MODELO DE ENTREVISTA

ENCUESTA DE LIMPIADO Y SELECCIONADO DE GRANO DE MAÍZ

Tesista: Muro Facho César Robinson
Universidad Señor De Sipán
Facultad: Ingeniería, Arquitectura y Urbanismo.
Escuela: Ingeniería Mecánica Eléctrica
Tesis: Diseño de una maquina limpiadora y seleccionadora de grano de maiz (Zea Mays) para optimizar la producción de 25qq/h en el distrito de Mórrope - 2018.
Ubicación: Mórrope.

1. ¿Cuál es el valor de un jornal de un peón? Especifique:
30 sol

2. ¿Qué porcentaje de impurezas por saco (coronta, palitos, piedras, arena, etc.) se obtiene después que la maquina desgranadora de maíz deja de elaborar? Especifique:
2 kg. de impurezas

3. ¿Cuántos peones realizan la actividad de limpieza? Especifique:
4 peones

4. ¿Cuántos peones realizan la actividad de selección? Especifique:
Ninguno

5. ¿Cuántos quintales de maíz limpio y seleccionado se realizan al día? Especifique:
1/2 hora 30 quintales




figura 126. Encuestas aplicadas a los agricultores del distrito de Morrope.

Fuente: Elaboración propia

6. ¿Cuántas personas emplea usted para procesar la cantidad dicha en la anterior pregunta? Especifique: Sólo 4 personas

7. ¿Tiene alguna proyección de aumento de producción de maíz limpio y seleccionado en los próximos 50 años? Ninguna

8. ¿Qué herramientas emplea usted para la limpieza? Especifique: baldes, mantas

9. ¿Qué herramientas emplea usted para la selección? Especifique: Ninguna

10. ¿Qué opina usted si se contara con una máquina que limpie y seleccione 25 quintales de maíz en una hora? Excelente

11. ¿Cuáles serían las especificaciones requeridas para optar por una maquina limpiadora y seleccionadora de maíz?

Dimensiones: Que sea de facil transporte

Material: Aluminio, fierro

Figura 127. Encuestas aplicadas a los agricultores del distrito de Morrope.

Fuente: Elaboración propia

Anexo N°02

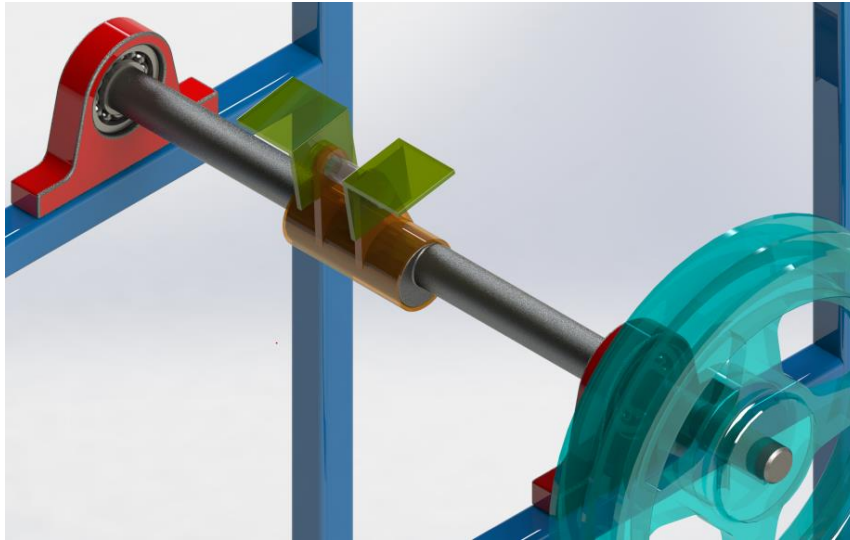


Figura 128. Eje y sus componentes de transmisión, eje principal de la criba.

Anexo N°03

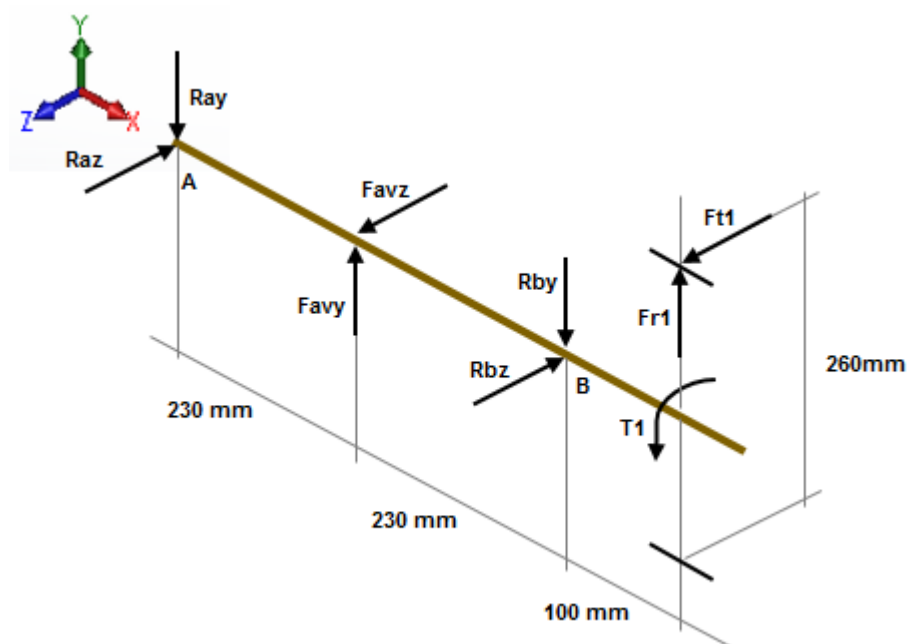


Figura 129. Momento flector y fuerza cortante

Anexo N°04. Cálculos para el eje principal de las cribas de selección de grano de maíz.

Datos:

$$F_{av} = 793.38 \text{ N}$$

$$T1 = 17.58 \text{ N.m}$$

$$\varnothing_p = 260 \text{ mm (Diámetro de la polea)}$$

$$\text{Angulo } (\beta) = 42^\circ$$

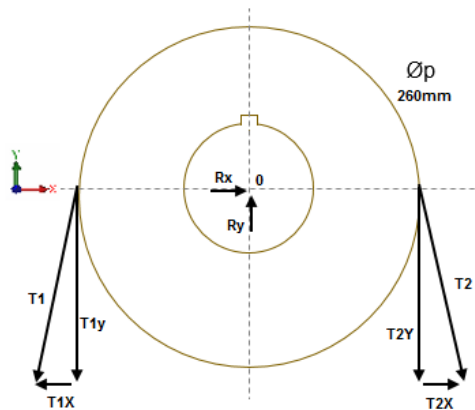
Se procederá a descomponer las F_{av} en sus componentes

$$F_{avy} = 780.95 \text{ N}$$

$$F_{avz} = 137.70 \text{ N}$$

Para el cálculo de las fuerzas que están presentes en la polea se analizara de la siguiente forma.

Figura 72: DCL en la polea.



Donde $T1$ y $T2$ son las tensiones en la correa y el ángulo es de 42°

Entonces utilizaremos las ecuaciones de equilibrio.

$$\sum F_x = 0 ; \sum F_y = 0$$

$$F_{r1} = (T1 - T2)\text{sen}\beta$$

$$F_{t1} = (T1 - T2)\text{cos}\beta$$

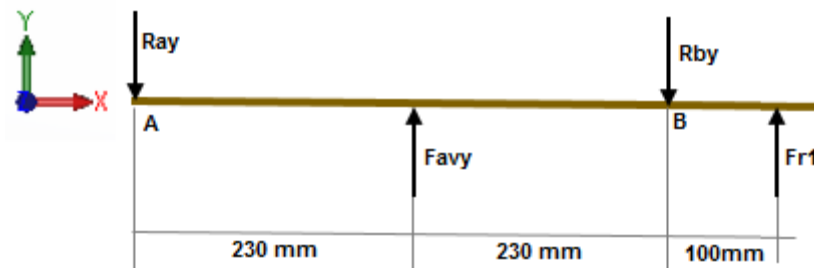
Para este caso como no son conocidas las tensiones utilizaremos la fuerza $F_{r1} = 181.3 \text{ N}$ y conocido el ángulo tenemos entonces:

$$F_{t1} = 135.26 \text{ N}$$

$$F_{r1} = 121.788 \text{ N}$$

Análisis de fuerzas en el plano XY. Ver figura 58

Figura 53: Análisis de fuerzas Plano XY



Fuente:(Elaboración Propia)

$$\sum MA = 0$$

$$(F_{avy})(230\text{mm}) - R_{by}(460\text{mm}) + Fr1(560) = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_{avy}(230\text{mm}) + Fr1(560\text{mm})}{460 \text{ mm}}$$

$$R_{By} = 538.26 \text{ N}$$

Ecuación de equilibrio Fuerzas.

$$\sum Fy = 0$$

$$-R_{Ay} + F_{avy} - R_{By} + Fr1 = 0$$

$$R_{Ay} = F_{avy} - R_{By} + Fr1$$

$$R_{Ay} = 364.478 \text{ N}$$

Cálculo de los momentos flexionantes:

Momentos flexionantes.

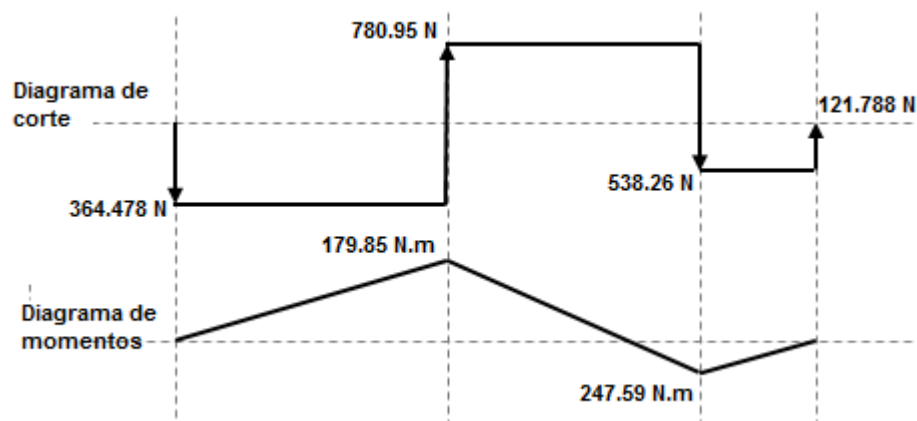
$$MA = F(d)$$

$$MB = RBy(0.460) = 247.59 \text{ N.m}$$

$$MFr1 = Fr1(0.560) = 68.2 \text{ N.m}$$

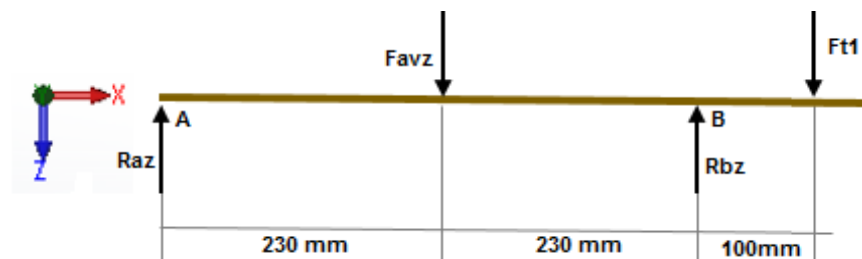
$$MFAvy = FAvy(0.230) = 83.83 \text{ N.m}$$

Diagramas cortantes y de momento flector respectivamente.



Fuente:(Elaboración Propia)

Plano XZ:



Fuente:(Elaboración Propia)

$$\sum MA = 0$$

$$-(F_{avz})(230\text{mm}) + (R_{Bz})(460\text{mm}) - (F_{t1})(560\text{mm}) = 0$$

$$(R_{Bz}) = \frac{F_{avz}(230) + (F_{t1})(560)}{460}$$

$$(R_{Bz}) = 233.51 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{Az} - F_{avz} + R_{Bz} - F_{t1} = 0$$

$$R_{Az} - 137.7 + 233.51 - 135.26 = 0$$

$$R_{Az} = 39.45 \text{ N}$$

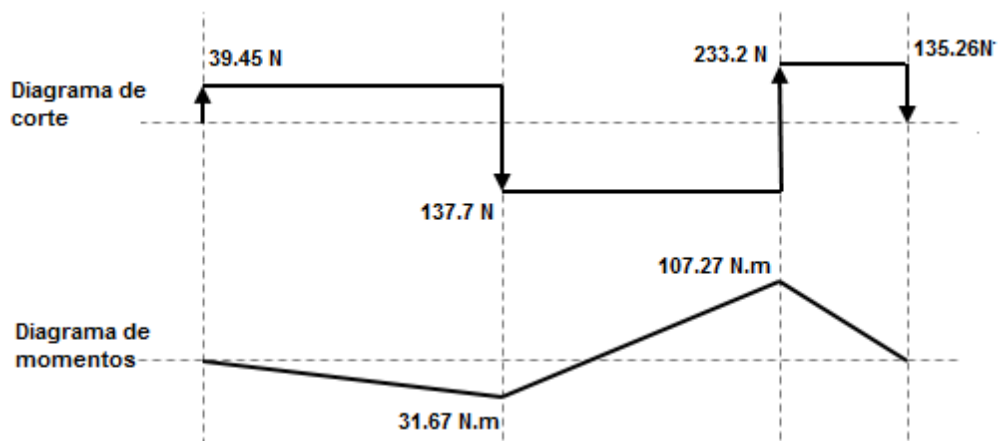
Cálculo de los elementos flexionantes:

$$M_{avz} = F_{avz}(0.23) = 31.67 \text{ N.m}$$

$$M_{Rb} = R_{Bz}(0.46) = 107.27 \text{ N.m}$$

$$M_{FT1} = F_{T1}(0.175) = 98596.67 \text{ N.m}$$

Diagrama de cortante y momentos. Plano YZ



Momento resultante máximo

$$MR = \sqrt{MA^2 + MFd^2}$$

$$MR = \sqrt{247.59^2 + 107.27^2}$$

$$MR = 269.83 \text{ N} - m$$

Anexo N°05. Material seleccionado para el eje.

Acabado superficial	Factor <i>a</i>		Exponente <i>b</i>
	<i>S_{utr}</i> kpsi	<i>S_{utr}</i> 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 & Keith Nisbett, 2008)

Anexo N°06 Análisis con Software MEF

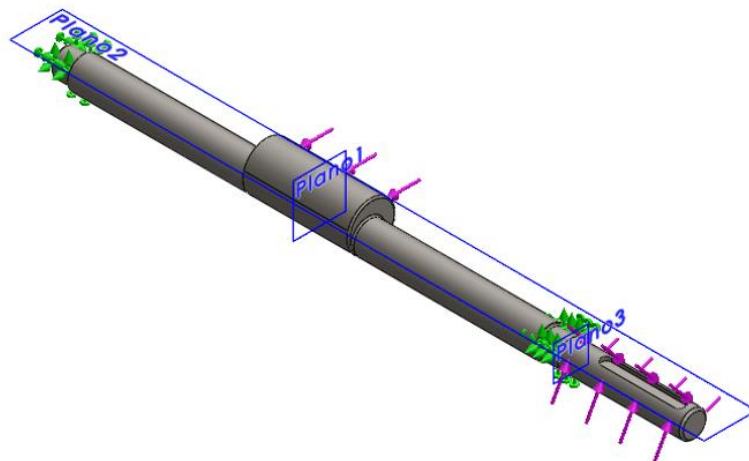


Figura 130. Análisis con Software MEF

Anexo N°07 Desplazamiento en el eje según análisis del software MEF

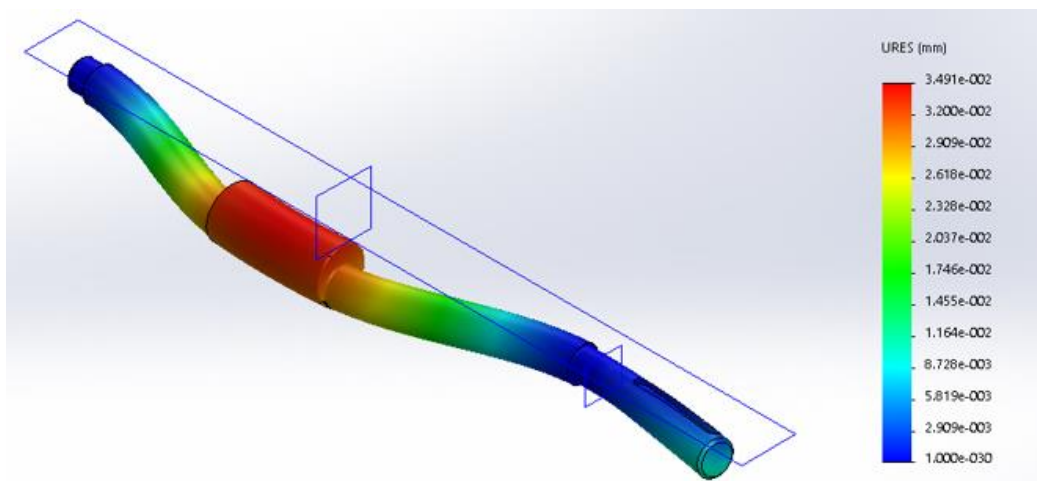


Figura 131. Desplazamientos en el eje según análisis MEF

Anexo N° 08 Resultados del análisis estático del eje principal usando en software MEF

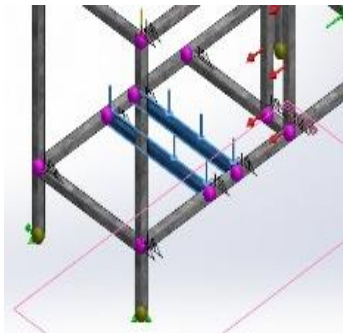
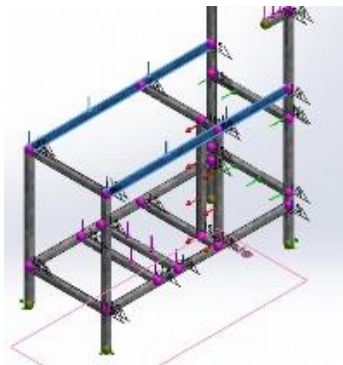

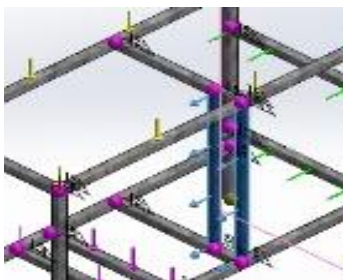
Análisis estático usando software MEF para eje de transmisión			
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensión	Criterio de Von Mises	30884.5 Pa	3.75×10^7 Pa
Desplazamiento	Desplazamiento	0.01 mm	0.345 mm
Factor de seguridad	-----	9.3	11332.5
Propiedades del Acero			
Nombre:		AISI 1020	
Limite elástico:		350 MPa	
Límite de tracción:		420 MPa	

Anexo N°09 Estructura de soporte de los componentes de la maquina



Figura 132. Parte donde será soldadas la estructura de soporte de las partes de la máquina.

Anexo N°10 Cargas que soporta la estructura base.

Carga	Ubicación	Detalle de la carga	
Carga (Motor)		Tipo:	Fuerza
		Valores:	Z= -196 N
Carga (Alim. Vibratorio)		Tipo:	Fuerza
		Valores:	Z= -1500 N
Carga (Tolva)		Tipo:	Fuerza
		Valores:	-z= -588 N
Carga (Sist. Eje ventilador)		Tipo:	Fuerza
		Valores:	Z= 490 N

Carga	Ubicación	Detalle de la carga
Carga (sist. ventilador)		Tipo: Valores: Fuerza Z= -784 N

Anexo N° 11. Sistema de ventilación.

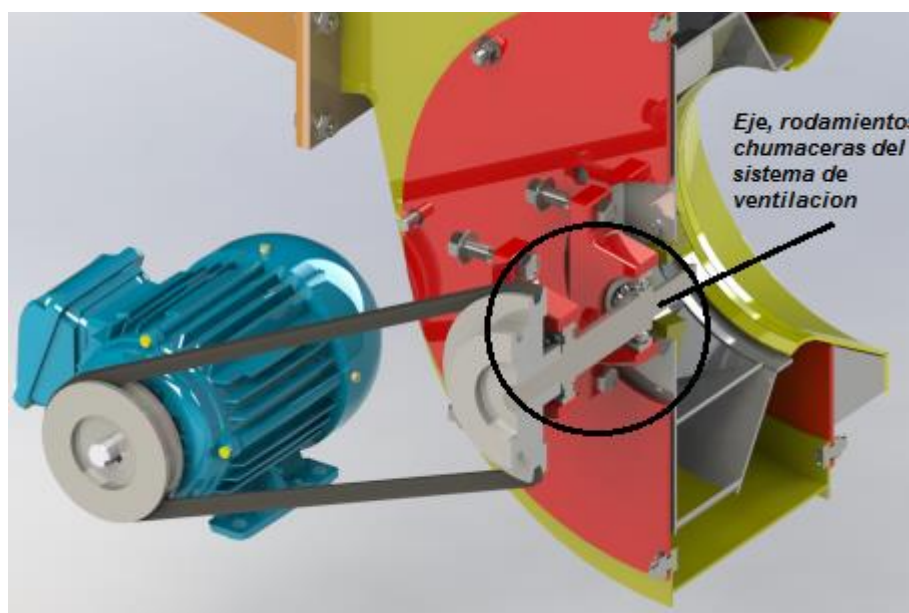



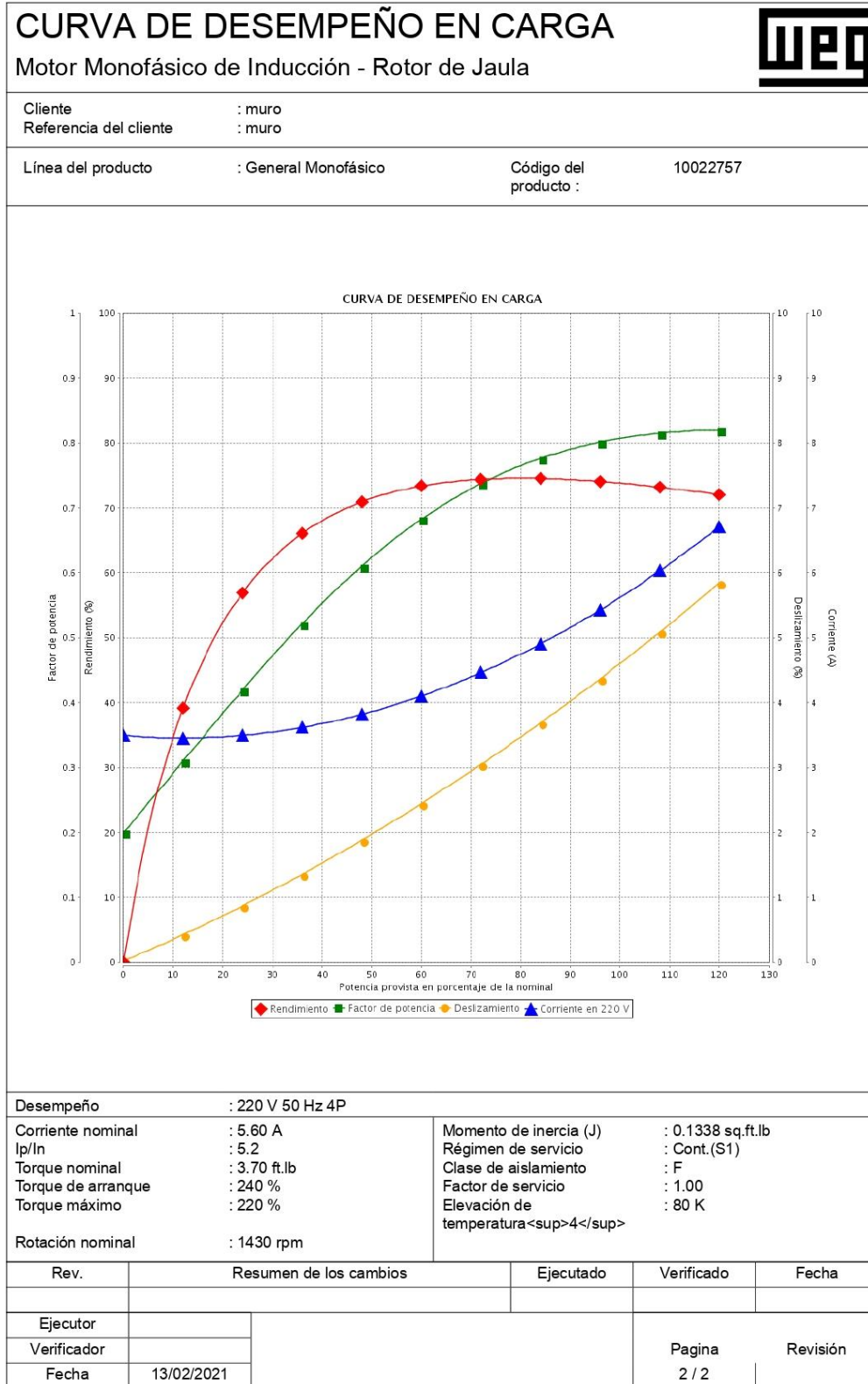
Figura 133. Sistema de ventilación para la limpieza de los granos de maíz.

Anexo N°11 Ficha técnica del motor eléctrico.

HOJA DE DATOS					
Motor Monofásico de Inducción - Rotor de Jaula					
Cliente		: muro			
Referencia del cliente		: muro			
Línea del producto		: General Monofásico		Código del producto	: 10022757
Carcasa	: D56	Tiempo de rotor bloqueado	: 10s (frío) 6s (caliente)	Elevación de temperatura⁴	: 80 K
Potencia	: 0.75 kW (1 HP)	Régimen de servicio	: Cont.(S1)	Temperatura ambiente	: -20°C hasta +40°C
Polos	: 4	Altitud	: 1000 m	Grado de protección	: IP55
Frecuencia	: 50 Hz	Método de refrigeración	: F-1	Forma constructiva	: Ambos
Tensión nominal	: 220 V	Sentido de giro ¹	: 50.0 dB(A)	Nivel de ruido ²	: Partida directa
Corriente nominal	: 5.60 A	Método de Arranque	: 36.2 lb	Masa aproximada ³	
Corriente de arranque	: 29.1 A				
Ip/In	: 5.2x(Cód. H)				
Corriente en vacío	: 3.50 A				
Rotación nominal	: 1430 rpm				
Resbalamiento	: 4.67 %				
Torque nominal	: 3.70 ft.lb				
Torque de arranque	: 240 %				
Torque máximo	: 220 %				
Clase de aislamiento	: F				
Factor de servicio	: 1.00				
Momento de inercia (J)	: 0.1338 sq.ft.lb				
Potencia	50%	75%	100%	Fuerzas en la fundación	
Rendimiento (%)	71.5	74.5	73.8	Tracción máxima	: 61 lb
Cos Φ	0.63	0.74	0.81	Compresión máxima	: 98 lb
Tipo de cojinete	:	Delantero	Trasero		
Sello	:	6204 ZZ	6202 ZZ		
Intervalo de lubricación	:	V'Ring	V'Ring		
Cantidad de lubricante	:	-	-		
Tipo de lubricante	:	-	-		
		Mobil Polyrex EM			
Notas					
muro					
Esta revisión substitui y cancela la anterior, la cual deberá ser eliminada.			Los valores indicados son valores promedio con base en ensayos y para alimentación en red senoidal, sujetos a las tolerancias de la norma NEMA MG-1.		
(1) Mirando la punta delantera del eje del motor.					
(2) Medido a 1m y con tolerancia de +3dB(A).					
(3) Masa aproximada sujetos a cambios después del proceso de fabricación.					
(4) Al 100% de la carga completa.					
Rev.	Resumen de los cambios		Ejecutado	Verificado	Fecha
Ejecutor					
Verificador					
Fecha	13/02/2021			Pagina 1 / 2	Revisión

Propiedad de WEG S/A. Prohibida la reproducción sin permiso.
Sujeto a cambios sin previo aviso

Anexo N°12 Curva de Desempeño en Carga

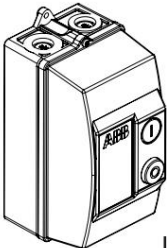


DRAF09...16-... , FR16AF-12(U)

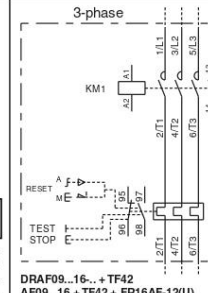
1SBC101048M6801 - 05/15

DoI starter DRAF09...16, enclosure FR16AF-12(U)
 Motorstarter DRAF09...16, Gehäuse FR16AF-12(U)
 Démarreur direct DRAF09...16, coffret FR16AF-12(U)
 Motorskysbrytare DRAF09...16, kapsling FR16AF-12(U)
 Telesalvatori DRAF09...16, cassette FR16AF-12(U)
 Arrancadores DRAF09...16, caja FR16AF-12(U)
 马达起动器 DRAF09...16, 空壳体 FR16AF-12(U)
 ПУСКАТЕЛЬ ПРЯМОГО ПУСКА DRAF09...16, БОКС FR16AF-12(U)

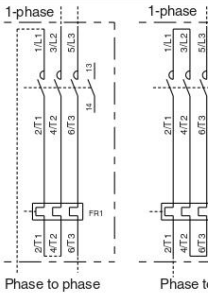
Operating instructions
 Betriebsanleitung
 Notice d'instruction
 Instruktion
 Istruzioni tecniche
 Instrucciones de empleo
 操作说明
 Инструкция по эксплуатации



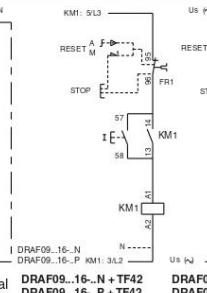
DRAF09...16-...
FR16AF-12(U) Type 4X
IP66



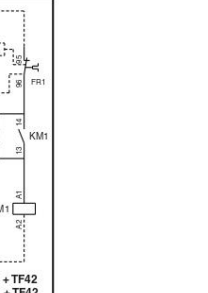
3-phase



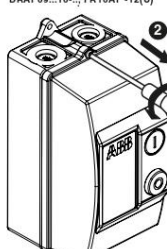
1-phase



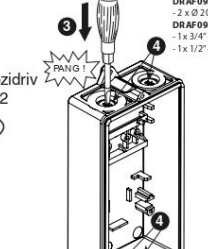
1-phase



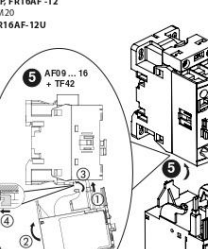
Control circuit



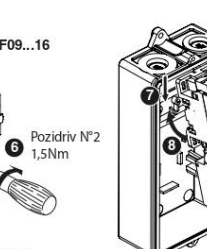
DRAF09...16-...S + TF42,
DRAF09...16-...U + TF42



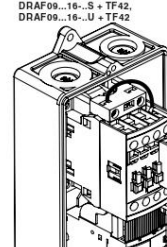
DRAF09...16-...S/N/P, FR16AF-12



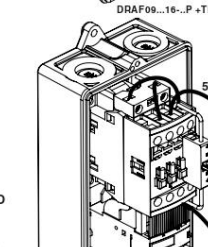
AF09...16, TF42



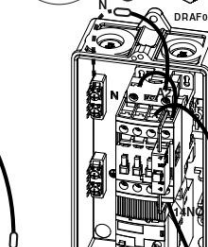
DRAF09...16-...S + TF42,
DRAF09...16-...U + TF42



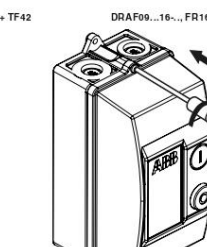
DRAF09...16-...S + TF42,
DRAF09...16-...U + TF42



DRAF09...16-...P + TF42



DRAF09...16-...N + TF42



DRAF09...16-... FR16AF-12(U)

	+	+	+	+	+	+
AF09	M 3,5 1,5Nm	Ø 5,5 mm	2 x 1...6 AWG16-10 (str/sol)	2 x 0,75...6 1 x 0,75...4	2 x 0,75...2,5 1 x 0,75...4	L < 9,6
AF16	M 3,5 1,2Nm	Ø 5,5 mm	2 x 1...2,5 AWG18-14 (str/sol)	2 x 0,75...2,5 1 x 0,75...2,5	2 x 0,75...1,5 1 x 0,75...2,5	L < 9,6
NE	M4 1,8Nm	Ø 6,5 mm	2 x 1...6 AWG16-10	2 x 0,75...6 1 x 0,75...4	2 x 0,75...2,5 1 x 0,75...4	L < 8,8

	+	+	+	+	+	+
TF42 < 20A	M4 1,5... 2,5Nm	Ø 6,5 mm	2 x 0,75...4 AWG18-10 (str/sol)	2 x 0,75...4	2 x 0,75...4	L < 12
95-96 97-98	M3 1... 1,5Nm	Ø 5,5 mm	2 x 0,75...4 AWG18-12 (str/sol)	2 x 0,75...2,5	1 x 0,75...2,5 2 x 0,75...1,5	L < 9

ABB France
 3, rue Jean Perrin - CS90009
 F-69687 Chassieu cedex / France
www.abb.com/contacts

ABB

1...6 DRAF09/12/16..S
1...6 DRAF09/12/16..U
1...6 DRAF09/12/16..N
1...6 DRAF09/12/16..P
1...4 FR16AF-12(U)
5 AF09/12/16-30-10
6 CB5-10
7 TF42DU
8 CA4-10, CA4-01, CC4-10, CC4-01

AF09/12/16-30-10

max 2x CA4/CC4

CB5-10

CA4/CC4

FR16AF-12, FR16AF-12U
DRAF09/12/16..S/N/P
DRAF09/12/16..U

mm inch

Screwdriver Pozidriv N°3
Torque: 1,8 Nm

DRAF09/12/16..U
FR16AF-12U

DRAF09/12/16..S/N/P
FR16AF-12

CA4-10	M 3,5	Ø 5,5	mm	mm
CC4-10	1,2 Nm			
CA4-01				
CC4-01				

accessories - Zubehör - accessoires - tillbehör - accessori - acessórios - 及附件 - аксесуары
Assembly - Anbau - Montage - Monteren - Montaggio - Montaje - 安裝 - Montagem

Disassembly - Abbau - Démontage - Demontering - Smontaggio - Desmontaje - 拆卸 - Демонтаж

According to UL60947-4-1, for use on a circuit capable of delivering not more than the max. symmetrical amperes at 600V max. as shown in the tables below.
WARNING : if opening of BCP, controller shall be examined and replaced if damaged.

Max Short Circuit 100kA at 600V	TF42-... max Fuse	
	max. A	A/Class
DRAF09	16	30/J
DRAF12	16	30/J
DRAF16	20	60/J

Hub shall be connected to the conduit before the hub is connected to the enclosure.
The conduit hub shall be marked as suitable for type 4.
Bonding between conduit connections is not automatic and must be provided as a part of the installation.

Warning ! The operation, installation and servicing of this appliance must be carried out by a qualified electrician applying the relevant rules of the art, installation standards and safety regulations. Before operating the contactors, check that control voltage complies with the data of the coil. Connected to other control voltage can destroy the coil. Do not touch live parts. Danger !
Warning ! Die Inbetriebnahme und die Installation des vorhandenen Gerätes sowie jegliche Wartungsarbeiten müssen durch einen Fachelektriker, der die anerkannten technischen Regeln, die Montagevorschriften und die Sicherheitsvorschriften beachtet, durchgeführt werden. Vor Inbetriebnahme der Schütze prüfen ob Steuerspannung am Verwendungsort mit den aufgedruckten Spulendaten übereinstimmt. Der Anschluss einer anderen Steuerspannung kann zur Zerstörung der Spule führen. Spannung führende Teile nicht berühren. Lebensgefahr !
Attention ! La mise en œuvre, l'installation de cet appareil et toute intervention doivent être effectuées par un électricien professionnel appliquant les règles de l'art, les normes d'installation et les règlements de sécurité. Avant la mise en marche des contacteurs, vérifier que la tension du circuit de contrôle correspond bien aux indications de la bobine. Le raccordement d'une tension différente peut mener à une destruction de la bobine. Ne pas toucher les pièces sous tension. Danger de mort !
Warning ! I gällande installation och installation av apparaten samt alla ingrepp bör utföras av en kompetent elektriker enligt gällande installationsnormer och säkerhetsregler. Kontrollera före installation av kontaktorn att aktuell manöverspänning överensstämmer med spolens märkdata. Felaktig manöverspänning kan skada spolen. Beröring av spänningsförande delar är förenat med livsfara.
Attenzione ! La messa in opera, l'installazione di questo apparecchio ed ogni tipo di intervento devono essere effettuati da un elettricista professionista il quale applichi le regole del mestiere, le norme di installazione ed i regolamenti di sicurezza. Prima della messa in servizio del contattore, verificare che la tensione del circuito di comando corrisponda esattamente a quella indicata sulla bobina. L'alimentazione con una tensione diversa, può provocare la distruzione della bobina. Non toccare le parti attive. Pericolo di vita !
Atención ! La puesta en aplicación, la instalación de este aparato y cualquier intervención deben realizarse por un electricista profesional que aplique las reglas del oficio, las normas de instalaciones y la reglamentación de seguridad. Antes de la puesta en servicio del contactor, comprobar si coinciden la tensión de mando con los datos impresos en la bobina. La conexión de otra tensión de mando puede producir la destrucción de la bobina. Las partes bajo tensión no deben tocarse. Peligro de muerte !
警告！ 产品安装、操作、维修必须由具备资质的专业电工遵照相关制度、法规、安装标准及安全规范完成。接触器通电操作前，必须检查接入控制线圈的供电电源的实际电压，务必不要触及带电部件，危险！
Предупреждение！ Ввод в эксплуатацию, обслуживание и сервисные работы на оборудовании должны производиться квалифицированным персоналом в соответствии с национальными стандартами и требованиями безопасности. Перед началом эксплуатации проверьте соответствие напряжения управления с данными катушки. Подключение несоответствующего напряжения может вывести из строя катушку управления. Не дотрагивайтесь до токоведущих частей. Опасно!

Anexo N°13 Ventilador que se asigno a base de nuestros cálculos, este ventilador servirá para el proceso de limpieza de los granos de maíz.

VENTILADORES CENTRÍFUGOS DE BAJA PRESIÓN

Serie BP-ErP

RODETE DE POLIAMIDA

CUMPLE DIRECTIVA ROHS 2002/95/EC

ErP

CARACTERÍSTICAS:

- Envolvente en chapa galvanizada.
- Turbina multipala de álabes curvados hacia delante de doble cido.
- Turbina de poliamida reforzada con fibra de vidrio para tamaños 7/7, 9/9, 10/10 y 12/12. Resto de modelos en chapa galvanizada.
- El ventilador se suministra con los pies soporte incluidos en el precio.
- Sistema exclusivo MUNDOFAN de fijación del motor al ventilador y a la turbina mediante brazos flexores que unidos a silentblocks evitan cualquier tipo de vibración. Brazos en cumplimiento con la normativa ROHS 2002/95/EC (Restricción de sustancias peligrosas en equipos eléctricos y electrónicos)
- Motores cerrados de diseño exclusivo MUNDOFAN: carcasa de aluminio extruido, conjunto de conexiones protegido dentro de la caja de bornes, integrada en el motor, con grado de protección IP65.
- Motor con protección IP55 y aislamiento clase F. Voltajes estándar 230V 50Hz para los monofásicos y 230/400V 50Hz para los trifásicos.
- Motores monofásicos regulables por tensión. Modelos trifásicos regulables mediante variador de frecuencia.

DATOS TÉCNICOS:

Código	Modelo	R.P.M.	I. nominal (A) 230 V	Potencia (kW)	Q máximo (m³/h)	Nivel sonoro* (dBA)	Peso (Kg)	€
VENTILADORES MONOFÁSICOS								
VE 09 001	BP-ERP 7/7 MC 6P	885	0,6	0,04	1.080	43	9	157,00
VE 09 002	BP-ERP 7/7 4P	1.370	1,55	0,13	1.940	58	9	159,00
VE 09 003	BP-ERP 9/7 6P	940	1,3	0,13	2.050	49	14	185,00
VE 09 004	BP-ERP 9/7 4P	1.375	2,7	0,35	2.540	59	15	202,00
VE 09 005	BP-ERP 9/9 6P	925	1,2	0,12	2.160	53	15	185,00
VE 09 006	BP-ERP 9/9 4P	1.375	2,7	0,35	2.810	60	12	195,00
VE 09 007	BP-ERP 10/8 6P	945	2,1	0,21	2.625	55	17	206,00
VE 09 008	BP-ERP 10/8 4P	1.340	4,5	0,59	3.440	62	22	217,00
VE 09 009	BP-ERP 10/10 MC 6P	945	2,1	0,21	2.860	56	15,5	206,00
VE 09 010	BP-ERP 10/10 MC 4P	1.340	4,5	0,59	3.780	63	22	222,00
VE 09 011	BP-ERP 12/9 6P	950	6,7	0,76	5.860	58	21	319,00

APLICACIONES:

Diseñados para ser integrados en equipos:

- Cajas de ventilación y unidades de tratamiento de aire.
- Aerotermos centrifugos.
- Temperatura máxima de trabajo en continuo: 50°C.