

DISEÑO DE UNA MÁQUINA QUE MEJORE LA PRODUCCIÓN DE GALLETAS
PARA PERROS EN LA EMPRESA COOKIE PETS & CO.

DANIEL ARANGUREN OSPINA
DANIEL SANTIAGO RAMÍREZ LUGO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERIAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2021

DISEÑO DE UNA MÁQUINA QUE MEJORE LA PRODUCCIÓN DE GALLETAS
PARA PERROS EN LA EMPRESA COOKIE PETS & CO.

DANIEL ARANGUREN OSPINA
DANIEL SANTIAGO RAMÍREZ LUGO

Proyecto de grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2021

Nota de aceptación:

Ing. Jair L. Loaiza Bernal

Ing. Edgar E. Chalá Bustamante

Bogotá D.C., enero 2021

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. MARIO POSADA GARCIA-PEÑA

Consejero Institucional

Dr. LUIS JAIME POSADA GARCÍA-PEÑA

Vicerrectora Académica y de Investigaciones

Dra. MARIA CLAUDIA APONTE GONZALEZ

Vicerrector Administrativo y Financiero

Dr. RICARDO ALFONSO PEÑARANDA CASTRO

Secretaria General

Dra. ALEXANDRA MEJIA GUZMAN

Decano de Facultad de Ingenierías

Ing. JULIO CESAR FUENTES ARISMENDI

Director del Programa Ingeniería Mecánica

Ing. CARLOS MAURICIO VELOZA VILLAMIL

Las directivas de la Universidad América los jurados calificadores y el cuerpo de docentes no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

AGRADACIMIENTOS

A la vida que nuestros padres nos han brindado de oportunidades para poder desarrollar nuestros proyectos de vida y poder aprender de ella cada día.

Al comité de profesores de proyecto de grado, por su colaboración y asesorías para el desarrollo de este proyecto de grado.

Al propietario de la empresa Cookie Pets & Co., Ángel Aurelio Leal Arazan, por abrirnos las puertas de su negocio para realizar este proyecto, dándonos su apoyo y seguimiento durante este proceso.

A Cookie Pets & Co., por darnos su confianza para la realización de este proyecto.

A la Fundación Universidad América por este tiempo de aprendizaje y crecimiento personal dentro de sus instalaciones.

Y a todas aquellas personas que de una u otra manera contribuyeron con el desarrollo de este proyecto.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	24
1. CARACTERIZACIÓN DE LAS MÁQUINAS DE GALLETAS PARA PERROS	26
1.1 GENERALIDADES DE LAS GALLETAS PARA PERROS	26
1.2 GENERALIDADES DE MÁQUINAS PRODUCTORAS DE GALLETAS PARA PERROS A NIVEL INTERNACIONAL	26
1.2.1 Máquina DR-300	27
1.2.2 Máquina HJ400	27
1.2.3 Máquina the Formatic	28
1.3 GENERALIDADES DE MÁQUINAS PRODUCTORAS DE GALLETAS PARA PERROS A NIVEL NACIONAL	30
1.3.1 Máquina Imapan	31
1.3.2 Galletera industrial GM-045	32
1.4 PROCESO DE PRODUCCIÓN DE GALLETAS PARA PERROS DE LA EMPRESA COOKIE PETS & CO.	33
1.5 ANÁLISIS DE LA CARACTERIZACIÓN Y LA PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA COOKIE PETS & CO.	37
1.6 PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS DE DISEÑO	39
1.6.2 Galletas de pollo	39
1.6.3 Galletas de carne	40
1.6.4 Galletas de tocino	40
1.6.5 Galletas de avena	40
1.6.6 Bandeja	41
2. DISEÑO CONCEPTUAL Y MODO FUNCIONAL DE LA MÁQUINA DE GALLETAS PARA PERROS	42
2.1 METODOLOGÍA DE DISEÑO DE LA MÁQUINA DE GALLETAS PARA PERROS	42
2.2 DEFINIR LOS PROCESOS QUE HACEN PARTE DE LA MÁQUINA PRODUCTORA DE GALLETAS PARA PERROS	43
2.2.1 Sistema de dosificación	43
2.2.2 Sistema de laminado	43
2.2.3 Sistema de moldeo	43
2.2.4 Sistema de re-alimentación	44

2.3 ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN DE LOS PROCESOS A DISEÑAR DE LA MÁQUINA DE GALLETAS PARA PERRO	44
2.3.1 Alternativas del sistema de dosificación	44
2.3.1.1 Transportador de tornillo sin-fin	45
2.3.1.2 Transportador de tornillo sin-fin de dos canales	47
2.3.1.3 Mezclador de palas	48
2.3.2 Alternativas del sistema de laminado	50
2.3.3 Alternativas del sistema de moldeo	51
2.3.3.1 Rototroquelado	51
2.3.3.2 Moldeo por estampado	53
2.3.4 Alternativas del sistema de re-alimentación	53
2.3.4.1 Re-utilización manual	54
2.3.4.2 Re-utilización por medio de bandas transportadoras.	54
2.4 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	55
2.4.1 Evaluación de los sistemas de dosificación	58
2.4.2 Evaluación de los sistemas de laminado	59
2.4.3 Evaluación de los sistemas de moldeo	60
2.4.4 Evaluación de los sistemas de re-alimentación	61
2.5 MODO FUNCIONAL	62
3. DISEÑO DETALLADO	66
3.1 SISTEMA DE DOSIFICACIÓN	66
3.1.1 Transportador de tornillo sin-fin	66
3.1.1.1 Factores conocidos del material a transportar	66
3.1.1.2 Clasificar el material a transportar	67
3.1.1.3 Determinar la capacidad de diseño	68
3.1.1.4 Determinar la velocidad y tamaño del tornillo sin-fin	72
3.1.1.5 Determinar la potencia	73
3.1.1.6 Calculo de torque y potencia a RPM	76
3.1.1.7 Componentes del transportador de tornillo sin-fin	78
3.1.1.8 Deflexión del tornillo sin-fin	78
3.1.2 Tolva de carga	79
3.1.2.1 Dimensiones de la tolva carga	79
3.1.2.2 Espesores de las paredes de la tolva carga	83
3.1.2.3 Soldadura de la tolva de carga	84
3.2 SISTEMA DE LAMINACIÓN	86
3.2.1 Tolva de carga y almacenamiento	87
3.2.1.1 Dimensiones de la tolva de carga y almacenamiento	87
3.2.1.2 Espesores de las paredes de la tolva de carga y almacenamiento	89

3.2.1.3 Soldadura de la tolva de carga y almacenamiento	90
3.2.2 Rodillos de acoplamiento	90
3.2.2.1 Fabricación de los ejes mecanizados	91
3.2.2.2 Apoyo de los rodillos de acoplamiento	104
3.2.3 Rodillos calibradores	106
3.2.3.1 Apoyo de los rodillos de laminadores	107
3.2.4 Banda transportadora horizontal	107
3.3 SISTEMA DE MODELADO	116
3.3.1 Rodillo moldeador	116
3.3.2 Cinta moldeadora	117
3.3.3 Apoyo de los rodillos	120
3.4 SISTEMA DE RE-ALIMENTACIÓN	120
3.5 SISTEMA ESTRUCTURAL	123
3.5.1 Estructura del tornillo sin-fin	123
3.5.1.1 Cargas de la estructura del tornillo sin-fin	123
3.5.1.2 Selección de ángulo para la estructura del tornillo sin-fin	136
3.5.1.3 Calculo de las riostras	142
3.5.2 Estructura de las bandas transportadoras	149
3.5.2.1 Carga de la estructura de las bandas	149
3.5.2.2 Selección de ángulo para la estructura de las bandas	173
3.6 SISTEMA DE POTENCIA	175
3.6.1 Selección del motor para el tornillo sin-fin	175
3.6.2 Selección del motor para las bandas transportadoras	175
3.6.2.1 Potencia en las bandas transportadoras	176
3.6.2.2. Sistema de transmision de potencia por cadena	176
3.6.3 Selección de motor para los rodillos y el rototroquelador	192
3.7 SISTEMA DE CONTROL	196
4. MANUALES DE ENSAMBLE, OPERACIÓN, SEGURIDAD Y MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA DE GALLETAS PARA PERROS	201
4.1 MANUAL DE ENSAMBLE	201
4.2 MANUAL DE OPERACIÓN	209
4.3 MANUAL DE SEGUIRDAD	213
4.4 MANUAL DE MANTENIMIENTO	215
5. EVALUACIÓN AMBIEMTAL	227
6. EVALUACIÓN FINANCIERA	227

7. CONCLUSIONES	244
8. RECOMENDACIONES	245
BIBLIOGRAFIA	246
ANEXOS	251

LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Máquinas de galletas para perros a nivel internacional	29
Cuadro 2. Máquinas de galletas para perros a nivel nacional	33
Cuadro 3. Máquinas en el mercado y proceso de la empresa Cookie Pets & Co.	38
Cuadro 4. Clasificación de materiales	68
Cuadro 5. Características de la soldadura ER308 L	85
Cuadro 6. Cuadro de búsqueda de fallas del sistema de dosificación	217
Cuadro 7. Cuadro de búsqueda de fallas del sistema de laminado	218
Cuadro 8. Cuadro de búsqueda de fallas del sistema estructural	219
Cuadro 9. Cuadro de búsqueda de fallas del sistema de potencia	220
Cuadro 10. Cuadro de búsqueda de fallas en el sistema de control	221
Cuadro 11. Cuadro de búsqueda de fallas en el sistema de troquelado	222
Cuadro 12. Cuadro de búsqueda de fallas del sistema de re-alimentación	222
Cuadro 13. Cuadro de fallas del sistema de dosificación	223
Cuadro 14. Cuadro de fallas del sistema de laminado	223
Cuadro 15. Cuadro de fallas del sistema estructural	224
Cuadro 16. Cuadro de fallas del sistema de potencia	225
Cuadro 17. Cuadro de fallas del sistema de control	225
Cuadro 18. Cuadro de fallas del sistema de troquelado	226
Cuadro 19. Cuadro de fallas del sistema de re-alimentación	226

LISTA DE DIAGRAMAS

	pág.
Diagrama 1. Proceso productivo de la empresa Cookie Pets & Co.	34
Diagrama 2. Modo funcional de la máquina de galletas para perros	65
Diagrama 3. Sistema de dosificación	66
Diagrama 4. Sistema de laminación	86
Diagrama 5. Esfuerzo cortante	95
Diagrama 6. Momento flector	96
Diagrama 7. Esfuerzo cortante	97
Diagrama 8. Momento flector	98
Diagrama 9. Selección de la cadena	183
Diagrama 10. Coeficiente K_2	186
Diagrama 11. Coeficiente K_3 de la cadena 1	188
Diagrama 12. Coeficiente K_5	190
Diagrama 13. Coeficiente K_3 de la cadena 2	191
Diagrama 14. Selección de cadena	192

LISTA DE ECUACIONES

	pág.
Ecuación 1. Score para la alternativa	55
Ecuación 2. Capacidad requerida	68
Ecuación 3. Capacidad equivalente	69
Ecuación 4. Velocidad de operación del tornillo sin-fin	72
Ecuación 5. Caballos de fuerza para superar la fricción	73
Ecuación 6. Caballos de fuerza para transportar el material	74
Ecuación 7. Factor de sobrecarga	75
Ecuación 8. Potencia total del transportador	76
Ecuación 9. Torque del transportador	76
Ecuación 10. Potencia por RPM	77
Ecuación 11. Deflexión de la viga	79
Ecuación 12. Volumen de un cono truncado	81
Ecuación 13. Volumen de un cilindro	82
Ecuación 14. Ley de Beverloo	82
Ecuación 15. Presión estática	83
Ecuación 16. Esfuerzo cortante admisible	83
Ecuación 17. Esfuerzo cortante máximo en la lámina	84
Ecuación 18. Ancho del cordón de la soldadura	84
Ecuación 19. Diámetro hidráulico	89
Ecuación 20. Resistencia a la fatiga estimada real	91
Ecuación 21. Resistencia a la fatiga	92
Ecuación 22. Factor de tamaño	92
Ecuación 23. Diámetro del eje	98
Ecuación 24. Longitud de la cuña	100
Ecuación 25. Esfuerzo de corte vertical directo	101
Ecuación 26. Esfuerzo de flexión	102
Ecuación 27. Esfuerzo de torsión	102
Ecuación 28. Longitud de la soldadura	104
Ecuación 29. Peso de la banda	108
Ecuación 30. tensión máxima efectiva horizontal	110
Ecuación 31. Tracción máxima de la banda horizontal	110
Ecuación 32. Capacidad mecánica	111
Ecuación 33. Capacidad mecánica requerida	112
Ecuación 34. Fuerza en reposo	113
Ecuación 35. Tensión en la parte relajada de la banda	114

Ecuación 36. Alargamiento mínimo en el lado de manejo	115
Ecuación 37. Alargamiento mínimo en el lado de retorno	115
Ecuación 38. Perímetro del círculo	117
Ecuación 39. Ángulo de contacto	118
Ecuación 40. Longitud del arco de un sector circular	118
Ecuación 41. Tensión máxima efectiva inclinada	121
Ecuación 42. Carga total de la estructura del tornillo sinfín	124
Ecuación 43. Ecuación de los tres momentos	124
Ecuación 44. Fuerza G-F	127
Ecuación 45. Momento en el Tramo AB	130
Ecuación 46. Selección de perfil	136
Ecuación 47. Esfuerzo de deflexión	137
Ecuación 48. Relación de esbeltez	140
Ecuación 49. Relación de material	140
Ecuación 50. Esfuerzo de Euler	141
Ecuación 51. Fuerza crítica	141
Ecuación 52. Resistencia nominal LFRD	142
Ecuación 53. Resistencia nominal ASD	142
Ecuación 54. Resistencia nominal a fluencia	143
Ecuación 55. Área neta	144
Ecuación 56. Área perforada	144
Ecuación 57. Área efectiva	145
Ecuación 58. Factor de relajación de cortante	145
Ecuación 59. Resistencia nominal a la fractura	146
Ecuación 60. Resistencia diseño a fluencia LFRD	146
Ecuación 61. Resistencia diseño a fractura LFRD	146
Ecuación 62. Combinación de cargas LFRD	147
Ecuación 63. Resistencia disponible a fluencia ASD	147
Ecuación 64. Resistencia diseño a fractura ASD	148
Ecuación 65. Combinación de cargas ASD	148
Ecuación 66. Carga total de la estructura de las bandas	149
Ecuación 67. Potencia total	176
Ecuación 68. Peso del material	177
Ecuación 69. Tracción de la cadena	177
Ecuación 70. Tensión catenaria de cadena no soportada	178
Ecuación 71. Tensión de recogida	179
Ecuación 72. Tensión de la cadena	179
Ecuación 73. Potencia horizontal de la cadena	180
Ecuación 74. Tensión de la cadena inclinada	182

Ecuación 75. Potencia de la cadena inclinada	182
Ecuación 76. Calculo de la velocidad de giro	183
Ecuación 77. Relación de transmisión	184
Ecuación 78. Potencia corregida	185
Ecuación 79. Coeficiente K_1	185
Ecuación 80. Longitud de la cadena	186
Ecuación 81. Número de eslabones	187
Ecuación 82. Velocidad angular	192
Ecuación 83. Fuerza de la masa	193
Ecuación 84. Torque del rodillo acoplador	193
Ecuación 85. Posición del centro de gravedad para el rodillo	193
Ecuación 86. Ancho del área proyectada del rodillo	194
Ecuación 87. Potencia rodillo acoplador	194
Ecuación 88. Impacto ambiental	230
Ecuación 89. Cuota anual	240
Ecuación 90. VPN	242
Ecuación 91. Tasa interna de retorno (TIR)	243

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Máquina DR -300	27
Figura 2. Máquina HJ400	28
Figura 3. Máquina the Formatic	29
Figura 4. Máquina de galletas para mascotas de la empresa Imapan	31
Figura 5. Galletera industrial GM.045	32
Figura 6. Batidora <i>Strong Mixer</i> de la empresa Cookie Pets & Co.	34
Figura 7. Molino de la empresa Cookie Pets & Co.	35
Figura 8. Cilindradora de la empresa Cookie Pets & Co.	36
Figura 9. Galletas en las bandejas	37
Figura 10. Molde de pollo	39
Figura 11. Molde de hueso	40
Figura 12. Molde de corazón	40
Figura 13. Bandeja de panadería	41
Figura 14. Sistema de Re-alimentación	44
Figura 15. Transportador de tornillo sin-fin y sus partes	46
Figura 16. Transportador de tornillo sin-fin en horizontal o inclinado	47
Figura 17. Transporte de material a través de un tornillo sin-fin	47
Figura 18. Doble transportador de tornillo sin-fin	48
Figura 19. Mezclador de paletas en Z y en T	49
Figura 20. Mezclador de paletas en T	50
Figura 21. Cilindro de roto moldeo	51
Figura 22. Masa sobrante después del proceso de rototroquelado	52
Figura 23. Molde de hueso en el rodillo rototroquelador	52
Figura 24. Moldeo por pistón	53
Figura 25. Imágenes de sistemas de bandas	54
Figura 26. Banda de re-alimentación	55
Figura 27. Prediseño	63
Figura 28. Clases de espirales del tornillo sin-fin	71
Figura 29. Geometría tolva conica	80
Figura 30. Altura de la sección de cono de la tolva	81
Figura 31. Soldadura de ER 308 L	86
Figura 32. Geometría tolva de cuña	87
Figura 33. Volumen de la tolva de cuña	88
Figura 34. Disposición de los rodillos de acoplamiento	90
Figura 35. Dimensiones de la tubería	91

Figura 36. Diagrama inicial de los ejes	93
Figura 37. Diagrama del montaje de los componentes en el eje	94
Figura 38. Diagrama de fuerzas en el plano YZ	94
Figura 39. Diagrama de fuerzas en el plano XZ	96
Figura 40. Factores geometricos de las soldaduras	101
Figura 41. Fuerza resultante de la soldadura (método gráfico)	103
Figura 42. Soporte de los rodillos de acoplamiento	104
Figura 43. Ensamblaje de los soportes de los rodillos de acoplamiento	105
Figura 44. Soporte de rodamiento	105
Figura 45. Disposición de los rodillos calibradores	106
Figura 46. Soportes de las fase laminadoras	107
Figura 47. Catalogo y selección de la banda	108
Figura 48. Banda transportadora horizontal	110
Figura 49. Diagrama de fuerzas de la banda en reposo	112
Figura 50. Fuerzas en una banda horizontal	114
Figura 51. Dimensiones de la tubería del rototroquelado	116
Figura 52. Medidas de las galletas	117
Figura 53. Dimensiones de la banda troqueladora con los moldes	119
Figura 54. Banda transportadora inclinada	120
Figura 55. Medidas de la banda transportadora inclinada	121
Figura 56. Diagrama de fuerzas en la estructura del tornillo	125
Figura 57. Diagrama de fuerzas nodales en la estructura del tornillo	126
Figura 58. Diagrama de fuerzas nodales en la estructura, con el corte 1-1	126
Figura 59. Diagrama de fuerzas en el nodo G.	128
Figura 60. Diagrama de fuerzas de los elementos de la estructura del tornillo	129
Figura 61. Diagrama de fuerzas del motor de la estructura del tornillo sinfín.	129
Figura 62. Diagrama de fuerzas de los apoyos en Y.	130
Figura 63. Diagrama de fuerzas de los apoyos en X y Y	131
Figura 64. Diagrama <i>de fuerzas en la seccion A-C.</i>	132
Figura 65. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la seccion A-C	133
Figura 66. Diagrama de fuerzas en la seccion C-D sin la carga	133
Figura 67. Diagrama de fuerzas en la seccion C-D con la carga	134
Figura 68. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la seccion C-D	135
Figura 69. Diagrama de fuerzas en la seccion D-B.	135
Figura 70. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la seccion D-B.	136
Figura 71. Perfil estructural	138
Figura 72. Valores aproximados del factor de longitud efectiva K	139
Figura 73. Perfil de las columnas	139
Figura 74. Riostras	143

Figura 75. Diagrama de fuerzas en la estructura de las bandas	149
Figura 76. Diagrama de fuerzas de los apoyos en Y	151
Figura 77. Diagrama de fuerzas en la seccion A-B	151
Figura 78. Diagrama de fuerzas en los apoyos X y Y	152
Figura 79. Diagrama de fuerzas en la seccion A-D	153
Figura 80. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la seccion A-D	154
Figura 81. Diagrama de fuerzas en la seccion D-E	154
Figura 82. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la seccion D-E	155
Figura 83. Diagrama de fuerzas en la seccion E-F	156
Figura 84. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la seccion D-E	157
Figura 85. Diagrama de fuerzas en la seccion C-F	157
Figura 86. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la seccion C-F	158
Figura 87. Diagrama de fuerzas de la estructura de los motores de la banda	159
Figura 88. Diagrama de fuerzas en el tramo AB	159
Figura 89. Diagrama de fuerzas en el tramo BC	160
Figura 90. Diagrama de fuerzas en el apoyo B en Y	161
Figura 91. Diagrama de fuerzas en los apoyos en Y	162
Figura 92. Diagrama de fuerzas en los apoyos del tramo A-B	163
Figura 93. Diagrama de fuerzas en los apoyos del tramo B-C	164
Figura 94. Diagrama de fuerzas en los apoyos	165
Figura 85. Diagrama de fuerzas en la seccion A-D	165
Figura 96. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la seccion A-D	166
Figura 97. Diagrama de fuerzas en la seccion D-E sin la carga	166
Figura 98. Diagrama de fuerzas en la seccion D-E con la carga	167
Figura 99. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la seccion D-E	168
Figura 100. Diagrama de fuerzas en la seccion E-F sin la carga	169
Figura 101. Diagrama de fuerzas en la seccion E-F con la carga	170
Figura 102. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la seccion D-E	171
Figura 103. Diagrama de fuerzas en la seccion F-C	171
Figura 104. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la seccion F-C	172
Figura 105. Diagrama de fuerzas en la seccion E-B	172
Figura 106. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la seccion E-B.	173
Figura 107. Caracteristicas del motor	175
Figura 108. Banda horizontal	179
Figura 109. Banda inclinada	181
Figura 110. Conexiones de entrada y salida del PLC	198
Figura 111. Plano del sistema de control	199
Figura 112. Plano del sistema de control, fase uno y dos.	200
Figura 113. Estructuras de la máquina de galletas	201

Figura 114. Inicio y final de operación de la máquina	210
Figura 115. Manual de operación pasos 1 y 2	211
Figura 116. Manual de operación pasos 3, 4 y 5	212
Figura 117. Manual de operación paso 6	213

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Nivel de relevancia	57
Tabla 2. Nivel de convencimiento de los sistemas de dosificación	58
Tabla 3. Matriz de evaluación de los sistemas de dosificación	58
Tabla 4. Nivel de convencimiento de los sistemas de laminado	59
Tabla 5. Matriz de evaluación de los sistemas de laminado	60
Tabla 6. Nivel de convencimiento de los sistemas de moldeo	60
Tabla 7. Matriz de evaluación de los sistemas de moldeo	61
Tabla 8. Nivel de convencimiento de los sistemas de re-alimentación	61
Tabla 9. Matriz de evaluación de los sistemas de re-alimentación	62
Tabla 10. Ángulo de inclinado de la masa de galletas	67
Tabla 11. Factor del paso de transportador	69
Tabla 12. Factor de la capacidad de la espiral del transportador	70
Tabla 13. Factor de capacidad de paletas de mezcla del transportador	71
Tabla 14. Tamaños y capacidades del transportador de tornillo	72
Tabla 15. Factor de soporte de suspensión	73
Tabla 16. Factor del diámetro de la espiral del transportador	74
Tabla 17. Factor por el porcentaje de carga del transportador	75
Tabla 18. Factor de las paletas	75
Tabla 19. Componentes al torque	77
Tabla 20. Componentes a las HP por RPM	77
Tabla 21. Componentes del transportador de tornillo sin-fin	78
Tabla 22. Momento de inercia	79
Tabla 23. Factor de confiabilidad	92
Tabla 25. Factor de concentrador de esfuerzo	99
Tabla 25. Diámetros del eje	99
Tabla 26. Peso de las partes giratorias	109
Tabla 27. Referencia de la banda	109
Tabla 28. Factor C1	111
Tabla 29. Elongación de la banda	113
Tabla 30. Coeficiente de fricción según el tipo de laminado	118
Tabla 31. Datos de la banda inclinada de re-alimentación	123
Tabla 32. Características del perfil estructural	138
Tabla 33. Datos de la estructura de las bandas	174
Tabla 34. Datos del tornillo sin-fin para seleccionar el motor	175
Tabla 35. Parámetros para el diseño de transmisión de potencia por cadena	176
Tabla 36. Pandeo de la cadena	178

Tabla 37. Datos de la cadena de la banda inclinada	181
Tabla 38. Cadena 32	184
Tabla 39. Coeficiente K4	189
Tabla 40. Datos de los rodillos calibradores	195
Tabla 41. Datos del rodillo rototroquelador	196
Tabla 42. Características del motor paso a paso JK110HS99-5504	196
Tabla 43. Componentes de entrada y salida de PLC	198
Tabla 44. Proceso de ensamblaje de la estructura del tornillo sin-fin	202
Tabla 45. Proceso de ensamblaje de la estructura de las bandas	206
Tabla 46. Valoración de los impactos ambientales	228
Tabla 47. Rango de importancia del impacto ambiental	231
Tabla 48. Grado del impacto ambiental	232
Tabla 49. Cálculo de ingresos sin máquina	233
Tabla 50. Ingresos sin máquina	233
Tabla 51. Cálculo de ingresos con máquina	234
Tabla 52. Ingresos con máquina	234
Tabla 53. Costos de producción	234
Tabla 54. Costo de producción sin y con máquina	235
Tabla 55. Gastos de nómina	235
Tabla 56. Gastos de servicios	235
Tabla 57. Gastos administrativos	235
Tabla 58. Gastos de comercialización	236
Tabla 59. Flujo de caja proyectado a tres años sin la máquina	236
Tabla 60. Costo talento humano	237
Tabla 61. Costos fungibles	237
Tabla 62. Gastos totales de ingeniería	237
Tabla 63. Costos de materiales	238
Tabla 64. Costos de fabricación	239
Tabla 65. Inversión total	239
Tabla 66. Datos del préstamo	240
Tabla 67. Tabla de amortización	240
Tabla 68. Flujo de caja proyectado a tres años con máquina	241
Tabla 69. Diferencia de los flujos de caja	242

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Tabla de materiales a granel	252
Anexo B. Propiedades del acero inoxidable AISI 304	253
Anexo C. Piñón conductor	254
Anexo D. Rodamientos de los rodillos	255
Anexo E. Banda CLINA 10FF	256
Anexo F. Propiedades del acero ASTM A36	257
Anexo G. Dimensiones del motor paso a paso	258
Anexo H. Planos de la máquina de galletas para perros	259

RESUMEN

El proyecto se realiza con el fin de diseñar una máquina que mejore la producción de galletas para perros, basada en el cumplimiento de cinco objetivos: el primero consta de la caracterización de diferentes máquinas tanto a nivel nacional como internacional para conocer la situación actual de los procesos en la fabricación de galletas, además se establecen los parámetros y requerimientos de funcionamiento y producción.

El segundo objetivo se refiere al diseño conceptual de la máquina, donde se describen los procesos o sistemas que determinan su funcionamiento, los cuales son: el sistema de alimentación, sistema de laminado, sistema de moldeo, sistema de re-alimentación, y se plantearon alternativas de solución junto con su respectiva evaluación para seleccionar la mejor opción, sistema de transmisión de potencia, sistema estructural y el sistema de control, para su correspondiente diseño en detalle.

El tercer objetivo hace referencia al diseño detallado de la máquina, donde se realizan los cálculos y la selección de las partes mecánicas que componen cada sistema, junto con sus respectivos planos de fabricación. En el cuarto objetivo se crearon los manuales de montaje, operación, seguridad y mantenimiento, detallando paso a paso su ensamble, funcionamiento y todas las recomendaciones que se deben tener tanto para la máquina como para el operario y las medidas para su correcto mantenimiento. En el quinto y último objetivo se establecen y se evalúan los riesgos ambientales que conlleva la fabricación de la máquina, también se evalúa la viabilidad financiera del proyecto teniendo en cuenta sus costos de ingeniería, materiales a utilizar, fabricación de la máquina, y relacionarlo con una estimación en la producción que tenga la empresa.

Por último, se hicieron las conclusiones y recomendaciones correspondientes al proyecto.

Palabras clave: Diseño, producción, mejora, galletas.

INTRODUCCIÓN

El desarrollo del proyecto va a permitir dar una nueva alternativa en la producción de galletas para perros, mejorando la producción y reduciendo tiempos en la empresa, además su innovador sistema de re-alimentación disminuye el desperdicio de alimento, lo cual permite aprovechar la materia prima casi en su totalidad.

El consumo de alimento canino ha ido aumentando en los últimos años, la empresa tiene en la mayoría de sus procesos una fabricación manual, lo que le impide tener menores tiempos de producción, además su creciente número de clientes reflejan que la capacidad productiva que se maneja es insuficiente. Para mejorar la producción de galletas se necesita una máquina con procesos continuos y automatizados, lo que reducirá los tiempos de producción con una mejor calidad en el producto final.

El alcance de este proyecto es diseñar una máquina que mejore la producción de galletas, para esto se realizarán los cálculos y selecciones de las partes mecánicas que componen cada sistema para su correcto funcionamiento y se elaborarán los respectivos planos de fabricación.

Este proyecto se ve limitado debido a que no se construirá físicamente la máquina, sino que se tendrán en cuenta únicamente el diseño, cálculos, planos y manuales para el mejoramiento de la producción de la empresa.

La metodología que se usa en el diseño de la máquina será analizar el proceso de producción actual de la empresa Cookie Pets & Co., y las mejoras que se puedan implementar para aumentar su producción. Se partirá de un diseño conceptual, donde se plantearán y se evaluarán alternativas de solución y se realizara el diseño detallado de cada una de las alternativas seleccionadas y la elaboración de sus respectivos manuales. Por último, se evalúa sus riesgos ambientales y su viabilidad financiera.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar una máquina de mejore la producción de galletas para perros en la empresa Cookie Pets & Co.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- 🐾 Caracterizar los procesos que existen de producción de manufactura de galletas para perros, estableciendo parámetros y requerimientos de funcionamiento de producción, y relacionarlo con la empresa Cookie Pets & Co.
- 🐾 Realizar el diseño conceptual y el modo funcional de la máquina de galletas para perros.
- 🐾 Diseñar en detalle la máquina de galletas para perros.
- 🐾 Elaborar los manuales de ensamble, operación, seguridad y mantenimiento de la máquina de galletas para perros.
- 🐾 Evaluar el impacto ambiental y el estudio financiero del proyecto.

1. CARACTERIZACIÓN DE LAS MÁQUINAS DE GALLETAS PARA PERROS

En este primer capítulo se realiza la caracterización de las máquinas que existen en la actualidad para la elaboración de galletas para perros a nivel internacional y nacional y así obtener un contexto del proceso, con la finalidad de analizar la producción de la empresa Cookie Pets Co., y conseguir parámetros de ingeniería, diseño y funcionamiento para la máquina de galletas de la empresa.

1.1 GENERALIDADES DE LAS GALLETAS PARA PERROS

Los alimentos para mascotas por lo general están disponibles comercialmente en tres formulaciones según el proceso usado en su fabricación; los productos secos que se caracterizan por tener un porcentaje de humedad menor al 15%, los húmedos que tienen un 50% o más de humedad, que se encuentran generalmente en el mercado con un 75% de humedad y la comida semi-húmeda con un porcentaje de humedad entre el 15% al 48%, los cuales se forman de una combinación de materiales farináceos, como el trigo u otros granos y material proteínico, lo que contribuye a su palatabilidad, además de proporcionar beneficios en la higiene dental de los perros por la textura y dureza de este tipo de alimentos¹. Por esta razón, la empresa Cookie Pets & Co., produce galletas de una masa semi-húmedas para perros de diferentes sabores y tamaños.

1.2 GENERALIDADES DE MÁQUINAS PRODUCTORAS DE GALLETAS PARA PERROS A NIVEL INTERNACIONAL

Los fabricantes de máquinas para alimentos de mascotas a nivel internacional también producen comida para humanos en la mayoría de casos, debido a que los procesos son similares y se manejan estándares de higiene semejantes. En ambas situaciones, las máquinas de estas empresas realizan todo el proceso de fabricación, desde la mezcla de la materia prima hasta el enfriamiento de las galletas o hasta el empaquetado del producto.

Estas máquinas se caracterizan por ser sofisticadas, altamente automatizadas y tener dimensiones grandes, para una producción en masa y continua de productos comestibles para mascotas; aptas para trabajar cantidades de masa de 20 Kg/h a

¹GÓMEZ, Luis M. Introducción a la Nutrición de Caninos y Felinos. En: Journal of Agriculture and Animal Sciences. Julio - Diciembre de 2013. Vol. 2. [Consultado 31 de marzo 2020]. Disponible en: <http://repository.lasallista.edu.co:8080/ojs/index.php/jals/article/view/609/348>

2000 Kg/h. Estas máquinas cuentan con varios sistemas, como lo son: alimentación, mezclado, formado, horneado y enfriamiento.

En el mercado se encuentran modelos de máquinas para todo tipo de alimentos para perros, algunos de estos equipos son:

1.2.1 Máquina DR-300. Es una máquina de la empresa Jinan Darin Machinery Co., Ltd., con la capacidad de procesar 125 Kg/h, cuenta con un mezclador de masa, que utiliza paletas para mezclar los materiales de la masa, una vez sale de ahí compacta la mezcla, el proceso sigue con la formadora, donde la masa es conducida a través de tres etapas de rodillos y después a un rodillo de moldeo, cuando se obtienen las galletas, estas pasan a un horno túnel y la masa excedente se envía por una línea de re-alimentación hasta la tolva del inicio del formado, con el fin de volverla a procesarla; horneadas las galletas pasan por un aspersor en el que se les aplica aceite en la superficie para que el producto adopte un mejor color y sabor, por último se encuentra una banda de enfriamiento, que corresponde al proceso final de la máquina, todo el funcionamiento es eléctrico a 380 V y una potencia instalada de 70 Kw.

Figura 1. Máquina DR -300



Fuente: DARIN. Línea de procesamiento de galletas para mascotas. [En línea]. [Consultado 31 marzo 2020]. Disponible en: <http://www.darin.cn/?page=ForPetFood-22.html>

1.2.2 Máquina HJ400. Es una máquina multifuncional productora de galletas de la empresa Sinobake Guangdong Shunde Huaji Machinery Industrial Co., Ltd., para bizcochos de masa dura que tiene una capacidad de 50 a 200 Kg/h, esta máquina cuenta con los sistemas de mezclado, alimentación, formación del producto, este incluye el laminado, troquelado por corte giratorio y separación, los otros sistemas que hacen parte de la máquina son el transporte de masa no moldeada, un horno túnel para la cocción de las galletas y una banda de enfriamiento, aparte de esto la máquina es capaz de apilar el producto ya enfriado para que sea empacado más fácil, con funcionamiento eléctrico de 380 V y una potencia de trabajo de 15 Kw.

Figura 2. Máquina HJ400



Fuente: ALIBABA. Nuevos productos máquina multifuncional para hacer galletas para perros. [En línea]. [Consultado: 31 marzo 2020]. Disponible en: https://www.alibaba.com/product-detail/New-Products-Multifunction-Dog-Biscuit-Making_2008601072.html?spm=a2700.7724857.normalList.1.1cf85bb4LaT9Eg

1.2.3 Máquina the Formatic. La empresa Deighton Manufacturin Ltds diseña y fabrica máquinas para panadería en el Reino Unido, Formatic es una máquina productora de galletas compacta, con una capacidad de trabajo de 11 a 20 Kg/h, compuesta de un sistema de alimentación, mezclado, formado, corte y banda transportadora para recolectar las galletas.; esta máquina está en capacidad de fabricar productos multivariados al contar con varios tambores intercambiables, además de ser fácilmente desmontable, su funcionamiento es eléctrico a 220 V, una frecuencia de 60Hz , trifásico y una potencia de 1,5 Kw.

Figura 3. Máquina the Formatic



Fuente: ERIKA RECORD. Baking equipment. [En línea]. [Consultado: 31 marzo 2020]. Disponible en: <https://www.erikarecord.com/wp-content/uploads//Brochures/Deighton/Deighton-Formatic-2019.pdf>

A continuación, en el Cuadro 1, se identificarán características de las máquinas a nivel internacional a tener en cuenta en la máquina a diseñar para la empresa Cookie Pets & Co.

Cuadro 1. Máquinas de galletas para perros a nivel internacional

Máquinas	Capacidad	Medidas (LxAxH)	Procesos			
			Mezclado	Formación	Re-alimentación	Horneado
DR-300	125 Kg/h	30000 x 5000 x 3000 mm	Mezclador horizontal de paletas, con una salida de masa de 50Kg.	Esta etapa cuenta con 3 rodillos para alisar la masa y roto moldeo.	Línea de re-alimentación lleva la masa sobrante al inicio de la formadora para iniciar el proceso nuevamente.	Es un equipo de 16 m de largo con: correa de malla, chimenea, tuberías de calefacción eléctrica y gabinete de control. Y una potencia de 55 KW.

Cuadro 1. (Continuación)

Máquinas	Capacidad	Medidas (LxAxH)	Mezclado	Formación	Re-alimentación	Horneado
HJ400	50 a 200 Kg/h	6000 x 2500 x 2500 mm	Mezclador horizontal de doble tornillo sin-fin.	3 rodillos para alisar la masa y roto moldeo.	Línea de re-alimentación lleva la masa sobrante al inicio de la formadora para iniciar el proceso nuevamente.	Horno de 3,5 m de largo, trabaja con electricidad y tiene una potencia de 25KW.
Fortamic	20 Kg/h	1000 x 800 x 900 mm	Mezclador de paletas vertical.	Tambor con figura para moldear y corte con un alambre de acero.	No tiene	No tiene

Fuente: elaboración propia, con base en información de: DARIN, SINOBAKE, DEIGHTON MANUFACTURIN Ltda.

1.3 GENERALIDADES DE MÁQUINAS PRODUCTORAS DE GALLETAS PARA PERROS A NIVEL NACIONAL

En Colombia el número de dueños de mascotas ha aumentado, de acuerdo con un estudio realizado por B&Optimos para Fenalco, en el año 2013, el 70% de personas encuestadas afirma tener un perro como mascota; provocando el crecimiento del mercado para el servicio de estas mascotas, donde el promedio de gastos mensuales para atender a las mascotas es de \$170.000, en el que el 70% son compras de alimentos, según Juan Carlos Martínez², gerente del portal web 'Ciudad de mascotas' distribuidor de accesorios y comida para perros y gatos.

En el año 2019, solo en comida se comercializo un estimado de 472.648 toneladas, dato que demuestra un crecimiento del 53,7% respecto a lo vendido en 2014 en Colombia³, con un 20% de participación de las galletas, donde el producto alimenticio más comercializado es el concentrado para animales y por eso empresas como Alimentos Polar, Purina y Contegral S.A., tienen líneas de producción a gran escala con máquinas extranjeras para elaborar estos productos

² SEMANA. La comida para perros se vende como pan caliente. [En línea]. 17 de febrero 2015. [Consultado 4 de abril 2020] .Disponble: <https://www.semana.com/empresas/articulo/mercado-comida-para-perros-colombia/205854/>

³ CIFUENTES, Valerie. Mascotas, Negocio Que Movería \$3,5 Billones Este Año. En: Portafolio. 11 de agosto 2019. [Consultado 7 de abril 2020]. Disponible en: <https://www.portafolio.co/negocios/mascotas-negocio-que-moveria-3-5-billones-este-ano-532462>

y comercializarlos con marcas en el mercado como, Dogourmet, Purina Dog Chow, Donkan y Ringo Vitality.

Sin embargo a nivel nacional no hay grandes fabricantes de máquinas para la producción de galletas para perros y las empresas que hay se dedican a la fabricación y comercialización de máquinas para panadería, las que tiene un proceso de producción similar a la de las galletas para perros, pero la masa que emplean es más húmeda; algunos de estos fabricantes nacionales son, Imapan y Maquin de Colombia de donde podemos encontrar los siguientes ejemplos de equipos para hacer galletas.

1.3.1 Máquina Imapan. En Imapan se encuentra un modelo de máquina para galletas para mascotas con una capacidad de 60 Kg/h, que realiza los procesos de laminado con solo un rodillo lo que genera que la masa tenga que pasar varias veces por ese único rodillo y el de troquelado por medio de una plancha. Para su funcionamiento esta máquina requiere de dos operarios los cuales deben manipular la masa y accionar y detener los sistemas, para que la máquina realice la elaboración del producto.

Figura 4. Máquina de galletas para mascotas de la empresa Imapan



Fuente: IMAPAN. [En línea]. [Consultado 31 marzo 2020]. Disponible en:
<https://www.youtube.com/watch?v=etGhwzZoY8M&t=4s>

1.3.2 Galletera industrial GM-045. La empresa Maquin de Colombia produce máquinas sencillas pero funcionales para el sector de panadería con modelos como la galletera industrial GM.045, la cual es manejada por medio de una pantalla digital, esta máquina cuenta con una tolva en forma de cuña y un sistema de extrusión de rodillos y posteriormente moldeada por un sistemas de inyección de masa, dado que la humedad de la masa de panadería es mayor, estos inyectores se puede cambiar, permitiendo producir una gran variedad de galletas si se requiere; además ubica de una vez el producto en una bandeja de 65 por 45 cm ubicada en dos bandas trasportadoras que se va moviendo conforme caen las galletas en la bandeja. La máquina funciona de manera eléctrica a 220V, frecuencia de 60 Hz y motor trifásico.

Figura 5. Galletera industrial GM.045



Fuente: MAQUIN de Colombia. [En línea]. [Consultado: 31 marzo 2020].
Disponible en:
<https://www.maquindecolombia.com/newpage23f5137a>

Ahora en el Cuadro 2, se determinan las características de las máquinas a nivel nacional de galletas a tener en cuenta en el diseño de la máquina para la empresa Cookie Pets & Co.:

Cuadro 2. Máquinas de galletas para perros a nivel nacional

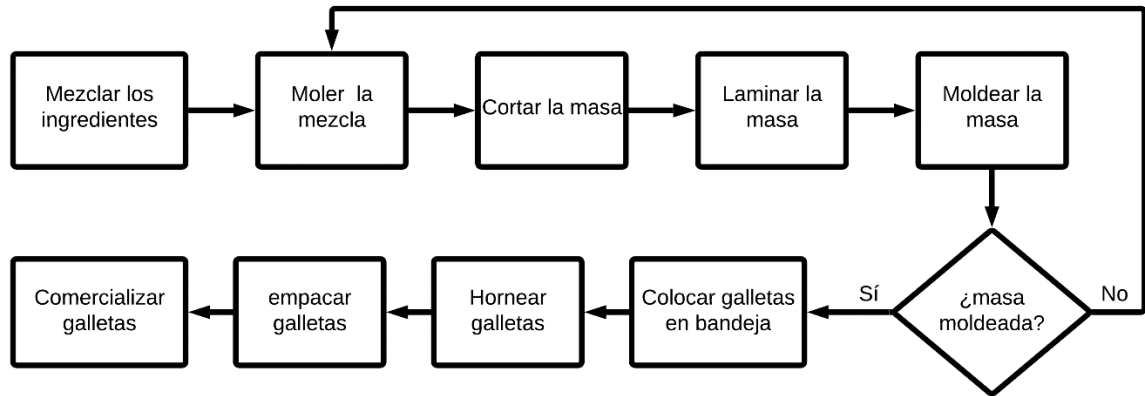
Máquinas	Capacidad	Dimensiones (LxAxH)	Procesos			
			Mezclado	Formación	Re-alimentación	Horneado
Imapan	60 Kg/h	2500 x 800 x 1200 mm	No tiene	Un rodillo para laminar la masa y una plancha de moldeo, con capacidad de moldear 8 galletas a la vez.	No tiene	No tiene
Galleta industrial GM.045	75 Kg/h	1110 x 895 x 1360 mm	Tolva dosificadora, con sistema de cilindros para mejorar en descenso de la masa.	Moldeo de inyección de masa para 6 galletas a la vez, con corte de alambre.	No tiene	No tiene

Fuente: elaboración propia, con base en información de: IMAPAN, MAQUIN de Colombia.

1.4 PROCESO DE PRODUCCIÓN DE GALLETAS PARA PERROS DE LA EMPRESA COOKIE PETS & CO.

Cookie Pets & Co., es una micro empresa productora de alimentos para mascotas, ubicada en el barrio el Cortijo de la ciudad de Bogotá, con un recorrido de 3 años en el mercado y dedicada a la elaboración y comercialización de galletas para perros. Actualmente la empresa produce alrededor de 35.000 galletas mensuales, equivalente a 175 Kg de masa procesada que se comercializan en su totalidad. El proceso de producción es el siguiente:

Diagrama 1. Proceso productivo de la empresa Cookie Pets & Co.



Fuente: elaboración propia

Este proceso en su mayoría es manual, lo que provoca que la realización de las galletas sea demorada, y tengan una elaboración mínima del producto; este comienza con la compra de la materia prima, después los productos se alistan y se pesan para trabajar con un promedio de 12,75 Kg al día, luego estos ingredientes son introducidos al tazón de la batidora *Strong Mixer* en cantidades no mayores a 8 Kg (capacidad máxima del tazón), por un periodo de 12 minutos por ciclo, para obtener la masa de las galletas.

Figura 6. Batidora *Strong Mixer* de la empresa Cookie Pets & Co.



Fuente: elaboración propia

Cuando la masa sale de la batidora se pasa a una bandeja y se lleva a un molino eléctrico, con un motor de 0,5 HP de potencia, que por medio de un mecanismo de polea correa activa el movimiento de un tornillo sin fin, en el cual se compacta la

mezcla, este proceso tarda entre unos 45 minutos a 1 hora para procesar los 12,75 Kg a trabajar. Después de ser molida esta masa sale a una taza con una capacidad de 4,5 Kg donde se recolecta como se muestra en la Figura 7.B, y en el momento que el tazón está lleno, se apaga el molino, se traslada la masa a un mesón y en seguida el operario vuelve a llevar la taza para repetir el procedimiento hasta que toda la mezcla es molida.

Figura 7. Molino de la empresa Cookie Pets & Co.



Fuente: elaboración propia

En el mesón la masa es cortada por el operario en porciones más pequeñas con el objetivo de poder manipularlas y trabajarlas más fácilmente, luego cada una de esos trozos de masa son alisados manualmente con un rodillo de madera para panadería. Los pedazos ya estirados se ponen en una bandeja y se llevan hacia una laminadora, ahí pasan de dos a tres veces por la máquina que se encarga de comprimir el producto en una hoja de grosor uniforme; para eso la laminadora cuenta con un motor de 0,5 HP de potencia que trasmite por medio de un sistema simple de polea correa moviendo un rodillo que posteriormente por un conjunto de engranajes activa el segundo rodillo, además estos rodillos cuentan con un mecanismo de prensa con el fin de modificar la distancia entre ellos y así poder cambiar el ancho de la masa, pero no se tiene precisión sobre la distancia entre los rodillos, por lo cual las porciones de masa que salen de la laminadora se vuelven a llevar a la mesa de trabajo y se ubican dentro de un marco de 3 milímetros donde se vuelve a pasar el rodillo manualmente para controlar el espesor de la masa y así obtener el producto esperado.

Figura 8. Cilindradora de la empresa Cookie Pets & Co.



Fuente: elaboración propia

Cuando las porciones de masa obtienen el espesor de 3 milímetros, se cortan en tiras de un ancho de 65 milímetros, similar al largo de los moldes, luego se moldean manualmente en forma de hueso, muslo de pollo o corazón según el sabor del producto en proceso y se ponen en bandejas de dimensiones de 45 centímetros de ancho por 65 centímetros de largo, donde caben entre 140 a 216 galletas dependiendo de tipo de galleta; se ubica el producto ya formado en la bandeja, mientras que la masa excedente se recoge en una taza. Para completar una bandeja el operario demora más o menos unos 25 a 30 minutos, y esta operación se realiza con toda la masa y se repite con la masa sobrante desde la fase de molido hasta que no queda más masa de galletas.

Con 12,75 Kg se completan al día generalmente 10 bandejas de producto, cuando las primeras dos bandejas están llenas, se procede a prender el horno para precalentarlo por un tiempo de 20 minutos mientras se siguen haciendo las galletas para completar la producción, pasado el tiempo se incorporan las dos primeras bandejas, para darles cocción durante media hora y así obtener en un día de producción un promedio de 9,53 Kg de masa procesada y entre 1430 a 1900 galletas, dependiendo del tipo de galleta.

Figura 9. Galletas en las bandejas



Fuente: elaboración propia

Obtenidas las galletas horneadas y ya enfriadas, se pesan obteniendo un peso promedio por galleta de 5 gramos, después de eso se empacan en presentaciones de kilo, libra y 125 gramos, y se llevan al área de almacenamiento, listas para distribuirse.

1.5 ANÁLISIS DE LA CARACTERIZACIÓN Y LA PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA COOKIE PETS & CO.

En la actualidad, los fabricantes de máquinas de galletas para perros, cuentan con diseños donde unifican los procesos de producción de acuerdo con las necesidades del cliente, incluyendo desde el sistema de amasado de la materia prima para obtener la masa hasta en horneado de las galletas, lo que genera que no hayan tiempos muertos en la elaboración y el traslado del producto sea mínimo, generando así una mayor capacidad de producción con capacidades para producir de 20 Kg/h a 200 Kg/h de galletas, según máquinas mostradas anteriormente. En la empresa Cookie Pets & Co., se manejan los mismos procesos de elaboración de producto que las máquinas a nivel internacional y nacional, los cuales son: alimentación, mezclado, laminado, moldeado y horneado, pero en la empresa se realiza un mayor trabajo por parte del operario y de igual manera se tienen más tiempos de traslados de un proceso a otro lo que genera que la producción sea escasa y con tiempos más largos.

En las máquinas caracterizadas se puede observar que utilizan tolvas dosificadoras para su alimentación, generalmente en forma de cuña, de igual manera se presentan alternativas para su sistema de mezclado como, extrusora de simple o doble tornillo sin-fin o paletas verticales u horizontales, en el sistema de formado utilizan comúnmente un conjunto de rodillos para obtener una hoja de masa de un espesor específico, que por lo general son moldeadas por un cilindro rotativo, pero

también se puede emplear, planchas de moldeo o inyección a chorro de la masa, este sistema de formado va de la mano con un retorno de masa ya sea manual o automatizado de la masa y el horneado de las galletas en el que se utiliza hornos túnel donde se puede variar su longitud y su manera de activación, que pueden ser de gas o eléctricos.

Por otra parte, los procesos presentes en la empresa Cookie Pets & Co., funcionan de forma manual o con ayuda de máquinas, como lo es el mezclado con la batidora y el molino eléctrico, el laminado con la laminadora y el horneado con el horno industrial con el que cuenta la empresa, estos son equipos separados, que generan desplazamientos y tiempos muertos en el proceso de producción.

Con base en esta información recolectada de la caracterización de las máquinas y el proceso actual que maneja la empresa Cookie Pets & Co., es necesario el diseño de una máquina en el que se unifique los procesos de producción en los que trabaja la compañía desde el sistema de la dosificación de la masa hasta el troquelado y posterior ubicación de las galletas en la bandeja. Todo esto con el fin de mejorar el proceso productivo de galletas en la empresa.

Cuadro 3. Máquinas en el mercado y proceso de la empresa Cookie Pets & Co.

Máquinas productoras de galletas	Empresa Cookie Pet & Co.
Capacidad de producción de 50 a 200 Kg/h.	Capacidad de producción 1,59 Kg/h.
Sistemas unificados.	Sistemas separados.
Alimentación manual o mecánica.	Alimentación manual.
Mezcla mecánica de gran capacidad.	Mezcla mecánica con poca capacidad.
Laminado mecánico, conjunto de rodillos	Laminado manual y con máquina.
Moldeo por rotación o plancha o inyectado.	Moldeo manual.
Horneado con horno túnel.	Horneado con un horno industrial de capacidad de dos bandejas.
Menor tiempo muerto.	Mayor tiempo muerto.

Fuente: elaboración propia

1.6 PARÁMETROS Y REQUERIMIENTOS DE DISEÑO

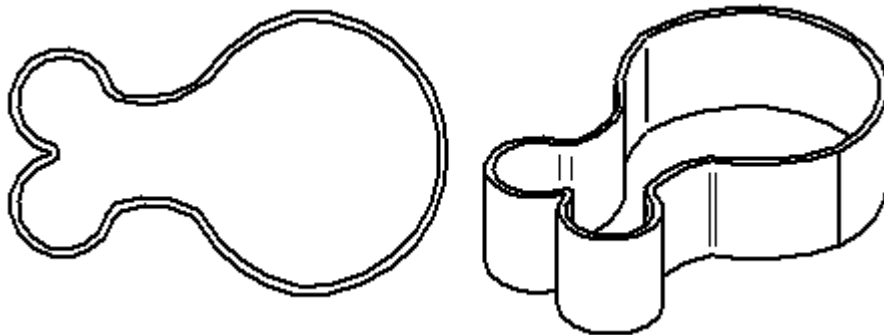
El diseño de la máquina que mejorará la producción de galletas para perros en la empresa Cookie Pets & Co., estará compuesta por varios sistemas unificados los cuales son, dosificación de la masa, laminado, troquelado y re-alimentación, además será una máquina compacta, dado que la empresa cuenta con un espacio de 5 m de largo por 3,7 m de ancho y una altura de 2,4 m, para su localización.

Además la empresa maneja actualmente al día 12,75 Kg de masa sin procesar y obtiene 9,53 Kg de galletas; con la máquina la capacidad de producción se incrementara a 50 Kg/h y se utilizará medio tiempo de un día laboral promedio, para alcanzar a producir mensualmente 1,8 toneladas de producto, también se seleccionaran los materiales adecuados para trabajar con alimentos y como la empresa está ubicada en Bogotá y cuenta con un flujo constante de energía eléctrica, la máquina funcionara eléctricamente, con un voltaje de 110 V a 220 V y una frecuencia de 60 Hz.

1.6.1 Propiedades de la masa. Las galletas producidas por la empresa Cookie Pets & Co., son producto de masa semi-húmeda con propiedades visco-elásticas, un porcentaje de humedad de entre el 25% al 30%, con una densidad de 1254,6 Kg/m³, produciendo cuatro sabores de galletas diferentes, que son: avena, pollo, carne y tocineta, los cuales se pueden distinguir por las figuras de sus moldes de corazón, muslo de pollo y hueso, con dimensiones distintas.

1.6.2 Galletas de pollo. Esta galleta tiene un molde de forma de muslo de pollo, que ocupa una superficie de dimensiones de 68 x 44 mm y produce galletas de un peso promedio de 6 gramos.

Figura 10. Molde de pollo

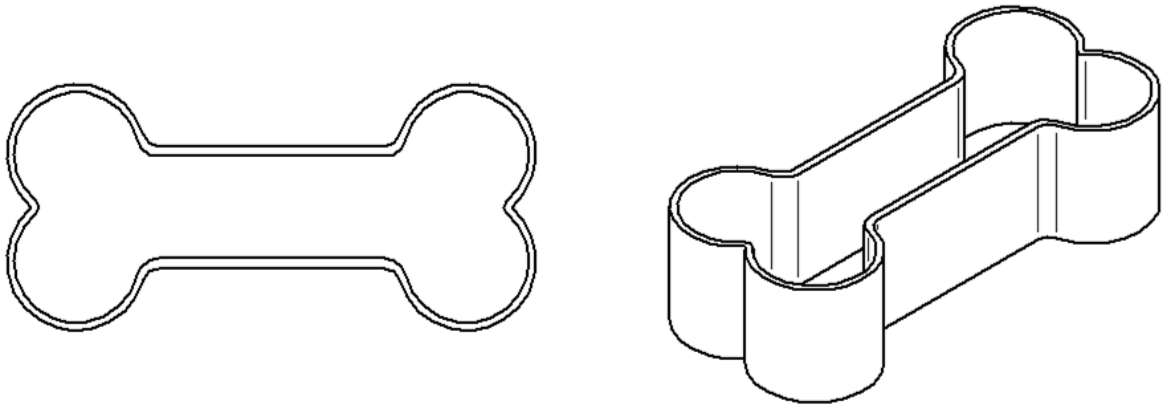


Fuente: elaboración propia

1.6.3 Galletas de carne. Para estas galletas se maneja el molde de forma de hueso, el cual tiene las siguientes dimensiones 69,5 x 32 x 18 mm, con esto se producen galletas de un peso de 5 gramos.

1.6.4 Galletas de tocino. La forma de esta galleta es la misma que la de carne y tiene el mismo peso.

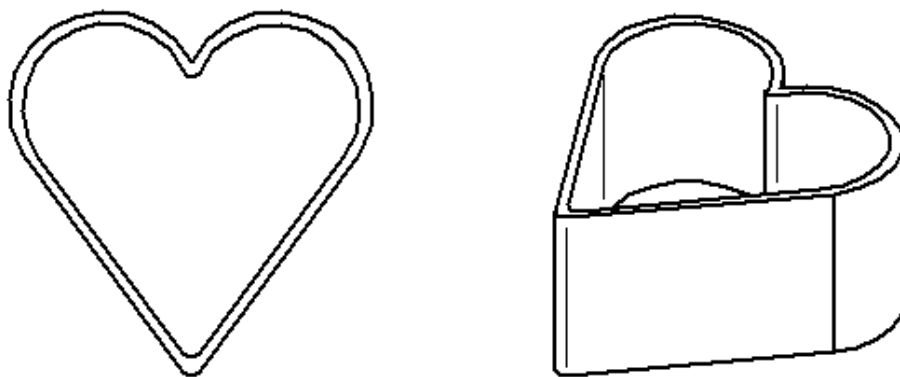
Figura 11. Molde de hueso



Fuente: elaboración propia

1.6.5 Galletas de avena. Las galletas de avena son de forma de corazón y también son el producto más pequeño que produce la empresa, las medidas del molde son de 34 x 34 x 18 mm y con él se realizan galletas de un peso de 4 gramos por galleta.

Figura 12. Molde de corazón



Fuente: elaboración propia

1.6.6 Bandeja. La bandeja de aluminio para panadería, tiene medidas de 65 cm por 45 cm, donde se ubican manualmente entre 154 galletas de forma de muslo de pollo, 140 de forma de hueso y 216 en forma de corazón, estas dimensiones de las bandejas son importantes en el diseño porque la máquina va a tener un ancho mayor pero similar al ancho de la bandeja.

Figura 13. Bandeja de panadería



Fuente: MERCADO LIBRE. Bandejas latas para panadería 65 x 45 cm, aluminio. [En línea]. [Consultado: 31 marzo 2020]. Disponible en: https://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-466319192-bandejas-latas-para-panaderia-65-x-45-aluminio-_JM?quantity=1

2. DISEÑO CONCEPTUAL Y MODO FUNCIONAL DE LA MÁQUINA DE GALLETAS PARA PERROS

2.1 METODOLOGIA DE DISEÑO DE LA MAQUINA DE GALLETAS PARA PERROS

La empresa Cookie Pets & Co., se dedica a la elaboración de galletas para perros, pero su trabajo se realiza en gran parte de forma manual, ocasionando, mayores tiempos de trabajo y una producción por debajo de su demanda. El propósito del proyecto es ofrecer una alternativa para incrementar notablemente su producción en un mediano plazo.

Primero se evaluaron las diferentes opciones que ofrece el mercado actual para cada uno de los componentes del proyecto, encontrando, que tienen un alto costo y están diseñados para una producción industrial a gran escala. Teniendo en cuenta que debemos ajustar el proyecto a las capacidades tanto económicas como productivas de la empresa, se plantearon diversas alternativas de solución para los sistemas de:

- 🐾 Sistema de dosificación.
- 🐾 Sistema de laminado.
- 🐾 Sistema de moldeado.
- 🐾 Sistema de re-alimentación.

Una vez evaluadas las alternativas por el método de Scoring, se escogió la más adecuada para este proyecto y se procedió a establecer un prediseño, que sirvió de guía para cada uno de los sistemas enunciados, con el propósito de determinar su modo funcional.

En el diseño detallado, se realizará el cálculo y diseño general de la máquina de galletas para la empresa Cookie Pets & Co., que inicia con la carga de la masa al sistema de dosificado, luego pasa al sistema de laminado, donde la mezcla es trabajada para obtener el grosor especificado por la empresa, posteriormente viene el sistema de moldeado. Las masas sobrantes se vuelven a agrupar para ser reutilizadas.

2.2 DEFINIR LOS PROCESOS QUE HACEN PARTE DE LA MÁQUINA PRODUCTORA DE GALLETAS PARA PERROS.

La máquina productora de galletas para perros estará compuesta por los siguientes sistemas: de dosificación, laminado, troquelado y re-alimentación, sin olvidar y considerando también que todas las máquinas cuentan además con un sistema estructural, de potencia y de control los cuales se tratarán en el siguiente capítulo de diseño detallado de la máquina.

2.2.1 Sistema de dosificación. En la industria de la alimentación el sistema de dosificación es el encargado de suministrar de manera autónoma, uniforme y precisa una cantidad de producto en un tiempo determinado⁴. Para seleccionar un sistema de dosificación adecuado se debe tomar en cuenta las características de la mezcla, como su composición, en este caso el ingrediente principal es la harina de trigo, el tamaño a trabajar de que es de 50 Kg/h y la forma de la materia en trabajo, que es una masa amorfa.

2.2.2 Sistema de laminado. La función del sistema de laminado es comprimir y calibrar la masa en una hoja de espesor uniforme y un ancho acorde a la longitud de la línea de producción de la máquina. El sistema es ampliamente utilizado en la elaboración de galletas por su versatilidad; este estará compuesto por un fase de rodillos calibradores si la masa es blanda o de 2 a 3 conjuntos de rodillos si la masa es más seca, su función es dar el espesor necesario, comprimiendo la masa para sacar el aire dentro de esta y así pasar al proceso de moldeo⁵.

Este sistema se compone de una tolva de entrada, que será alimentado por la masa procesada del sistema de dosificación y de la masa sobrante que llegue por la vía de reciclaje, para ser mezcladas con ayuda de un rodillo de incorporación⁶, para después pasar por los rodillos calibradores y salir para seguir el proceso de elaboración de las galletas.

2.2.3 Sistema de moldeo. Produce el corte de la masa y con este, el tamaño y la forma del producto, en el caso de la empresa Cookie Pets & Co., es necesario tres diferentes moldes para las diferentes galletas a producir.

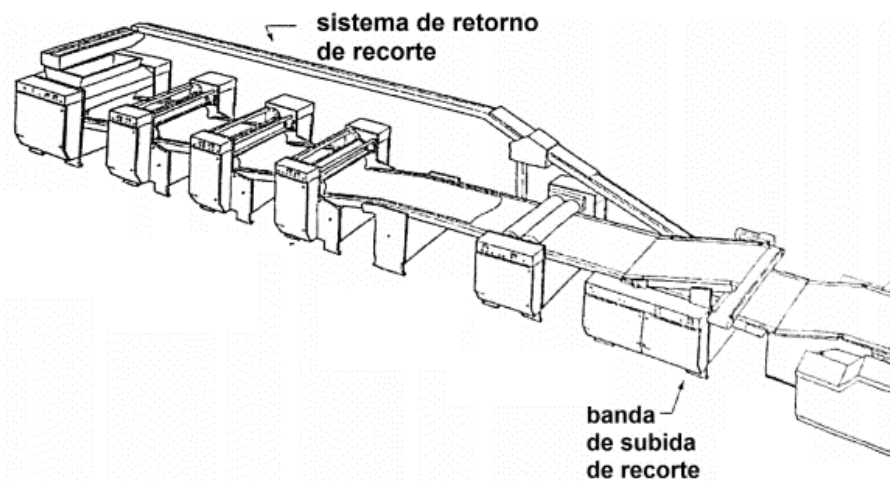
⁴ AGUIRRE, Galo F. Sistema de dosificación para una máquina empacadora de Snacks. Trabajo de grado de ingeniera mecatrónica. Ecuador, Ibarra, Universidad técnica del norte. 2018. 6 p.

⁵ GIRALDO, Edison, y HOYOS, Víctor. Diseño y montaje de un sistema dosificador para galletas tipo cracker fermentadas. Trabajo de grado de ingeniero eléctrico. Pereira, Universidad Tecnológica de Pereira. 2016. 16 p.

⁶ *Ibíd.*, 16 p.

2.2.4 Sistema de re-alimentación. Este sistema se utiliza para transportar la masa sobrante del proceso de moldeado al proceso inicial y tiene como objetivo encargarse de re-utilizar la masa sobrante que queda después de pasar por el sistema de moldeado y obtener las galletas. La masa será llevada de nuevo a la tolva por medio de una banda transportadora y así cumplir con un nuevo ciclo de elaboración de producto.

Figura 14. Sistema de Re-alimentación



Fuente: GIRALDO, Edison y HOYOS, Víctor. Diseño y montaje de un sistema dosificador para galletas tipo cracker fermentadas. [En línea]. Pereira, Colombia. Universidad tecnológica de Pereira. 2016. [Consultado el: 4 de abril 2020]. Disponible en: <http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/7089/6298074.pdf?sequence=1>

2.3 ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN DE LOS PROCESOS A DISEÑAR DE LA MÁQUINA DE GALLETAS PARA PERRO

A continuación, se darán las alternativas de solución para los sistemas de la máquina de galletas para perros, teniendo en cuenta la información obtenida en la caracterización de las máquinas citadas antes en este documento.

2.3.1 Alternativas del sistema de dosificación. El sistema de dosificación tiene las siguientes opciones para realizar su proceso:

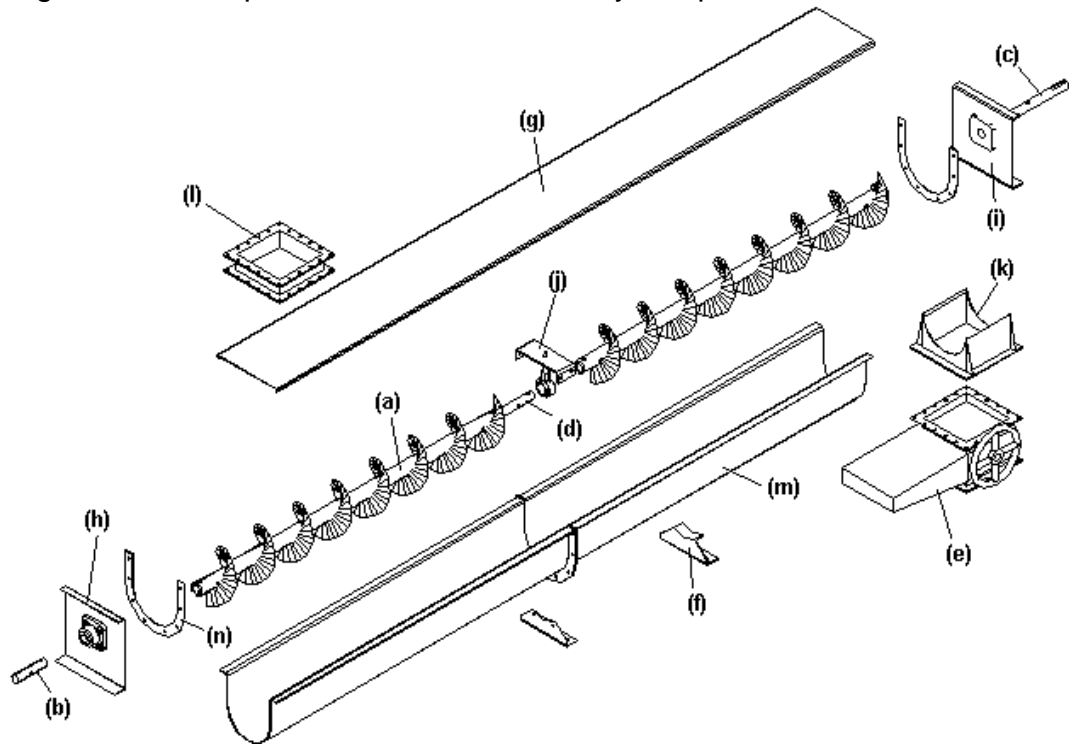
2.3.1.1 Transportador de tornillo sin-fin. Es uno de los aparatos más antiguos para transportar materiales que conoce la humanidad y se utiliza ampliamente en la industria alimenticia, para mover materiales y homogenizarlos dentro del canal, por medio de la cizalladura que genera el movimiento del tornillo sin-fin adentro de la cavidad, algunas de las ventajas de utilizar este sistema son: sus bajos costos de procesamiento, su fácil mantenimiento, su eficiente uso de la energía y su eficiente movimiento continuo de materiales⁷.

El transportador de tornillos sin-fin generalmente cuenta con los siguientes componentes:

- | | |
|-------------------------------------|--|
| a. Tornillo Sin-fin | i. Tapa de extremo lado motriz |
| b. Eje terminal | j. Soporte colgante |
| c. Eje motriz | k. Chute de salida, (Agujero de salida). |
| d. Eje conector | l. Chute de entrada, (Agujero de entrada). |
| e. Compuerta de descarga | m. Canal |
| f. Soporte de artesa | n. Brida |
| g. Cubierta | |
| h. Tapa de extremo opuesto al motor | |

⁷ BASTIDAS, Jose, y VILLAMARÍN Pablo. Plan de mantenimiento basado en confiabilidad de la planta extrusora 'Moderna Alimentos SA'. Trabajo de grado de ingeniero mecánico. Quito, Escuela Tecnológica Nacional. 2010. 36 p.

Figura 15. Transportador de tornillo sin-fin y sus partes

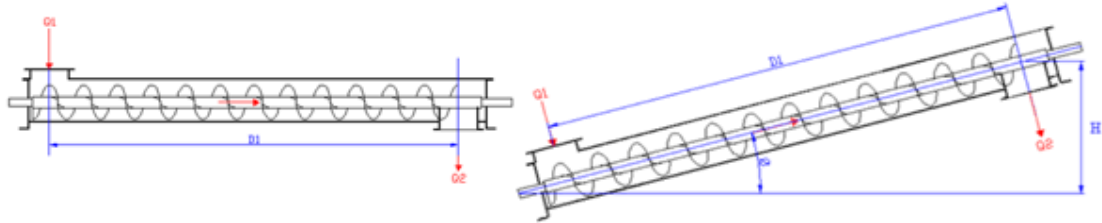


Fuente: PINO, Eduardo. Software para diseño de transportadores de tornillo sin-fin. Ecuador, Guayaquil, Escuela Superior Politécnico del Litoral, 2005. 3 p.

Los transportadores de tornillo sin-fin se usan para mover diferentes tipos de materiales como lo son: granos medianos o pequeños, en estado húmedo o pastoso, polvos, pellets e incluso algunos líquidos, transportados por medio de la hélice del tornillo que gira sobre su propio eje debido a la transmisión de potencia de un motor eléctrico o mecánico, con ayuda de una cadena, banda o motoreductor⁸. Este tipo de transportadores puede tener más de un punto de alimentación y de descarga, además se les puede variar el paso en la hélice, la forma de la hélice (estas dos características se explican con más extensión en la sección 3.1.1.3) y la posición de operación del tornillo puede ser horizontal o inclinado, según la aplicación que se requiera trabajar.

⁸ PINO, Eduardo. Software para diseño de transportadores de tornillo sin-fin. Ecuador, Guayaquil, Escuela Superior Politécnico del Litoral, 2005. 5 p.

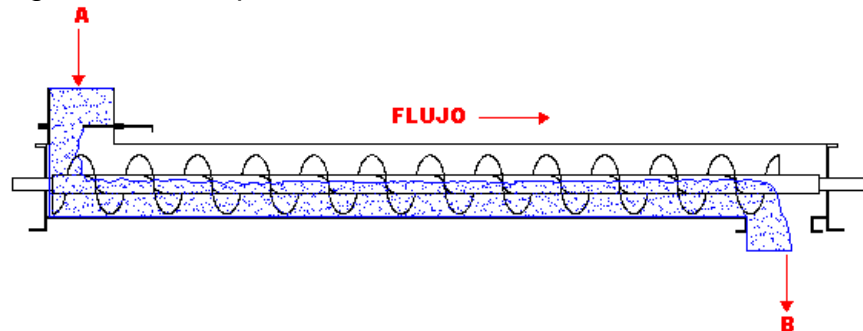
Figura 16. Transportador de tornillo sin-fin en horizontal o inclinado



Fuente: PINO, Eduardo. Software para diseño de transportadores de tornillo sin-fin. Ecuador, Guayaquil, Escuela Superior Politécnico del Litoral, 2005. 16 p.

Para los tornillos sin-fin con solo una entrada y una salida, el proceso comienza cuando en el punto A (según la figura 17), se suministra el material a trabajar, este cae al canal donde está ubicado el tornillo sin-fin, el cual está girando, lo que hace que el material se vaya trasladando por su interior mediante la hélice del tornillo para llegar al punto B o punto de salida.

Figura 17. Transporte de material a través de un tornillo sin-fin

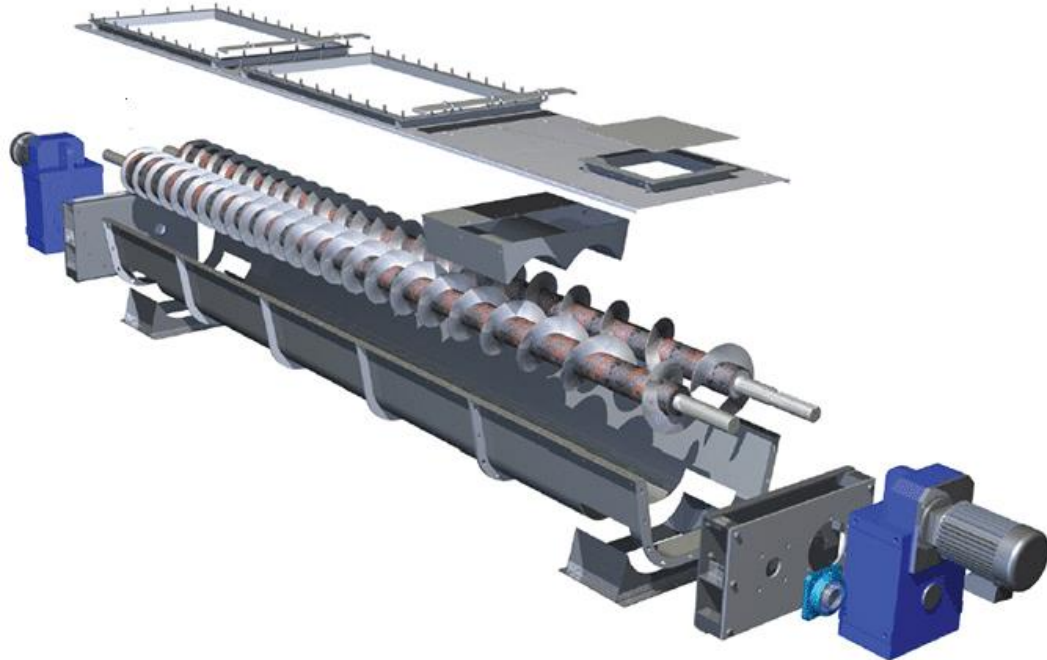


Fuente: PINO, Eduardo. Software para diseño de transportadores de tornillo sin-fin. Ecuador, Guayaquil, Escuela Superior Politécnico del Litoral, 2005. 4 p.

2.3.1.2 Transportador de tornillo sin-fin de dos canales. La diferencia de este sistema es que al contar con dos tornillos, las cantidades de material a transportar son más grandes, también su capacidad de mezcla es mayor y da una consistencia más homogénea en el acabado del producto procesado, esto ayuda a obtener un mayor control de la calidad de los productos e incrementar la producción al proporcionar un procesamiento continuo.

Los dos tornillos giran dentro de un canal modular con sección "w" y cada uno equipado con su propia motorización, que puede trabajar de forma independiente o sincronizada según la aplicación.

Figura 18. Doble transportador de tornillo sin-fin



Fuente: KWS ENGINEERED EQUIPMENT [En línea]. Screw conveyor capacity. [Consultado 7 julio 2020]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/engineering-guides/screw-conveyor/types-of-screw-feeders/>

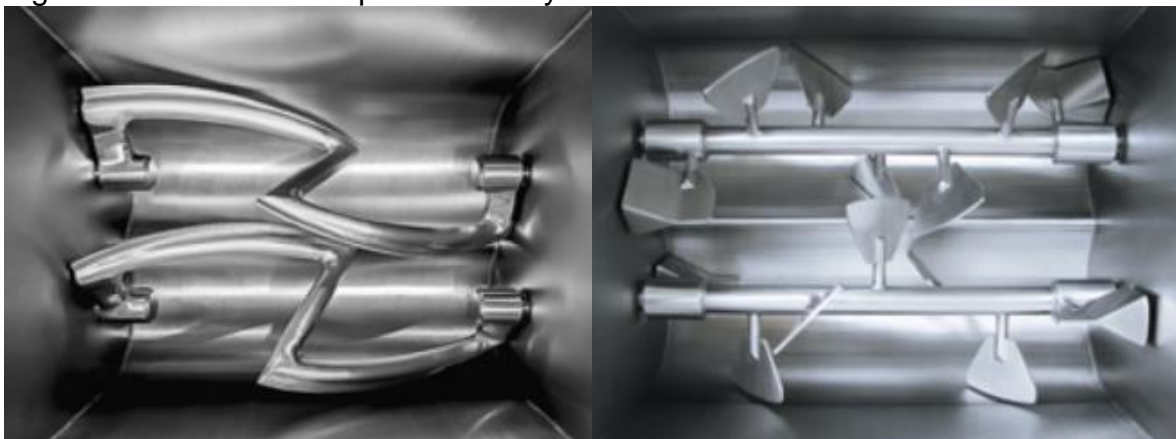
Esta máquina representa un mayor costo de adquisición para la empresa y se suele usar para aplicaciones que requieran manejar grandes cantidades a transportar, también estos dobles tornillos sin-fin cuentan con una amplia entrada para que el flujo de material con el que van a trabajar no se entrelace entre sí y no se generen posibles obstrucciones.

2.3.1.3 Mezclador de palas. Este sistema consta de ejes con paletas que pueden estar ubicados de forma horizontal o vertical dentro de una cavidad (recipiente) que se utiliza para mezclar productos de texturas pastosas o grumosas; su accionamiento consiste en el movimiento que generan las paletas, las cuales van empujando alrededor del recipiente la masa en trayectorias circulares hasta desintegrar los grumos de la materia prima y obtener una masa uniforme⁹.

⁹ QUIMINET. ¿Por qué seleccionar una mezcladora de paletas? [En línea]. [Consultado el 6 de octubre del 2020], disponible en: www.quiminet.com/articulos/por-que-seleccionar-una-mezcladora-de-paletas-47434.htm

Existen dos tipos de mezcladoras de palas, que son las palas en forma T y en forma de Z. Los mezcladores con paletas de T son utilizados para un mezclado de ajuste al transmitir menor energía a la masa a diferencia de los mezcladores con paletas de Z que transmiten la energía a la masa de forma más agresiva y veloz. Adicionalmente, los mezcladores de palas se seleccionan en función de su capacidad, para trabajos de 300 litros o menos se emplean mezcladoras de un solo eje con paletas en forma de T, mientras que para capacidades mayores a esta se utilizan dos ejes en los cuales se pueden usar ambos tipos de forma de paleta¹⁰.

Figura 19. Mezclador de paletas en Z y en T



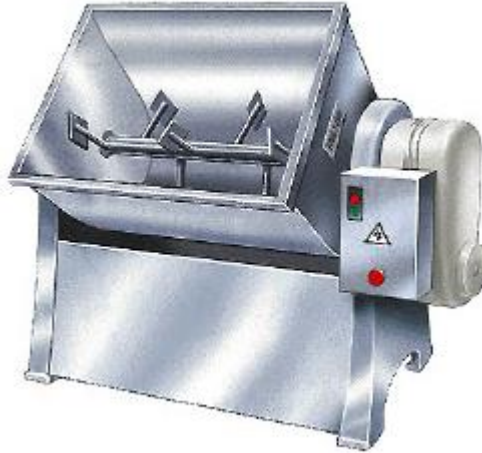
Fuente: LASKA. Mezcladoras industriales. Catalogo. [En línea]. [Consultado 9 abril 2020]. Disponible en: www.laska.at/fileadmin/laska/2_produkte/brochures/SP/LASKA_Mischmaschinen_Mezcladoras.pdf

Los mezcladores de paletas en T de un eje mezclan una amplia variedad de materiales como: sólidos a granel, polvo, pellets, entre otros, también requieren de una menor longitud con respecto al diámetro del equipo para realizar un mezclado homogéneo, pero esto en cantidades pequeñas; estos mezcladores están compuestos por un recipiente donde está el eje con paletas, movido por una transmisión de potencia. El ingreso del producto en el equipo se da de manera manual y para su salida, se frena el eje con paletas y se gira el recipiente del mezclador para que el producto salga con más facilidad; Es importante aclarar que, la limpieza de este equipo es fundamental, dado que algunos de los materiales

¹⁰ QUIMINET. Beneficios y usos de la mezcladora. [En línea]. [Consultado el 6 de octubre de 2020]. Disponible en: <https://www.quiminet.com/articulos/beneficios-y-usos-de-la-mezcladora-4273107.htm>

trabajados dentro de él tienen humedad y se podría generar el crecimiento de moho o bacterias¹¹.

Figura 20. Mezclador de paletas en T



Fuente: ALL.BIZ. Amasadora y mezcladora M/60Kg. [En línea]. [Consultado 13 octubre 2020]. Disponible en: <https://all.biz/ar-es/amasadora-y-mezcladora-m60-kg-g34929>

2.3.2 Alternativas del sistema de laminado. El laminado es un proceso de deformación y conformación volumétrica en el que se reduce el espesor inicial del material de trabajo mediante fuerzas de compresión aplicada a través de un juego de rodillos.

El material sufre reducciones sucesivas en un tren de laminado continuo, como resultado de pasar a través de los cilindros de laminación, donde se forma el producto requerido de acuerdo a un diseño específico.

Las laminadoras son máquinas diseñadas para laminar masa a diferentes grosores, sustituyendo el trabajo manual a rodillo por un sistema mecanizado. Las laminadoras están compuestas por:

- 🐾 Mesas con telas movibles lateralmente y accionadas por mandos o pedales eléctricos.

¹¹ METALTECO. Mezcladoras: cinta y paletas. ventajas y desventajas. [En línea]. [Consultado 13 octubre 2020]. Disponible en: <https://metalteco.com/mezcladoras-cintas-paletas-ventajas-desventajas>

- 🐾 Rodillos de laminado que regulan el grosor pretendido.

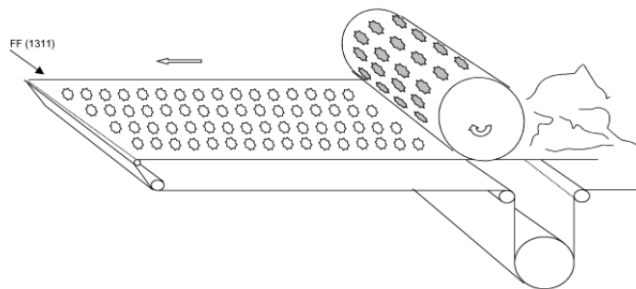
Las alternativas presentadas para el sistema de laminado de masa según las máquinas caracterizadas, varían según la cantidad de pares de rodillos calibradores con los que cuenta la máquina, estos normalmente van desde una fase de rodillos laminadores hasta tres fases de estos rodillos, para obtener la lámina de masa a trabajar.

Estas fases pueden estar compuestas de dos rodillos por donde pasa la masa, o por un rodillo y una mesa donde pasa la masa, con el fin de distribuir y dar un espesor homogéneo al producto.

2.3.3 Alternativas del sistema de moldeado. Para este sistema se contemplan dos opciones de sistemas.

2.3.3.1 Rototroquelado. Este sistema es el más utilizado actualmente en la industria alimenticia para la fabricación de un amplio tipo de galletas. El rototroquelado consiste en presionar la lámina de masa por medio de un rodillo giratorio, el cual tiene los moldes de las formas de las galletas y cortar la masa; el rodillo se reemplaza si se necesita elaborar otra forma diferente de producto; este método de elaboración tiene como ventaja la continuidad del proceso hasta la obtención de la masa cortada, pero esta técnica no se recomienda para masas pegajosas ya que son difíciles de extraer de los moldes en el rodillo troquelador en movimiento.

Figura 21. Cilindro de roto moldeo



Fuente: ESBELT. Proceso de producción de una fábrica de galletas. Catálogo. [En línea]. [Consultado 23 octubre 2019]. Disponible en: <http://www.cadenasyequiposind.com/esbelt/produccion-de-galletas.pdf>

Por medio de una transmisión de potencia se hace girar al rototroquelado, para que cuando la masa pase por medio de una mesa y el rodillo, se genere el corte de la masa y se obtenga la galleta, pero este sistema genera masa sobrante, la cual se vuelve a utilizar para producir más galletas después de generar nuevamente las condiciones para elaborar la galleta con esta masa.

Figura 22. Masa sobrante después del proceso de rototroquelado



Fuente: OCRAM. [Sitio web]. [Consultado el 13 de octubre 2020].
Disponible en: https://www.youtube.com/watch?v=Skk0ums_F_s

El rodillo de rototroquelado puede tener los moldes grabados de las piezas que va a moldear o también puede ser un rodillo liso el cual se reviste con una banda que tiene los cortes de los moldes, generalmente estas bandas de moldes están fabricadas de plásticos asépticos y son una alternativa más económica que los rodillos grabados de acero inoxidable para este sistema.

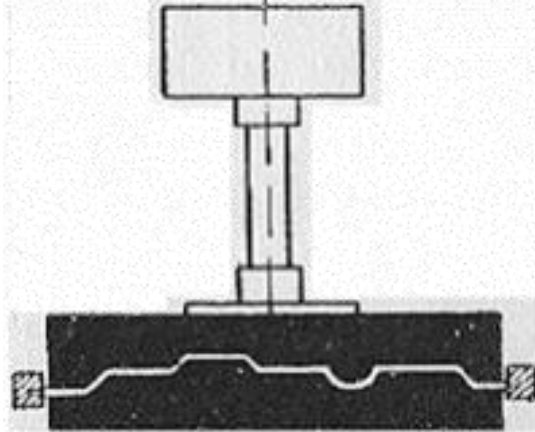
Figura 23. Molde de hueso en el rodillo rototroquelador



Fuente: DARIN. Línea de procesamiento de galletas para mascotas. [Sitio web]. [Consultado 13 octubre 2020].
Disponible en: <http://www.darin.cn/?page-ForPetFood-22.html>

2.3.3.2 Moldeo por estampado. Este tipo de troquelado está compuesto por una placa con los moldes grabados, que es impulsada hacia abajo por un cilindro neumático que genera presión para que se produzca el corte de las galletas; una vez obtenido el producto el cilindro levanta la placa y la lleva a su posición inicial, el proceso tiende a ser más largo, debido a que se precisa un tiempo para que la placa genere el corte en la masa lo que conlleva a tener un momento de reposo en el proceso.

Figura 24. Moldeo por pistón



Fuente: TERMOFORMADO, Tecnología de los plásticos. [En línea]. [Consultado 6 abril 2020]. Disponible en: <https://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2011/05/termoformado.html>

Este proceso genera mucho esfuerzo en la estructura de la máquina por el constante golpe entre la placa moldeadora y la línea de producción donde van las galletas, además de tener un costo más elevado y necesitar de más mantenimientos en sus componentes. Al igual que en el sistema de rototroquelado, este proceso de moldeo también genera masa sobrante, que se vuelve a reutilizar.

2.3.4 Alternativas del sistema de re-alimentación. Este sistema es necesario dado que las opciones del sistema de moldeo generan masa sobrante en el proceso de corte de la galleta, debido a esto se plantean las opciones de re-alimentación manual, recolectando la masa sobrante para su posterior reutilización en la máquina y la otra alternativa, sería el uso de bandas transportadoras para que lleven la masa de nuevo al sistema de laminado y hacer nuevamente el ciclo.

2.3.4.1 Re-utilización manual. Después de pasar por el sistema de modelado, toda masa sigue por la banda principal; donde un operario va desmoldando las galletas para separar la masa moldeada, de la no cortada o sobrante. Esta masa va cayendo en un recipiente, donde se recolectará toda la masa sobrante del proceso, para luego con ayuda del operario trasladar este recipiente nuevamente hacia el sistema de laminado para reutilizar esta masa en la elaboración de galletas.

2.3.4.2 Re-utilización por medio de bandas transportadoras. Estas bandas están ubicadas después del sistema de moldeo para recuperar la masa que no fue troquelada y enviarla nuevamente al sistema de laminado, con el fin de usarla de nuevo.

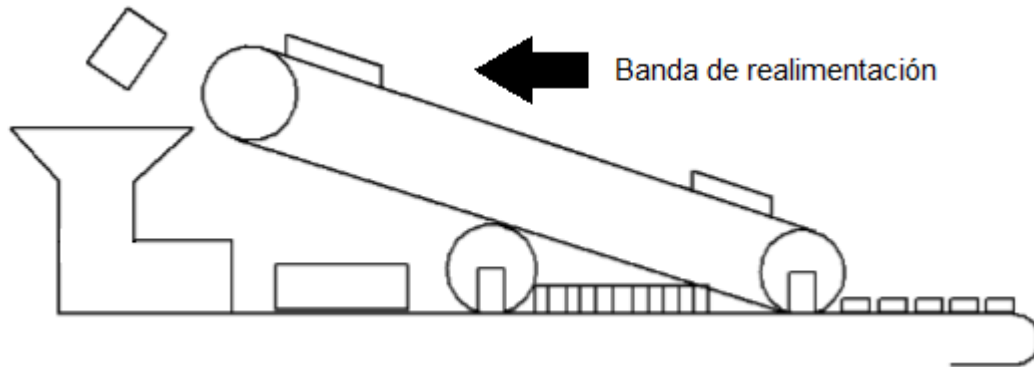
Figura 25. Imágenes de sistemas de bandas



Fuente: DARIN. Línea de procesamiento de galletas para mascotas. [En línea]. [Consultado 31 marzo 2020]. Disponible en: <http://www.darin.cn/?page-ForPetFood-22.html>

La disposición de este sistema de bandas varía según el espacio con el que cuentan las empresas porque es importante maximizar el correcto uso de la materia prima y optimizar su proceso de recolección.

Figura 26. Banda de re-alimentación



Fuente: elaboración propia

2.4 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Un ítem importante para tener en cuenta en la mejora de la producción y reducción de los tiempos en la empresa Cookie Pets & Co., es su producción a baja escala y el manejo de únicamente un operario. Esto demuestra que corresponde a una empresa pequeña que desea optimizar sus recursos.

Para ofrecer una mejora significativa en la producción de la empresa Cookie Pets & Co., se evaluarán alternativas de cada sistema en el diseño de la máquina de galletas a través del método de Scoring, que consiste en la ponderación de valores asignados a criterios evaluativos para elegir las alternativas que mejor cumplan con los parámetros y requerimientos propuestos en el capítulo 1 en el numeral 1.6. Este modelo de ponderación se obtiene de la ecuación 1.

Ecuación 1. Score para la alternativa

$$S_j = \sum w_i * r_{ij}$$

Donde;

r_{ij} = Es la valoración de la Alternativa j en función del criterio i.

w_i = Es la ponderación para cada criterio i.

S_j = Es la puntuación para la alternativa j.

La ponderación de los criterios (w_i), se evalúan usando una escala de 1 a 5, el cual califica el grado de importancia que tiene cada uno de los criterios formulados; la escala está asignada de la siguiente manera:

1 = Muy poco importante.


2 = Poco importante.


3 = Importancia media.


4 = Algo importante.


5 = Muy importante.


A continuación, se plantean los criterios a tener en cuenta en la evaluación de cada uno de los sistemas que van a componer la máquina de galletas para perros, estos son:


 **Control:** El propósito es lograr que el producto terminado sea homogéneo (galletas de igual peso, tamaño y forma), para lo cual la máquina debe ser de fácil manejo por parte del operario quien con instrucciones sencillas podrá manejar la alternativa seleccionada.

 **Costo:** La alternativa mejor evaluada será la más económica, pero además deberá mantener la buena calidad de los materiales utilizados, sin afectar la capacidad y funcionamiento de la producción.

 **Dimensiones:** En el numeral 1.6 se hace descripción del área de trabajo donde se ubicará la máquina para galletas; las alternativas seleccionadas deberán ser apropiadas para instalarse en ese espacio y permitir al trabajador realizar sus actividades de operación y mantenimiento.

 **Funcionalidad:** La alternativa con más valor será la más práctica, versátil y que logre el estándar de producción propuesto de 50 Kg/h con una producción limpia y de simple manejo para el operario.

 **Mantenimiento:** Existirán instrucciones claras y accesibles de la máquina para que el operario pueda llegar a las piezas que deba ajustar y limpiar, lo que garantiza su fácil mantenimiento.

 **Montaje:** La alternativa escogida para la empresa debe acoplarse a las instalaciones eléctricas, tener instrucciones precisas de montaje para la

comprensión de cualquier persona y contar con espacios para que el operario realice sus actividades con seguridad.

🐾 Seguridad: La alternativa seleccionada debe contar con las normas de seguridad establecidas, para evitar accidentes tanto para el operario como para la planta física de la empresa.

🐾 Tiempo: Se seleccionará la alternativa que permita aumentar la producción, disminuir los tiempos del proceso y minimizar los tiempos muertos.

🐾 Vida: Hace referencia a la durabilidad y tiempo de vida útil de la alternativa seleccionada.

El valor que se le dan a cada uno de los anteriores criterios son los siguientes:

Tabla 1. Nivel de relevancia

Criterios	Valor
Control	4
Costo	5
Dimensiones	3
Funcionalidad	5
Mantenimiento	4
Montaje	3
Seguridad	3
Tiempo	4
Vida	3

Fuente: elaboración propia

Con los criterios ya definidos, se pasa a la valoración de convencimiento (r_{ij}) evaluando cada criterio de selección con una escala de 1 a 7, donde 1 es el menor valor de convencimiento y 7 el máximo, el cual medirá el nivel de satisfacción de cada uno de los criterios definidos con respecto a las alternativas de solución; esta escala está asignada de la siguiente forma:

1 = Muy bajo.

2 = Bajo.

3 = Poco bajo.

4 = Medio.

5 = Poco alto.

6 = Alto.

7 = Muy alto.

Una vez obtenido w_i y r_{ij} para cada una de las alternativas de los diferentes sistemas se ponderan los resultados obteniendo la puntuación (s_j), lo que permite seleccionar la alternativa con mayor calificación. Ahora que se conoce el método en uso se comenzará a evaluar las alternativas de cada sistema.

2.4.1 Evaluación de los sistemas de dosificación. Se plantearon los criterios para seleccionar un sistema de dosificación adecuado para el proceso a emplear en el diseño de la máquina de la empresa Cookie Pet & Co.

Tabla 2. Nivel de convencimiento de los sistemas de dosificación

Criterios	Tornillo sin-fin	Doble tornillo sin-fin	Mezclador de palas T
Control	5	7	6
Costo	7	4	5
Dimensiones	6	5	5
Funcionalidad	6	7	5
Mantenimiento	7	7	5
Montaje	6	6	5
Seguridad	5	5	6
Tiempo	6	6	6
Vida	5	5	4

Fuente: elaboración propia

Después se calcula la puntuación de cada alternativa; la opción con mejor valoración será seleccionada para desarrollar su diseño detallado, para esto se tiene en cuenta el valor dado a cada criterio en la tabla 1 (Nivel de relevancia) y los valores dados a cada alternativa en la tabla 2 (Nivel de satisfacción de los sistemas de dosificación), estos se multiplican para luego obtener la puntuación de las alternativas.

Tabla 3. Matriz de evaluación de los sistemas de dosificación

Criterios	Tornillo sin-fin	Doble tornillo sin-fin	Mezclador de palas T
Control	20	28	24
Costo	35	20	25
Dimensiones	18	15	15

Tabla 3. (Continuación)

Criterios	Tornillo sin-fin	Doble tornillo sin-fin	Mezclador de palas T
Funcionalidad	30	35	25
Mantenimiento	28	28	20
Montaje	18	18	15
Seguridad	15	15	18
Tiempo	24	24	24
Vida	15	15	12
Total	203	198	183

Fuente: elaboración propia

Se selecciona la extrusora de un solo tornillo sin-fin para la dosificación de la masa de galletas, porque al evaluar todos los ítems se observa que en los criterios de funcionalidad y costos se ajusta a lo que requiere la empresa. En funcionalidad encontramos que el sistema de operación de la extrusora es versátil y su tornillo permite amasar y dosificar la masa para atender el volumen de producción de la empresa y en cuanto a los costos es la alternativa más económica.

2.4.2 Evaluación de los sistemas de laminado. Se evalúan las alternativas de los sistemas de laminado para el diseño de la máquina de galletas para perros, siguiendo los criterios ya enunciados.

Tabla 4. Nivel de convencimiento de los sistemas de laminado

Criterios	Un fase de rodillos	Dos fases de rodillos	Tres fases de rodillos
Control	6	6	6
Costo	7	6	5
Dimensiones	6	5	4
Funcionalidad	2	6	5
Tiempo	3	6	5

Fuente: elaboración propia

Se asignó las puntuaciones a las alternativas de laminado para escoger la alternativa a diseñar.

Tabla 5. Matriz de evaluación de los sistemas de laminado

Criterios	Un fase de rodillos	Dos fases de rodillos	Tres fases de rodillos
Control	24	24	24
Costo	35	30	25
Dimensiones	18	15	12
Funcionalidad	10	30	25
Tiempo	12	24	20
Total	99	123	106

Fuente: elaboración propia

Para este sistema se obtiene que la mejor alternativa para laminar la masa es utilizar dos fases de rodillos calibradores, porque se ajusta al espacio disponible para la máquina y se acomoda al nivel de producción que la empresa quiere alcanzar y continúa con el criterio de mantener costos bajos.

2.4.3 Evaluación de los sistemas de moldeado. Siguiendo con la metodología, se evaluará el nivel de satisfacción de las alternativas del sistema de moldeado para el diseño de la máquina.

Tabla 6. Nivel de convencimiento de los sistemas de moldeado

Criterios	Rototroquelado	Moldeo por estampado
Control	7	5
Costo	6	6
Dimensiones	6	4
Funcionalidad	6	4
Mantenimiento	7	6
Montaje	7	3
Seguridad	6	5
Tiempo	6	3
Vida	6	3

Fuente: elaboración propia

En la tabla 7 se procede a realizar la matriz de evaluación de las 2 alternativas para el sistema de moldeo para galletas.

Tabla 7. Matriz de evaluación de los sistemas de moldeo

Parámetros	Rototroquelado	Moldeo por estampado
Control	28	20
Costo	30	30
Dimensiones	18	12
Funcionalidad	30	20
Mantenimiento	28	24
Montaje	28	12
Seguridad	18	15
Tiempo	24	12
Vida	18	9
Total	215	151

Fuente: elaboración propia

Para esta alternativa todos los factores evaluados favorecen el rototroquelado porque le proporcionarán a la empresa un manejo y control sencillo de operación y su costo es accesible; estos fueron los factores más preponderantes para esta elección. Además, se ajusta a los espacios físicos de la empresa y permite un fácil mantenimiento.

2.4.4 Evaluación de los sistemas de re-alimentación. Finalmente se evalúan las alternativas de re-alimentación para la máquina a diseñar con los criterios ya definidos.

Tabla 8. Nivel de convencimiento de los sistemas de re-alimentación

Parámetros	Re-alimentación manual	Re-alimentación por bandas
Control	4	5
Costo	3	5
Funcionalidad	5	6
Tiempo	4	6
Vida	4	6

Fuente: elaboración propia

Por último, se da la puntuación de las alternativas de re-alimentación en la tabla 9 siguiendo la metodología Scoring.

Tabla 9. Matriz de evaluación de los sistemas de re-alimentación

Parámetros	Re-alimentación manual	Re-alimentación por bandas
Control	16	20
Costo	15	25
Funcionalidad	25	30
Tiempo	16	24
Vida	12	18
Total	84	117

Fuente: elaboración propia

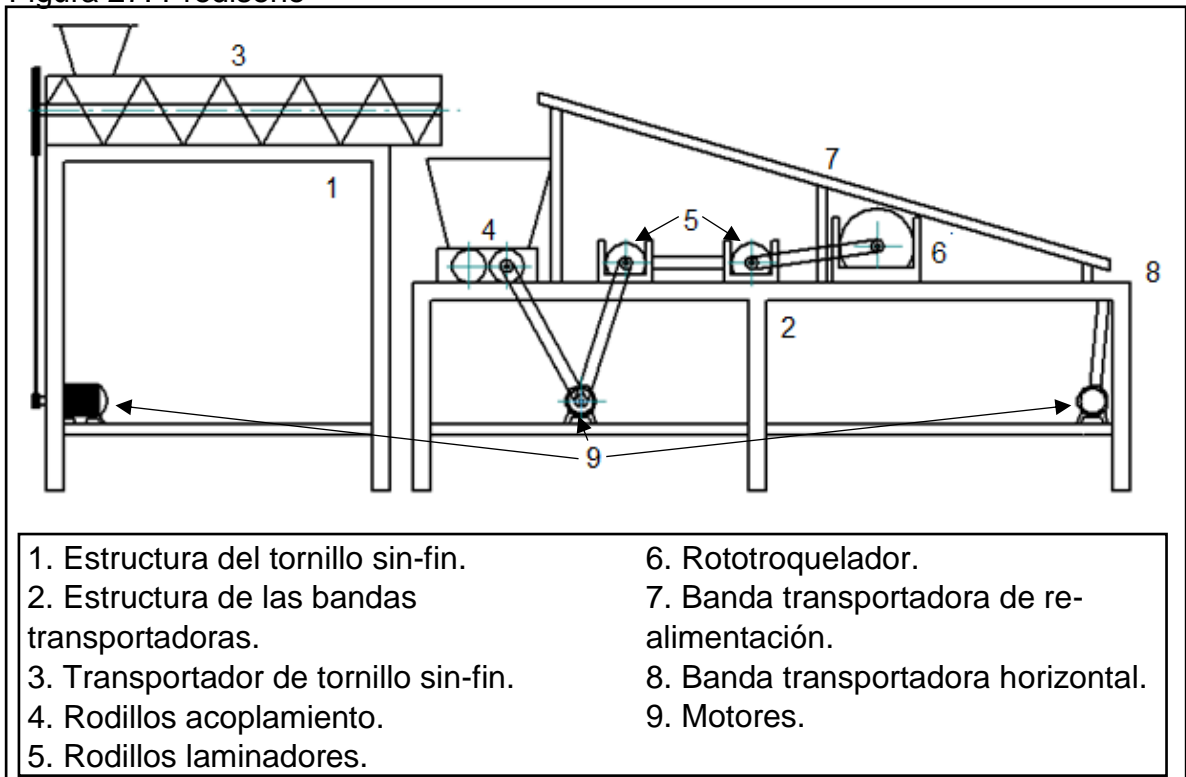
En este sistema se utilizará una re-alimentación por bandas que llevará la masa sobrante al inicio del sistema de laminado, proporcionando mayor agilidad e higiene en el proceso, menor tiempo muerto, ofreciendo a la empresa una alternativa de modernización en su línea de producción.

2.5 MODO FUNCIONAL

Una vez, se tiene claridad sobre las alternativas que se van a utilizar, se procede a establecer un prediseño para la máquina; esta va a contar con un transportador de tornillo sin-fin, el cual va a tener su propia estructura y un sistema de potencia para dar movimiento a la hélice del tornillo. Seguidamente al transportador va a estar la estructura de las bandas donde se ubicarán: la banda principal, la banda de re-alimentación, los rodillos de acoplamiento, la tolva de carga y almacenamiento, las dos fases de laminado, el rototroquelador y los dos sistemas de transmisión de potencia; uno para las bandas y el otro para los rodillos y el rototroquelador. Los materiales usados para cada una de las alternativas seleccionadas serán adecuados para el manejo de productos alimenticios.

La disposición general del prediseño de la máquina a diseñar se observa a continuación:

Figura 27. Prediseño



Fuente: elaboración propia

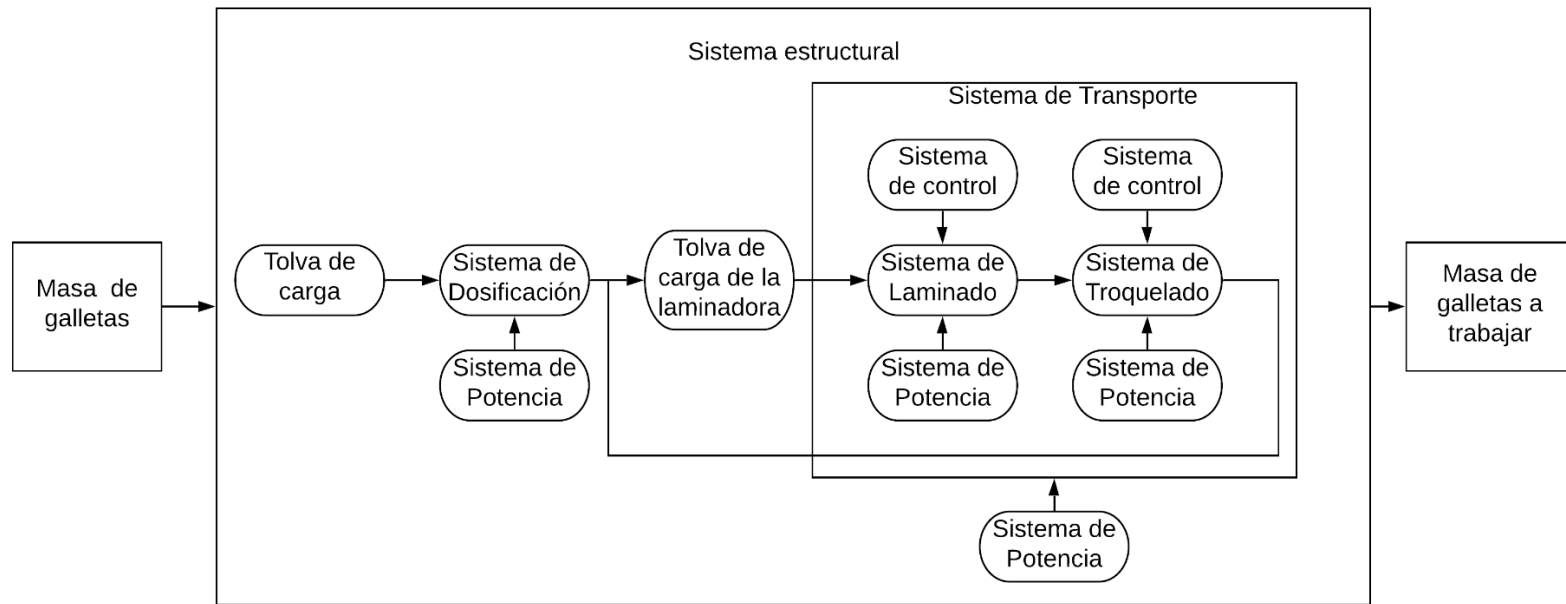
La empresa Cookie Pets & Co., realizará el proceso de mezcla de sus materias primas; una vez obtenida la masa en este proceso se trasladará a la máquina a diseñar para iniciar con el sistema de dosificación, que tendrá una capacidad de trabajo de 50 Kg/h para masa de galletas. Esta masa entrará por una tolva de carga al transportador de tornillo sin-fin, que será impulsado por un motor y un mecanismo de polea-correa para que se mueva y permita el dosificado, amasado y transporte de la masa hasta llegar a la placa de salida, donde la masa saldrá por un orificio y caerá a una tolva de cuña. El propósito de este sistema es obtener una masa sin grumos, más compacta y homogénea por medio del esfuerzo de cizallamiento que genera el tornillo sin-fin.

La masa ingresará por una tolva de carga y almacenamiento en forma de cuña del sistema de laminado, por donde ingresara también la masa sobrante que llegará por bandas transportadoras para que caigan a un par de rodillos de incorporación ubicados bajo la tolva; posteriormente la masa incorporada será trasportada por una banda y pasará por dos pares de rodillos calibradores con el fin de obtener una hoja de masa de 3 mm de espesor y un ancho de 400 mm, que seguirá por la banda

hasta llegar al rototroquelado donde se producirá el corte de la masa con los moldes grabados en el rodillos. Estos procesos tendrán sistemas independientes de potencia para darles movimientos a las bandas, a los rodillos y al rototroquelador.

Para el rototroquelado será necesario intercambiar la banda con los moldes de manera manual debido a las tres figuras de las galletas que produce la empresa Cookie Pets & Co., las galletas ya formadas seguirán por la misma línea de producción hasta caer a una bandeja de panadería para después ser horneadas; mientras que la masa sobrante del recorte de las galletas se transportará por bandas a la tolva de carga del sistema de laminado donde volverán a realizar el ciclo de producción.

Diagrama 2. Modo funcional de la máquina de galletas para perros



Fuente: elaboración propia

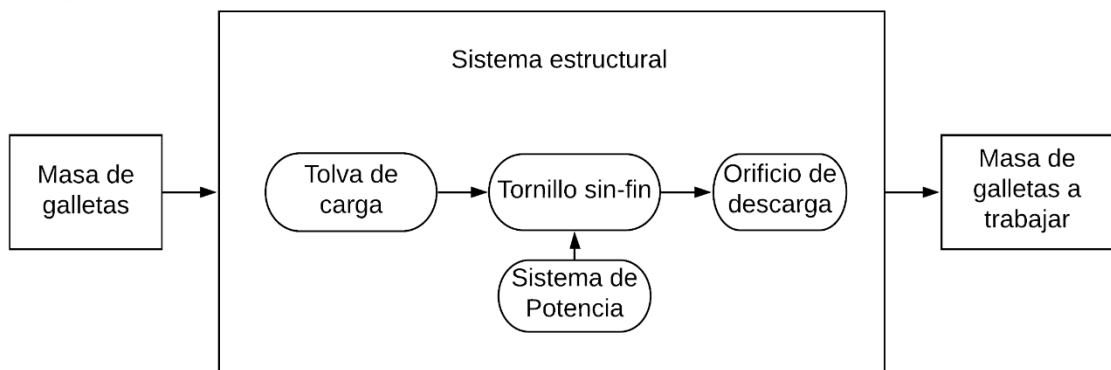
3. DISEÑO DETALLADO

En este objetivo se presentarán los cálculos realizados para el diseño de los sistemas que conforman la máquina de elaboración de galletas para perros y de los cuales se realizan los respectivos planos anexos.

3.1 SISTEMA DE DOSIFICACIÓN

El sistema de dosificación cuenta con una tolva cónica de carga, donde entra la masa y un transportador de tornillo sin-fin, que es impulsado por su propio sistema de potencia, como se observa en el diagrama 3. Su función es realizar la dosificación, amasado y transporte para proporcionar una masa más blanda, y seguir con el proceso de laminado.

Diagrama 3. Sistema de dosificación



Fuente: elaboración propia

3.1.1 Transportador de tornillo sin-fin. Para realizar el diseño del tornillo sin-fin de alimentación se empleó la metodología de la norma CEMA Screw Conveyors en la que se establece un procedimiento de diseño para determinar las dimensiones y potencia del tornillo transportador teniendo en cuenta el material que se va a transportar. A continuación, se muestra este proceso.

3.1.1.1 Factores conocidos del material a transportar. Según la norma de CEMA (Asociación de Fabricantes de Equipos de Transporte), según sus siglas en inglés, se tiene que establecer unos factores iniciales para comenzar los cálculos de diseño del tronillo sin-fin, esto parámetros son:

- 🐾 Tipo de material a transportar: Masa de galletas para perros, con humedad promedio de 25 a 30%, con una densidad promedio de 1254,6Kg/m³ (78,32lb/ft³). También se halla el ángulo de fricción de manera experimental; en la tabla 10 se registran los ángulos más representativos de la prueba, se va a trabajar con el ángulo máximo.

Tabla 10. Ángulo de inclinado de la masa de galletas

	Ángulo	Coefficiente de fricción estática
Ángulo mínimo	62,2°	1,9
Ángulo máximo	69,7°	2,7
Ángulo promedio	64,8°	2,1

Fuente: elaboración propia

- 🐾 Capacidad de producción. Es la capacidad que se quiere trabajar, en este caso es de 50 kilogramos por hora, pero es necesario tenerla en unidades de Libras por hora.

$$50 \frac{Kg}{h} = \frac{2,2046 lb}{1Kg} = 110,23 \frac{lb}{h}$$

- 🐾 Distancia del material a transportar. Se va a transportar una distancia de 1,22 metros, equivalentes a 4 pies.

Además de esto, se busca información en la empresa KWS Design Engineering Manufacturing en la sección de Screw conveyor bulk material table; en esta tabla de materiales a granel se hallan algunos datos extras del material a trabajar como que: el material no es abrasivo ni corrosivo, pero si, que fluye lentamente. En el ANEXO A se incluye una parte de esta tabla de materiales a granel donde está el material a transportar.

3.1.1.2 Clasificar el material a transportar. Para esto la CEMA establece cuatros diferentes clases de materiales, teniendo en cuenta las características de estos.

Cuadro 4. Clasificación de materiales

Clasificación	Características
Clase I	Materiales finos, ligeros, de flujo libre, no abrasivos; con un ángulo de reposo inferior a 30 °
Clase II	Materiales no abrasivos que fluyen menos libremente que los materiales de Clase I; con ángulo de reposo superior a 30 °
Clase III	Materiales de tamaño y fluidez similares a los de la Clase II, pero más abrasivos, que requieren velocidades de tornillo más lentas.
Clase IV	Materiales que son abrasivos y tienen poca fluidez.

Fuente: Elaboración propia; basado en FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION. CRC Press. 1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5.

De esta manera se concluye que las masas de galletas con las que trabaja la empresa Cookie Pets & Co., corresponden a la clase II, debido a que sus propiedades son similares a los materiales que se encuentran en este grupo. Pero también se advierte que la masa es un poco húmeda.

3.1.1.3 Determinar la capacidad de diseño. Para esto se calcula primero la capacidad requerida del tornillo sin-fin.

Ecuación 2. Capacidad requerida

$$Capacidad\ requerida = \frac{Capacidad\ de\ produccion}{Densidad\ de\ la\ masa} = \frac{110,23 \left(\frac{Lb}{h}\right)}{78,32 \left(\frac{Lb}{ft^3}\right)} = 1,41 \frac{ft^3}{h}$$

Fuente: CEMA® SCREW CONVEYORS CATALOG 2002, Texas Division First Edition 2002.

Después de esto se procede a calcular la capacidad equivalente, la cual está dada por la siguiente ecuación;

Ecuación 3. Capacidad equivalente

$$Capacidad\ equivalente = Capacidad\ requerida \left(\frac{ft^3}{h} \right) * CF1 * CF2 * CF3$$

Fuente: CEMA® SCREW CONVEYORS CATALOG 2002, Texas Division First Edition 2002.

Donde CF1 es el factor de paso del transportador, CF2 es el factor de la capacidad de vuelo del transportador Y CF3 es el factor de capacidad de la paleta de mezcla del transportador, estos factores no tienen unidades y se seleccionan de las siguientes tablas;

Tabla 11. Factor del paso de transportador

Paso	Descripción	CF1
Estándar	Paso = diámetro	1,00
Corto	paso= 2/3 diámetro	1,50
Medio	paso= 1/2 diámetro	2,00
Largo	paso= 1 1/2 diámetro	0,67

Fuente: FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION.CRC Press.1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5.

En la tabla 11 se selecciona el factor CF1 con un valor de 1 y se prosigue a la tabla 12 donde se obtiene el factor CF2;

Tabla 12. Factor de la capacidad de la espiral del transportador

Tipo de espiral	Carga del transportador		
	15%	30%	45%
Espiral estándar	1,00	1,00	1,00
Espiral cortada	1,95	1,57	1,43
Espiral cortada y plegada	N.R.	3,75	2,54
Espiral de cinta	1,04	1,37	1,62

Fuente: FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION.CRC Press.1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5.

En la tabla 12 se utilizan dos ítems de entrada; la primera cosa a tener en cuenta es el tipo de espiral que va a tener el tornillo sin-fin, dado que hay cuatro formas de hélices usadas comúnmente en estos tornillos:

“La primera de ellas es la de espiral estándar, utilizada para transportar materiales horizontalmente cuando estos no requieren ninguna característica especial.

La espiral de corte por otro lado es usada cuando se necesita una acción de mezclado muy efectiva, a altas velocidades y también se puede usar para romper granos suaves.

El tercer tipo de espiral, la espiral de vuelo cortado y plegado, usada para aplicaciones que requieran agitación y aireación dentro del canal.

Por último la espiral de vuelo de cinta usado para manejar materiales viscosos y pegajosos, que también se puede usar para mezclar”¹².

De acuerdo a las anteriores especificaciones se selecciona la espiral de vuelo de cinta, que se ajusta a las necesidades de la empresa Cookie pets & Co.

¹² FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION.CRC Press.1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5.

Figura 28. Clases de espirales del tornillo sin-fin



Fuente: Elaboración propia; basado en: FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION. CRC Press. 1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5.

El segundo ítem es la carga a transportar y se obtiene utilizando la tabla 14, donde según la clase de material hay un grado de carga de contenido en el canal, para este caso el tornillo debe tener una carga de 30%, por lo cual CF2 tiene un valor de 1,37. Por último se selecciona el valor de factor CF3 con la tabla 13, con una valoración de 1, dado que no se requiere usar paletas en el diseño.

Tabla 13. Factor de capacidad de paletas de mezcla del transportador


No. De paletas por paso	Ninguno	1	2	3	4
CF3	1,00	1,08	1,16	1,24	1,32

Fuente: FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION. CRC Press. 1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5.

$$Capacidad\ equivalente = 1,41 \frac{ft^3}{h} * 1 * 1,37 * 1 = 1,93 \frac{ft^3}{h}$$

3.1.1.4 Determinar la velocidad y tamaño del tornillo sin-fin. Con la capacidad equivalente conocida se va a la tabla 14 para conocer el diámetro que el tornillo va a tener y con este realizar los cálculos de velocidad y posteriormente calcular la potencia. En primera instancia se había seleccionado el tornillo sin-fin de diámetro de 4 in, realizando cálculos de velocidad y potencia, pero al hacer la selección de los componentes para este tornillo, se observa que no se diseñan tornillos de espiral de cinta de este tamaño, por este motivo se corrige el diámetro y se utiliza el de 6 in con el que se procede nuevamente a calcular la velocidad de operación de tornillo sin-fin, utilizando la ecuación 4.

Tabla 14. Tamaños y capacidades del transportador de tornillo

Clase de material	Carga sugerida para el canal	Diámetro de tornillo	RPM Máximas	Capacidad equivalente	
				A RPM Max.	A 1 RPM
Clase II	 30%	4	139	57	0,4
		6	120	180	1,5
		9	100	545	5,45
		12	90	1160	12,9
		14	85	1770	20,8
		16	80	2500	31,2
		18	75	3380	45
		20	70	4370	62,5
		24	65	7100	109

Fuente: KWS ENGINEERED EQUIPMENT [En línea]. Screw conveyer capacity. [Consultado 5 mayo 2020]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/engineering-guides/screw-conveyor/screw-conveyor-capacity/>

Ecuación 4. Velocidad de operación del tornillo sin-fin

$$N = \frac{\text{Capacidad requerida}}{\text{Capacidad equivalente a 1 RPM}} = \frac{1,93 \left(\frac{ft^3}{h}\right)}{1,5 \left(\frac{ft^3}{h}\right)} = 1,29 \text{ RPM}$$

Fuente: CEMA® SCREW CONVEYORS CATALOG 2002, Texas Division First Edition 2002.

Se obtienen 1,29 RPM, como esta velocidad de operación es baja se procede a corregirla, optando por usar una velocidad de trabajo de 10 RPM.

3.1.1.5 Determinar la potencia. La potencia requerida para un transportador de tornillo sin-fin se calcula al sumar la potencia para superar la fricción (HP_f) y la potencia para transportar el material (HP_m); estas potencias se determinan con las siguientes ecuaciones.

Ecuación 5. Caballos de fuerza para superar la fricción

$$HP_f = \frac{L * N * F_b * F_d}{1000000}$$

Fuente: CEMA® SCREW CONVEYORS CATALOG 2002, Texas Division First Edition 2002.

Dónde:

F_b = Es el factor de soporte de la suspensión.

F_d = Es el factor del diametro del transportador.

L = Es la longitud total del tornillo transportador (4 ft).

N = Es la velocidad de operación (RPM).

Los factores se obtienen usando las tablas 15 y 16 respectivamente.

Tabla 15. Factor de soporte de suspensión

tipo de rodamiento	F_b
Bolas	1
Rodillos	
Bronce	1,7
Bronce grafito	2
Plástico	
Nylon	
Teflón	
Hierro duro	4,4

Fuente: KWS ENGINEERED EQUIPMENT [En línea]. Screw conveyor capacity. [Consultado 5 mayo 2020]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/engineering-guides/screw-conveyor/screw-conveyor-capacity/>

Tabla 16. Factor del diámetro de la espiral del transportador

Diámetro del tornillo en (in)	Fd
4	12
6	18
9	31
10	37
12	55
14	78
16	106
18	135
20	165
24	235

Fuente: FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION. CRC Press. 1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5.

Reemplazando la ecuación 5

$$HP_f = \frac{4 \text{ ft} * 10 \text{ RPM} * 2 * 18}{1000000} = 0,0014 \text{ HP}$$

El resultado de los caballos de fuerza para superar la fricción es de 0,0014 HP y ahora se calculará la potencia necesaria para transportar el material.

Ecuación 6. Caballos de fuerza para transportar el material

$$HP_m = \frac{C * L * Densidad * F_f * F_m * F_p}{1000000}$$

Fuente: CEMA® SCREW CONVEYORS CATALOG 2002, Texas Division First Edition 2002.

Dónde:

C = Capacidad (ft³/h).

L = Longitud tornillo (ft).

F_f = Es el factor de vuelo.

F_m = Es el factor del material.

F_p = Es el factor de las paletas.

Para hallar los factores Ff y Fp se usan las tablas 17 y 18 y para el Fm se usara la informacion del ANEXO A (Tabla de materiales a granel)

Tabla 17. Factor por el porcentaje de carga del transportador

Tipo de espiral	Carga del transportador			
	15%	30%	45%	95%
Espiral estándar	1,00	1,00	1,00	1,00
Espiral cortada	1,10	1,15	1,20	1,30
Espiral cortada y plegada	N.R.	1,50	1,70	2,20
Espiral de cinta	1,05	1,14	1,20	-

Fuente: CEMA® SCREW CONVEYORS CATALOG 2002, Texas Division First Edition 2002.

Tabla 18. Factor de las paletas

No. De paletas por paso	Ninguno	1	2	3	4
Fp	1,00	1,08	1,16	1,24	1,32

Fuente: CEMA® SCREW CONVEYORS CATALOG 2002, Texas Division First Edition 2002.

Reemplazando la ecuación 6

$$HPm = \frac{1,41 \frac{ft^3}{h} * 4 ft * 78,32 \frac{lb}{ft^3} * 1,14 * 2,5 * 1}{1000000} = 0,0015 HP$$

HPm es igual a 0,0015 HP, ya con estos dos valores, se puede calcular la potencia total de transportador de tornillo sin-fin, usando una eficiencia de 0,88 y la siguiente ecuación para el factor de corrección de la potencia

Ecuación 7. Factor de sobrecarga

$$Fo = (Ln(HPf + HPm) * (-0,6115)) + 2,024$$

Fuente: KWS DESIGN ENGINEERING MANUFACTURING. Screw Conveyors. [En línea]. [Consultado el 6 agosto, 2020]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/wp-content/themes/va/pdf/Screw-ConveyorEngineering-Guide.pdf>

$$Fo = (Ln(0,0014 HP + 0,0015 HP) * (-0,6115)) + 2,024 = 5,597$$

Con este factor y las dos potencias ya conocidas se calcula la potencia total para el tornillo sin-fin.

Ecuación 8. Potencia total del transportador

$$Total\ HP = \frac{(HP_f + HP_m) * F_o}{e}$$

Fuente: CEMA® SCREW CONVEYORS CATALOG 2002, Texas Division First Edition 2002.

Dónde:

e = Eficiencia del 88%

$$Total\ HP = \frac{(0,0014\ HP + 0,0015\ HP) * 5,597}{0,88} = 0,018\ HP$$

Se obtiene una potencia de 0,018 HP para el tornillo sin-fin del sistema de dosificación y entonces se opta por usar un motor de 0,5 HP.

3.1.1.6 Calculo de torque y potencia a RPM. Se comienza por calcular el torque para seleccionar los componentes del tornillos, con la siguiente ecuación. Una vez conocida la potencia comercial a trabajar se calcula el torque y la potencia por RPM del tornillo para verificar los componentes seleccionado del transportador.

Ecuación 9. Torque del transportador

$$Torque = \frac{HP\ comercial * 63025}{N} = \frac{0,5\ HP * 63025}{10\ RPM} = 3151,25\ Lb * in$$

Fuente: CEMA® SCREW CONVEYORS CATALOG 2002, Texas Division First Edition 2002.

Una vez calculado el torque se entra a verificar con la tabla 19 y se selecciona los componentes que soporten el torque calculado, en este caso se obtiene que se debe implementar unos ejes de 1(1/2) in de diámetro, un tubo de 2 in de tamaño y unos tornillos de ½ de in.

Tabla 19. Componentes al torque

Coupling	Pipe		Couplings	Bolt Dia. Inches	Bolts				
	Sch. 40		Torque In Lbs.*		Bolts In Shear In Lbs.**		Bolts In Bearing In Lbs.		
	Shaft Dia. Inches	Size Inches	Torque In.Lbs.		CEMA Std. (C-1045)	No. of Bolts Used		No. of Bolts Used	
						2	3	2	3
1	1½	3,140	999	¾	1,380	2,070	1,970	2,955	
1½	2	7,500	3,727	½	3,660	5,490	5,000	7,500	
2	2½	14,250	9,233	¾	7,600	11,400	7,860	11,790	
2⅞	3	23,100	18,247	¾	9,270	13,900	11,640	17,460	
3	3½	32,100	34,427	¾	16,400	24,600	15,540	23,310	
3	4	43,000	34,427	¾	16,400	24,600	25,000	37,500	
3⅞	4	43,300	51,568	¾	25,600	38,400	21,800	32,700	

Fuente: CEMA® SCREW CONVEYORS CATALOG 2002, Texas Division First Edition 2002.

Después se hace el cálculo de la potencia por RPM con la siguiente ecuación:

Ecuación 10. Potencia por RPM

$$HP \text{ por RPM} = \frac{HP \text{ comercial}}{N} = \frac{0,5 HP}{10 RPM} = 0,05 \frac{HP}{RPM}$$

Fuente: CEMA® SCREW CONVEYORS CATALOG 2002, Texas Division First Edition 2002.

Se obtiene que los componentes que soportan el torque, también son útiles para los caballos de fuerza por RPM a trabajar.

Tabla 20. Componentes a las HP por RPM

Coupling	Pipe		Couplings	Bolt Dia. Inches	Bolts				
	Shaft Dia. Inches	Size Inches	H.P. per R.P.M.		H.P. per R.P.M.	Bolts in Shear H.P. per R.P.M.**		Bolts in Bearing H.P. per R.P.M.	
					Cema Std. (C-1045)	No. of Bolts Used		No of Bolts Used	
						2	3	2	3
1	1¼	.49	.016	¾	.021	.032	.031	.046	
1½	2	.119	.058	½	.058	.087	.079	.119	
2	2½	.226	.146	¾	.120	.187	.124	.187	
2⅞	3	.366	.289	¾	.147	.220	.184	.277	
3	3½	.509	.546	¾	.260	.390	.246	.369	
3	4	.682	.546	¾	.260	.390	.396	.595	
3⅞	4	.682	.818	¾	.406	.609	.345	.518	

Fuente: CEMA® SCREW CONVEYORS CATALOG 2002, Texas Division First Edition 2002.

3.1.1.7 Componentes del transportador de tornillo sin-fin. Luego de conocer los componentes que soportan el torque y la potencia por RPM del transportador se seleccionan los demás componentes del tornillo sin-fin, estos elementos están adjuntos en la tabla 21.

Tabla 21. Componentes del transportador de tornillo sin-fin

Componentes	Denominación CEMA	Peso (lb)
Tornillo Ribbon	6R312	26
Canal tipo Formed flange	6TU14F	35,7
Tapa U-trough in	6EO3-U	10
Tapa U-trough out	6DE3-U	8
Sello	3SP-R	2
Brinda in	3BF-R	10
Brinda out	3BD-B	3,8
Soportes	6 FF	10
Eje conductor	3DS-B	5,5
Eje conducido	3ES-B	3,7
Cubierta	6CP16	8
Abrazaderas de tornillo	SC-1	3
Arandelas de bronce	3BW	6
Tornillo de acoplamiento ½ X 3 pulgadas	-	1
Tornillos de 3/8 X 1 pulgadas	-	1,4
Total		134,1

Fuente: elaboración propia, basado en: CEMA® SCREW CONVEYORS CATALOG 2002, Texas Division First Edition 2002.

Estos son los componentes del tornillo sin-fin con su respectivo peso. Este peso se calcula para determinar la deflexión del tornillo.

3.1.1.8 Deflexión del tornillo sin-fin. Como última verificación en la metodología de la CEMA, está el calcular la deflexión que puede tener el tornillo sin apoyos internos, para esto se usa la ecuación de deflexión de la viga.

Ecuación 11. Deflexión de la viga

$$Deflexión = \frac{5 * W * L^3}{348 * E * I}$$

Fuente: CEMA® SCREW CONVEYORS CATALOG 2002, Texas Division First Edition 2002.

Dónde:

W = Peso del transportador (lb).

L = Longitud tornillo (in), 4 ft = 48 in.

E = Modulo de elasticidad del acero inoxidable 304 (ver ANEXO B).

I = Momento de inercia (in⁴).

De la anterior ecuación se conoce la mayoría de incógnitas, excepto el momento de inercia del tubo del tornillo sin-fin que se obtiene de la tabla 22.

Tabla 22. Momento de inercia

Tamaño del tubo (in)	2	2(1/2)	3	3(1/2)	4	5	6	8
I	0,666	1,53	3,02	4,79	7,23	15,2	28,1	72,5

Fuente: CEMA® SCREW CONVEYORS CATALOG 2002, Texas Division First Edition 2002.

$$Deflexión = \frac{5 * 134,1 * 48^3}{348 * 29000 \times 10^3 * 0,666} = 0,007 \text{ in}$$

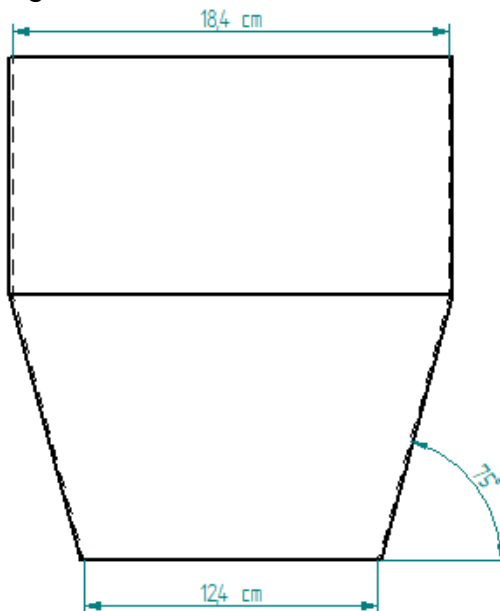
La CEMA establece que es un parámetro seguro si la deflexión en el tornillo es menor a 0,25 in, en este caso no tendrá problema. Con estos se determina las dimensiones y potencia que requiere el tornillo transportador.

3.1.2 Tolva de carga. Esta tolva será cónica y teniendo en cuenta la capacidad para que la máquina llegue a trabajar 50 kg por hora, se proyectará para que soporte como mínimo 16 kg de ingreso inicial; para esto se va a comenzar con el dimensionamiento de la tolva, se seguirá con el cálculo del espesor de la pared y después con la soldadura para su fabricación.

3.1.2.1 Dimensiones de la tolva carga. Los datos que se conocen para el dimensionado de la tolva cónica son:

- 🐾 El ángulo de fricción, estos se hallan experimentalmente usando una lámina plana donde se ubicó un kilogramo de masa y se le va inclinando hasta que la masa en la parte superior baja por esta, algunos de estos ángulos están registrados en la tabla 10, y se va a utilizar el de 69,7° sumándole 5° para asegurar que el flujo de la mezcla sea constante.
- 🐾 El diámetro inferior de la tolva no puede ser mayor a 5,9 in (15 cm), porque el canal dónde va el tornillo tiene ese ancho.
- 🐾 Se estima un diámetro de 7,24 in (18,4 cm) para la parte superior de la tolva.

Figura 29. Geometría tolva conica



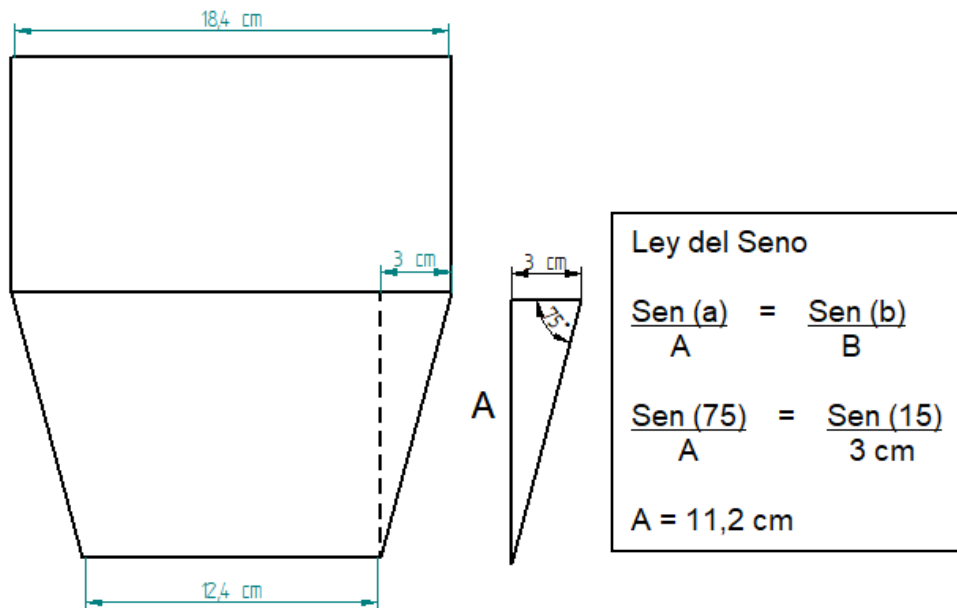
Fuente: elaboración propia

- 🐾 Como se mencionó anteriormente la masa mínima que va a soportar la tolva es de 16 Kg, por lo que se calcula el volumen para esta cantidad de masa, teniendo en cuenta que se conoce la densidad de las masas de galletas, la cual es de 1254,6 Kg/m³.

$$Volumen = \frac{Masa}{Densidad} = \frac{16 \text{ Kg}}{1254,6 \text{ Kg/m}^3} = 0,013 \text{ m}^3 * \frac{61023,077 \text{ in}^3}{1 \text{ m}^3} = 793,31 \text{ in}^3$$

Con estos datos se halla la diferencia entre el diámetro superior de la tolva cónica de 7,24 in y el diámetro inferior de 4,88 in (12,4 cm) y con esto la altura de la parte del cono truncado de la tolva.

Figura 30. Altura de la sección de cono de la tolva



Fuente: elaboración propia

Después, se calcula el volumen de la sección de cono truncado, de la cual se conoce todas sus medidas con la siguiente ecuación:

Ecuación 12. Volumen de un cono truncado

$$V_{ct} = \frac{1}{3} * \pi * h * (R^2 + r^2 + R * r) = \frac{1}{3} \pi 0,11 * (0,18^2 + 0,12^2 + 0,18 * 0,12) m^3 = 0,0085 m^3$$

$$0,0085 m^3 * \frac{61023,077 in^3}{1 m^3} = 518,696 in^3$$

Entonces se hace la diferencia entre el volumen mínimo de la tolva de 793,31 in³ y el volumen del cono truncado de 518,69 in³, dando como resultado que hace falta 274,62 in³ para satisfacer el valor mínimo y con esto se puede calcular cual es la altura necesaria para de la sección cilíndrica con la cual se cumple con el volumen a trabajar.

Ecuación 13. Volumen de un cilindro

$$V_c = \pi * r^2 * h$$
$$h = \frac{V_c}{\pi * r^2} = \frac{0,0045 m^3}{\pi * (0,184 m)^2} = 0,04 m * \frac{39,37 in}{1 m} = 1,575 in$$

Se obtiene que la altura necesaria para cumplir con el volumen mínimo es de 1,57in; ahora se hace el mismo procedimiento para el volumen de 1159.45 in³ (0,019 m³) equivalente a 24 Kg, esta altura es de 3,88 in (9,87 cm) y se aproxima a los 33,93in (10 cm); por último, se calcula el flujo de salida para proporcionar el flujo de 50 Kg/h de masa.

Ecuación 14. Ley de Beverloo

$$\text{Flujo del material} = C * \rho * \sqrt{g} * (d_o - K * d_p)^{(5/2)}$$

Fuente: Silos design, Flow of poder. [En línea]. [Consultado en 5 julio de 2020]; disponible en: https://www.powderprocess.net/Silo_discharge.html

Dónde:

C= 0,58.

d_o = Diametro de salidad de la tolva (m).

d_p = Diametro de la particula (m) (ANEXO A).

ρ = densidad (Kg/m³).

g = gravedad (m/s²).

K = 1,4.

$$\text{Flujo del material} = 0,58 * 1254,6 * \sqrt{9,81} * (1,124 - 1,4 * 0,0127)^{(5/2)} = 0,015 \frac{Kg}{s}$$

Se multiplica por 3600 segundos para convertir el flujo de Kg/s a Kg/h y se obtiene un flujo de salida de material de 55,47 Kg/h, lo cual es un resultado correcto para mantener el flujo propuesto para la máquina.

3.1.2.2 Espesores de las paredes de la tolva de carga. Para determinar el espesor que debe tener las láminas que componen la tolva, primero se debe seleccionar el material para hacer la tolva, en este caso se usara láminas de acero inoxidable 304, debido a que se va a trabajar en una aplicación de producción de alimentos y en segundo lugar realizando cálculos de resistencia de este material, tomando la tolva como un tanque que está sometido a presión estática máxima; esto se determina con la siguiente ecuación.

Ecuación 15. Presión estática

$$P = \rho * g * h$$

Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750.

Dónde:

P = Presión estática.

ρ = Densidad de las masas para galletas (Kg/m³).

g = Gravedad (m/s²).

h = altura de la tolva (m).

Ahora reemplazamos los valores en la ecuación:

$$P = 1254,6 * 9,81 * 0,212 = 2609,22 Pa$$

Se obtiene una presión estática de 2609,22 Pa, luego de esto se calcula el esfuerzo cortante máximo para la lámina de la tolva de acero inoxidable 304.

Ecuación 16. Esfuerzo cortante admisible

$$\tau d = 0,577 * S_y$$

Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750.

Dónde:

Td = Esfuerzo cortante admisible.

Sy = Esfuerzo de fluencia del acero inoxidable 304, con valor de 205 MPa¹³.

¹³ CIA. GENERAL DE ACEROS S.A. Aceros Inoxidables Austeníticos. [en línea]. [consultado el 10 agosto, 2020]. Disponible en: <http://www.cga.com.co/images/document/ficha-304-304L.pdf>

$$\tau d = 0,577 * 205 \text{ Mpa} = 118,28 \text{ MPa}$$

Entonces el esfuerzo cortante admisible del acero inoxidable 304 es de 118,28 MPa, sin embargo, como se quiere garantizar el correcto funcionamiento se aplicará un factor de seguridad de 1,5, de esta manera el esfuerzo cortante máximo que se va a trabajar para la tolva de carga es de 78,86 MPa y conociendo esto se determina el espesor de la lámina haciendo uso de la ecuación del esfuerzo cortante máximo en una lámina.

Ecuación 17. Esfuerzo cortante máximo en la lámina

$$\tau_{max} = \frac{P * r}{2 * t}$$

Fuente: BEER, Ferdinand. DEWOLF, John T. JOHNSTON E, Russell. Mecánica de materiales. Mc Graw Hill. Quinta Edición. México. 2010. 817p. ISBN: 958600127X

Dónde:

Tmax = Esfuerzo cortante máximo (Pa).

P = Presión estática (Pa).

r = Radio de la tolva (m).

t = Espesor de la lámina.

Se despeja el espesor de la ecuación 17 y reemplazando, obtenemos:

$$t = \frac{2609,22 * \left(\frac{0,184}{2}\right)}{2 * 78,86 * 10^6} = 1,522 * 10^{-6} \text{ m} * \frac{39,37 \text{ in}}{1 \text{ m}} = 5,99 * 10^{-5} \text{ in}$$

El espesor calculado es menor que un milímetro por lo que se selecciona una lámina de espesor de 1 mm.

3.1.2.3 Soldadura de la tolva de carga. La tolva va estar compuesta por dos láminas unidas entre sí y para esto se va a usar una soldadura en el contorno de un solo bisel, para esta aplicación el ancho del cordón de la soldadura está determinado por la ecuación 18.

Ecuación 18. Ancho del cordón de la soldadura

$$w = 1,3 * ts$$

Fuente: THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Rules for construction of pressure vessels. USA: 2017. 796 P. ISBN: 9780791872871

Dónde:

w = El ancho del cordón de soldadura.

ts = El espesor de la lámina a soldar

$w = 1,3 * 0,03937 \text{ in} = 0,0512 \text{ in}$
--

El ancho mínimo del cordón de soldadura requerido es de 0,0512 in, además se seleccionó para la aplicación un electrodo ER308 L. El esfuerzo permisible para este caso es de 9000 Psi, equivalente a 144,79 MPa, lo cual significa que la soldadura resistirá la carga a la que estará sometida, dado que la presión estática de la tolva es de 2609,22 Pa.

Cuadro 5. Características de la soldadura ER308 L

Electrodo, AWS: ER308 L			
Procedimiento	Soldadura TIG		
Descripción	Varilla con bajo contenido en carbono para soldar acero inoxidable con proceso TIG. El bajo contenido de carbono en el metal de aporte (0,03 máximo) contribuye a disminuir la posibilidad de precipitación de carburos, incrementando la resistencia a la corrosión intergranular sin necesidad de hacer uso de estabilizadores, tales como el cromo o titanio.		
Usos	Adecuada para uso de aceros inoxidables que contienen 16-21%Cr, 8-13%Ni, aceros estabilizados y no estabilizados (302, 304, 304L, 304LN, 308, 321, 347).		
Aplicaciones típicas	Para la soldadura en equipos de proceso y almacenamiento de productos alimenticios y químicos. Bombas, intercambiadores de calor.		
Posiciones de soldadura	Plana (P), Horizontal (H), Vertical (V), Sobre-cabeza (SC).		
Tipo de corriente	Corriente Continua Polaridad Directa (CCPD).		
composición química			
C: 0,02%	S: 0,01%	Mn: 1,90 %	Cr: 19,80%
Si: 0,38%	Ni: 9,80%	P: 0,02%	Mo: 0,19%

Fuente: INDURA. Tecnología a su servicio. Manual de aceros inoxidables para soldadores. [En línea]. 2020. [Consultado el 15 octubre 2020]. Disponible en: <http://www.indura.cl/Descargar/Manual%20de%20Aceros%20Inoxidables%20para%20Soldadores?path=%2Fcontent%2Fstorage%2Fcl%2Fbiblioteca%2F5b79aa945a24c64ade8b60782765dea.pdf>

Figura 31. Soldadura de ER 308 L

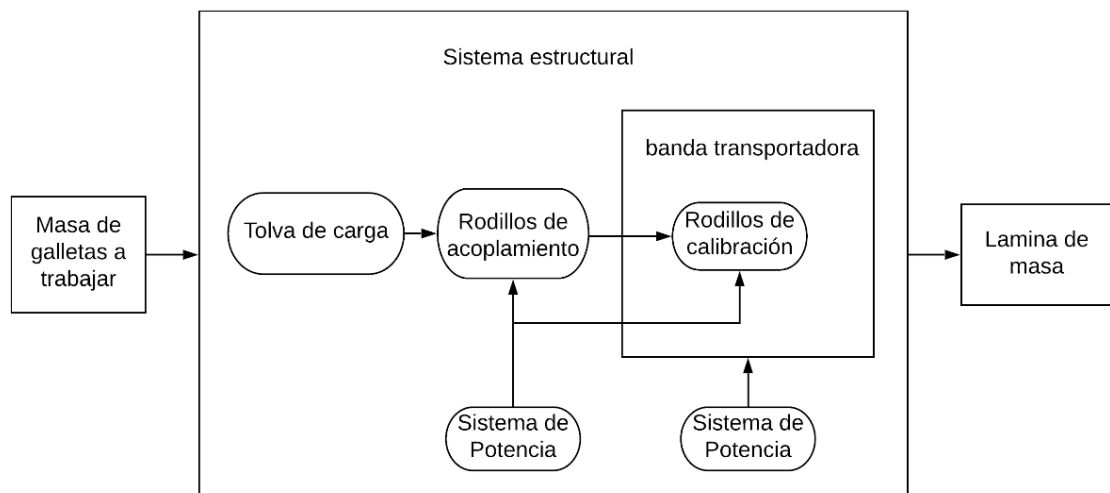
AMPERAJES RECOMENDADOS									
Cod. SAP	Ref. AWS	Ref. Prov.	Diam. Electrodo		Long. Electrodo mm	Amperaje		Electrodo x kg aproximad o	Kg/Caja
			pulg	mm		min	max		
2000325	E 308 L	E 308 L	3/32	2,4	300	60	90	59	25

Fuente: INDURA. Tecnología a su servicio. Soldadura indura INDURA 308L– AWS E 308 L-16. [En línea]. 2020. [Consultado el 15 octubre 2020]. Disponible en: <http://www.cryogas.com.co/Descargar/Indura%20308L%20%E2%80%93%20aws%20e-308L16?path=%2Fcontent%2Fstorage%2Fco%2Fbiblioteca%2Fec21c7293e444fb89cd614b12e89b787.pdf>

3.2 SISTEMA DE LAMINACIÓN

El sistema de laminación tiene una tolva en forma de cuña para la entrada de masa que proviene del sistema de dosificación y de la banda de re-alimentación, debajo de esta tolva se encuentran unos rodillos de acoplamiento que tienen la función de comprimir la salida de la masa y darle la forma de lámina que ira cayendo y siendo transportada por la banda. En la banda se encontrarán dos fases de rodillos calibradores para que la masa en forma de lámina disminuya su grosor a 0,12 in (3 mm) antes de llegar al sistema de troquelado, como se observa en el diagrama del sistema los rodillos compartirán sistema de potencia y la banda de la línea de galletas tendrá otro que compartirá con la banda del sistema de re-alimentación.

Diagrama 4. Sistema de laminación



Fuente: elaboración propia

3.2.1 Tolva de carga y almacenamiento. Esta tolva tiene la función de recibir la masa procedente del transportador de tornillo sin-fin y de la banda de realimentación para almacenar la masa de galletas que después va a hacer laminada y al igual que la tolva anterior se va a comenzar con el dimensionamiento de la tolva, se seguirá con el cálculo del espesor de la pared de la tolva y después con la soldadura para su fabricación.

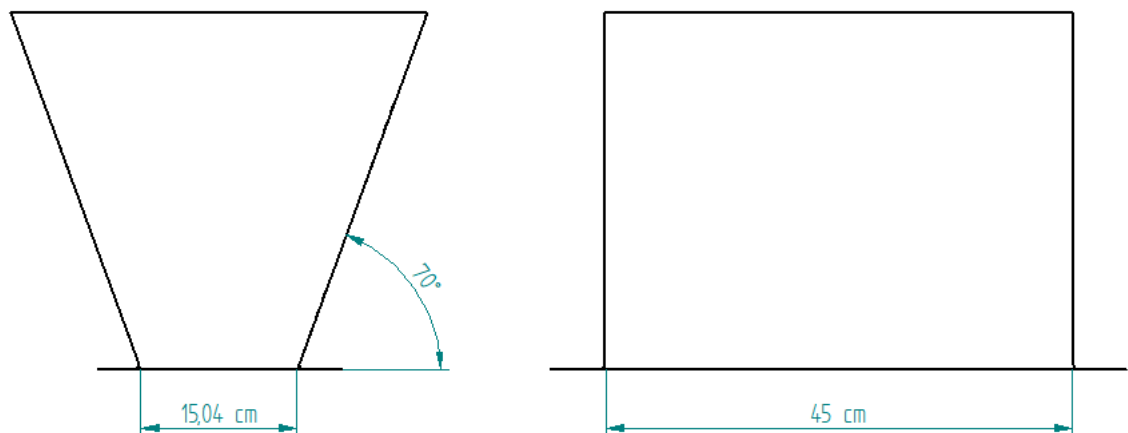
3.2.1.1 Dimensiones de la tolva de carga y almacenamiento. Esta tolva de carga y almacenamiento para la masa de las galletas va a tener una capacidad de soportar 50 Kg; además de esto para el dimensionado de esta tolva en forma de cuña se va a tener en cuenta lo siguiente:

- 🐾 El ángulo de fricción para la tolva será de 70° cercano del ángulo máximo registrado en la tabla 10.
- 🐾 El volumen que va a manejar la tolva de cuña es de:

$$Volumen = \frac{Masa}{Densidad} = \frac{50 \text{ Kg}}{1254,6 \text{ Kg/m}^3} = 0,0398 \text{ m}^3 * \frac{61023,077 \text{ in}^3}{1 \text{ m}^3} = 2428,72 \text{ in}^3$$

- 🐾 La tolva va a tener la misma longitud que de los rodillos que va a laminar la masa, una longitud 45 cm.

Figura 32. Geometría tolva de cuña



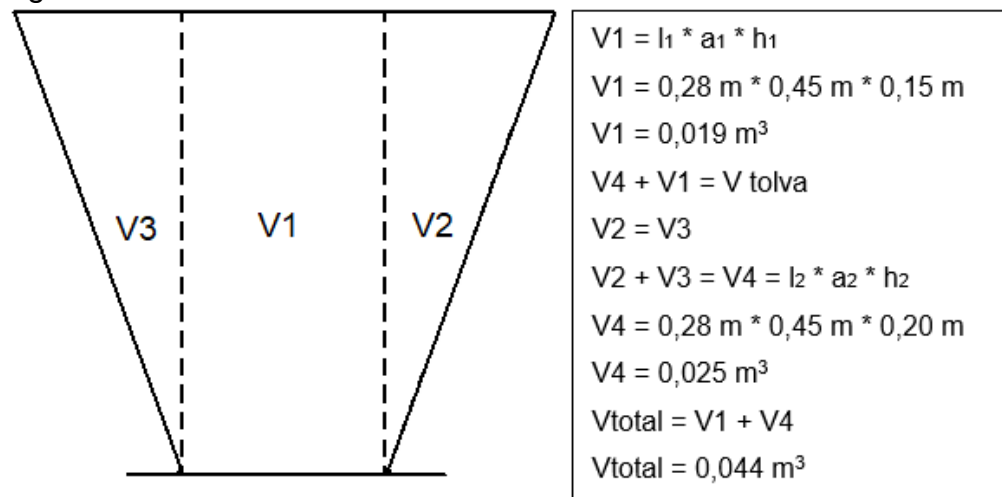
Fuente: elaboración propia

Entonces se comienza a dimensionar la tolva con una relación existente entre la longitud y el ancho de la parte inferior de la tolva de 3:1¹⁴, obteniendo un ancho para la parte inferior de la tolva de 5,9 in (15 cm), luego de esto se procede a calcular una altura estimada para la tolva, determinando un valor de 11,02 in (28 cm). Después de esto se divide la tolva en tres secciones geométricas; dos triángulos y un rectángulo para hallar la medida del ancho de la parte superior de la tolva.

$$\text{Cateto adyacente} = \frac{28 \text{ cm}}{\tan 70} = 10 \text{ cm} * \frac{0,3937 \text{ in}}{1 \text{ cm}} = 3,94 \text{ in}$$

Hallado esto se calcula el volumen total para verificar que con estas dimensiones la tolva es capaz de albergar 50 Kg de masa dentro de sus paredes.

Figura 33. Volumen de la tolva de cuña



Fuente: elaboración propia

Lo que es aproximadamente 55 Kg de capacidad, por último, se verifica que el flujo de salida sea acorde al que se quiere trabajar y para esto se vuelve a usar la ley de Berveloo.

$$\text{Flujo del material} = C * \rho * \sqrt{g} * (d_o - K * d_p)^{(5/2)}$$

¹⁴ PAREDES, Alfredo. Diseño mecánico de tolvas industriales (modelo de cálculo con uso de tablas y gráficos. Mecnotecnia. [En línea]. 2017. [Consultado el 12 de agosto, 2020]. Disponible en: https://mecnotecnia.blogspot.com/2019/03/diseo-mecanico-de-tolvas-industriales.html?fbclid=IwAR0Ke0urI9K50TDgpd7DgeXR08KeRg_ALn9Gfk-chDLg6_tICudO_tVCA

Pero como esta tolva no tiene un diámetro de salida se hace uso del diámetro hidráulico, que se utiliza para calcular flujos en canales no circulares, relacionando el área con el perímetro en este caso de la parte inferior de la tolva.

Ecuación 19. Diámetro hidráulico

$$Dh = \frac{4 * Area}{perimetro} = \frac{4 * (0,45 m * 0,15 m)}{2 * 0,15m + 2 * 0,45m} = 0,225m * \frac{39,37 in}{1 m} = 8,86 in$$

Fuente: PAREDES, Alfredo. Diseño mecánico de tolvas industriales (modelo de cálculo con uso de tablas y gráficos. Mecanotecnia. [En línea]. 2017. [Consultado el 12 de agosto, 2020]. Disponible en: https://mecanotecnia.blogspot.com/2019/03/disenio-mecanico-de-tolvas-industriales.html?fbclid=IwAR0Ke0urI9K50TDgpd7DgeXR08KeRg_ALn9Gfk-chDLg6_tlCCudO_tvCA

Reemplazando toda la ecuación del flujo del material, se obtiene.

$$Flujo\ del\ material = 0,58 * 1254,6 * \sqrt{9,81} * (,225 - 1,4 * 0,0127)^{\left(\frac{5}{2}\right)} = 0,44 \frac{Kg}{s}$$

Esto nos asegura que vamos a tener un flujo correcto de masa a través de la tolva.

3.2.1.2 Espesores de las paredes de la tolva de carga y almacenamiento. Al igual que la anterior tolva se va a diseñar la tolva en acero inoxidable 304 y se va a seguir el mismo procedimiento, comenzando por calcular la presión estática a la que estará sometida la tolva.

$$P = \rho * g * h = 1254,6 \frac{Kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 0,28 m = 3446,14 Pa$$

Fuente: MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750.

Conociendo el esfuerzo cortante admisible y el esfuerzo cortante máximo de las láminas de la tolva de acero inoxidable 304, se va a volver a utilizar la ecuación 17 que se utilizó en numeral 3.1.2.2; para ahora calcular el espesor de la pared de la tolva de cuña; teniendo en cuenta que se reemplazará la variable del radio de esta ecuación por la mitad de la longitud del ancho de la tolva de este sistema.

$$t = \frac{P * r}{2 * \tau_{max}} = \frac{3446,14 * \left(\frac{0,45}{2}\right)}{2 * 78,86 * 10^6} = 4,945 * 10^{-6} m * \frac{39,37 in}{1 m} = 1,95 * 10^{-4} in$$

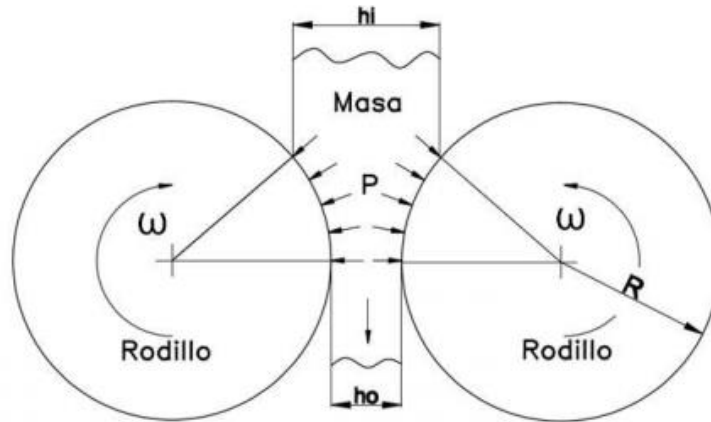
Fuente: BEER, Ferdinand. DEWOLF, John T. JOHNSTON E, Russell. Mecánica de materiales. Mc Graw Hill. Quinta Edición. México. 2010. 817p. ISBN: 958600127X

Por lo cual, esta tolva también contará con un espesor de 1 mm para sus paredes.

3.2.1.3 Soldadura de la tolva de carga y almacenamiento. La tolva va a estar compuesta por cuatro láminas unidas entre sí usando nuevamente el método de soldadura en el contorno de un solo bisel, va a tener el mismo ancho del cordón de soldadura de la tolva de carga del sistema de dosificación, debido a que los valores de esfuerzo a los que están sometidas las tolvas no varían mucho y el material que se va a implementar es el mismo.

3.2.2 Rodillos de acoplamiento. Estos consisten en dos rodillos, uno motriz y uno conducido que estarán ubicados en la parte inferior de la tolva de carga y almacenamiento para disminuir el área de salida de la masa de 15 cm a 0,7 cm, siendo esta la primera etapa para restarle espesor a la mezcla de galletas, con el fin de conseguir la lámina de masa que será transportada por la banda, para elaborar las galletas.

Figura 34. Disposición de los rodillos de acoplamiento



Fuente: SARÁUZ, Jorge y TIRIRA Javier. Diseño y construcción de una máquina para la elaboración de tortillas de harina de trigo para la empresa Taquito's. [En línea]. Trabajo de grado para ingeniero mecánico, Quito, Escuela politécnica nacional. 2011. [Consultado el 5 de octubre de 2020]. Disponible en: <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/4008>

Para esto se van a diseñar unos rodillos haciendo uso de tubos y ejes mecanizados, para reducir peso y precio de los rodillos; respecto a los rodillos se van a utilizar unos tubos de acero inoxidable de diámetro nominal de 4 in y las siguientes características, según la empresa Surtiniples Ltda.:

Figura 35. Dimensiones de la tubería

DIÁMETRO NOMINAL	DIÁMETRO EXTERIOR (mm)	SCH 10 INOXIDABLE		
		ESPESOR PARED (mm)	DIÁMETRO INTERIOR (mm)	PESO APROX. (Kg/m)
4"	114.30	3.05	108.20	8.35

Fuente: FERRETERÍA SUPERTINIPLES Ltda. [Sitio web]. Bogotá D.C., 2019. [Consultado el: 5 de mayo de 2020]. Disponible en: <https://surtiniples.com/dimensiones-de-tuberias/>

Por otra parte, para el diseño de los discos de acoples se van a tener en cuenta que estos van a ir soldados a los dos extremos de la tubería y también a los ejes mecanizados. Los ejes por su parte; se conformarán con 4 ejes de un diámetro máximo de 1 ¼ in y se mecanizarán para ensamblarles rodamientos y engranajes; este proceso de mecanizado de los ejes se van a llevar a cabo después de soldarlos para evitar descentramientos en el ensamblaje.

3.2.2.1 Fabricación de los ejes mecanizados. Para la fabricación de los ejes mecanizados se va a tener en cuenta que el material con el que se van a elaborar es acero 1020, ya que no van a estar en contacto con la masa de las galletas y para esto se va a calcular la resistencia a la fatiga estimada real por medio de la ecuación:

Ecuación 20. Resistencia a la fatiga estimada real

$$S'n = S_n * C_m * C_{st} * C_r * C_s$$

Fuente: MOTT R. L. Diseño de elementos de máquinas. México. 1995. 177 p. ISBN 9688805750.

Dónde:

S_n : resistencia a la fatiga

C_m : Factor de material

C_{st} : Factor de tipo de esfuerzo

Cr: Factor de confiabilidad

Cs: Factor de tamaño

Donde la resistencia a la fatiga se determina con la siguiente ecuación:

Ecuación 21. Resistencia a la fatiga

$$S_n = 0,5 * S_u$$

Fuente: MOTT R. L. Diseño de elementos de máquinas. México. 1995. 177 p. ISBN 9688805750.

Dónde:

Su: resistencia última del material (490 Mpa)

Entonces la resistencia a la fatiga es de 245 MPa y ahora se prosigue por determinar los factores.

Factor de material = 1

Factor de tipo de esfuerzo = 1

Factor de confiabilidad = 0,81 (Ver Tabla 23)

Facto de tamaño se obtiene de la siguiente ecuación:

Ecuación 22. Factor de tamaño

$$C_s = \left(\frac{D}{0,85}\right)^{-0,11} = \left(\frac{1,25}{0,85}\right)^{-0,11} = 0,855$$

Fuente: MOTT R. L. Diseño de elementos de máquinas. México. 1995. 177 p. ISBN 9688805750

Tabla 23. Factor de confiabilidad

Confiabilidad deseada	CR
0.5	1.0
0.9	0.9
0.99	0,81
0.999	0,75

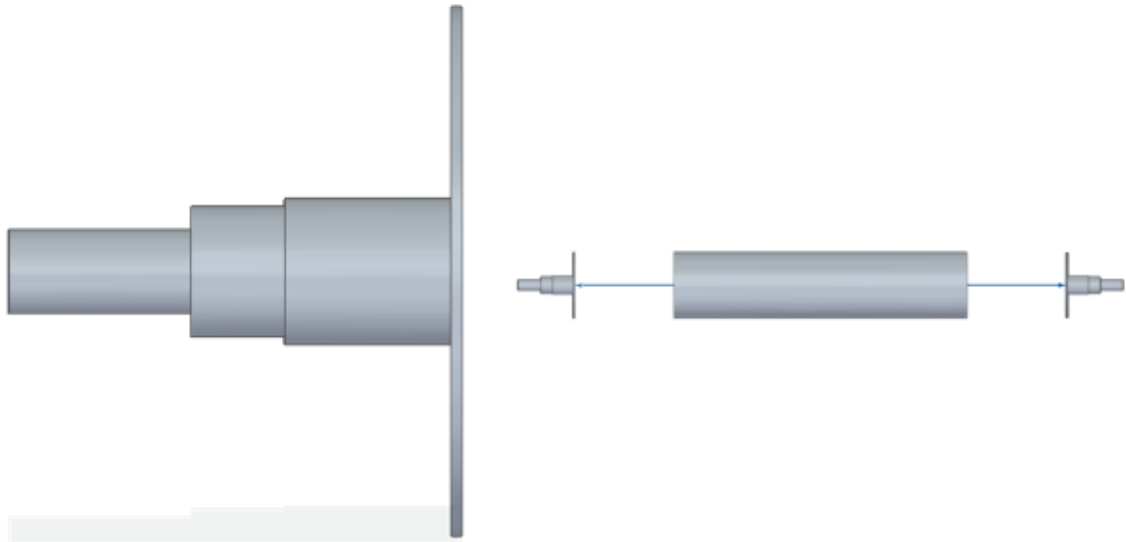
Fuente: MOTT R. L. Diseño de elementos de máquinas. México. 1995. 177 p. ISBN 9688805750

Por lo tanto la resistencia a la fatiga estimada real es de:

$$S'_n = 245 \text{ MPa} * 1 * 1 * 0,81 * 0,855 = 169,67 \text{ MPa}$$

Para el rodillo acoplador.

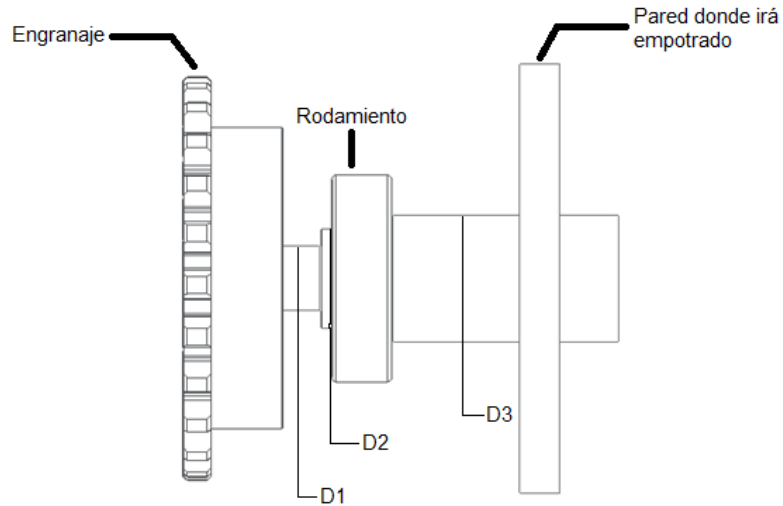
Figura 36. Diagrama inicial de los ejes



Fuente: elaboración propia

Los ejes llevarán ensamblados rodamientos, engranajes y la placa donde se va a empotrar la tubería de SCH 10 de diámetro de 4 in correspondiente al rodillo, como se observa en la figura 37.

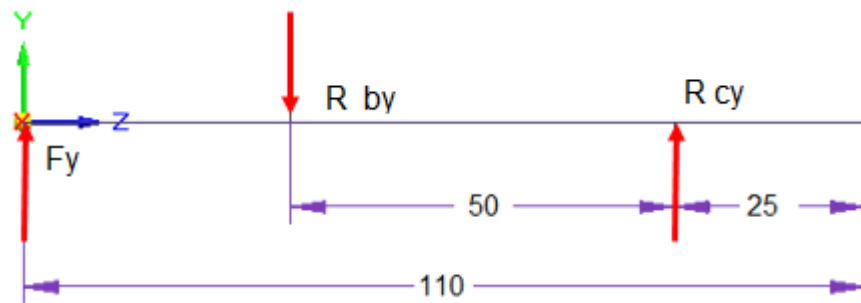
Figura 37. Diagrama del montaje de los componentes en el eje



Fuente: elaboración propia

La fuerza que genera el piñón conductor al engranaje del eje es: 375,79 N esta fuerza se descompone para los ejes X y Y, el diagrama de fuerzas de este eje en el plano XZ es el siguiente.

Figura 38. Diagrama de fuerzas en el plano YZ



Fuente: elaboración propia

Ecuaciones:

Sumatoria de fuerzas en x:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_y - R_{by} + R_{cy} = 0$$

Sumatoria de momentos en c:

$$\sum M_c = 0$$

$$R_{by} * 50mm - F_y * 85 mm = 0$$

Despejando las ecuaciones se obtiene:

$$R_{by} * 50 mm - 361,3 N * 85 mm = 0$$

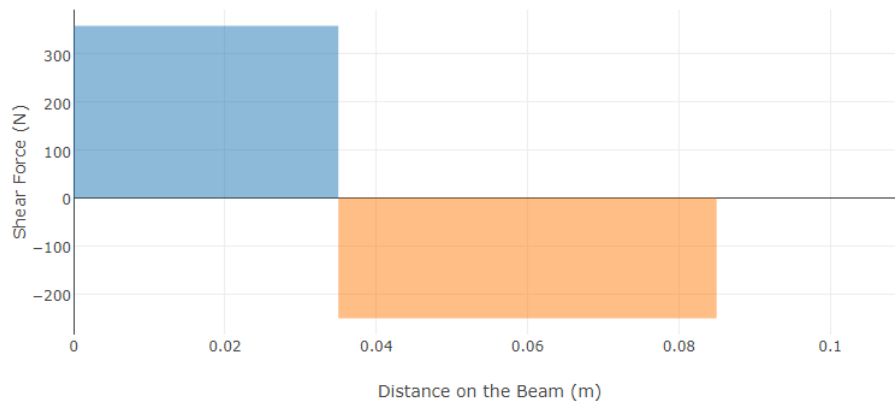
$$R_{by} = \frac{30710,5 Nmm}{50 mm} = 614,21 N$$

$$361,3 N - 610,2 N + R_{cy} = 0$$

$$R_{cy} = 251,52 N$$

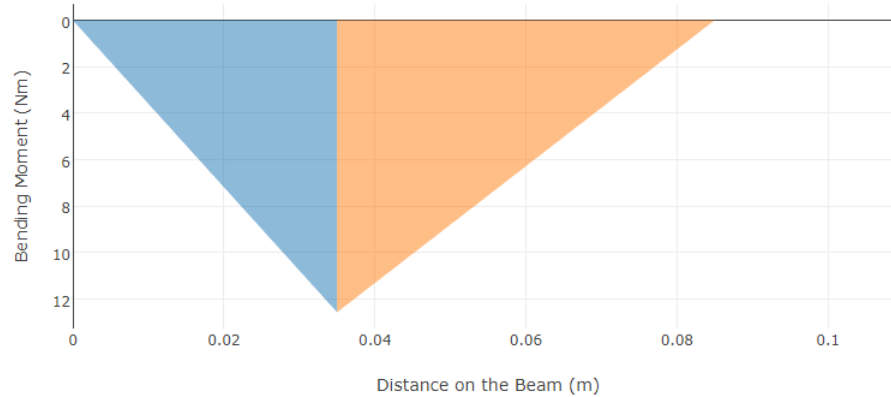
Se realizan los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector

Diagrama 5. Esfuerzo cortante



Fuente: Elaboración propia, basado en el software: Viga Online. [En línea]. [Consultado el 26 de julio 2020]. Disponible en: [http://www.viga.online/index.php#L\(0.11\):P\(0.035\)R\(0.085\):F\(0,-358.94\)](http://www.viga.online/index.php#L(0.11):P(0.035)R(0.085):F(0,-358.94))

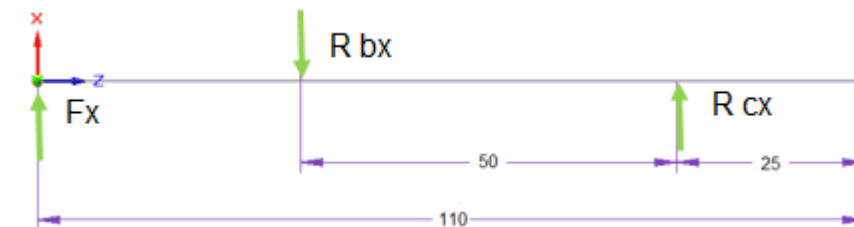
Diagrama 6. Momento flector



Fuente: elaboración propia, basado en el software: Viga Online. [En línea]. [Consultado el 27 de julio 2020]. Disponible en: [http://www.viga.online/index.php#L\(0.11\):P\(0.035\)R\(0.085\):F\(0,-358.94\)](http://www.viga.online/index.php#L(0.11):P(0.035)R(0.085):F(0,-358.94))

Para el plano XZ las reacciones son las siguientes:

Figura 39. Diagrama de fuerzas en el plano XZ



Fuente: elaboración propia

Las ecuaciones son:

Sumatoria de fuerzas en x:

$$\sum F_x = 0$$

$$F_x - R_{bx} + R_{cx} = 0$$

Sumatoria de momentos en c:

$$\sum M_c = 0$$

$$-F_x * 85\text{mm} + R_{bx} * 50\text{mm} = 0$$

Despejando las ecuaciones se obtiene:

$$- 103,33 * 85 \text{ mm} + R_{bx} * 50 \text{ mm} = 0$$

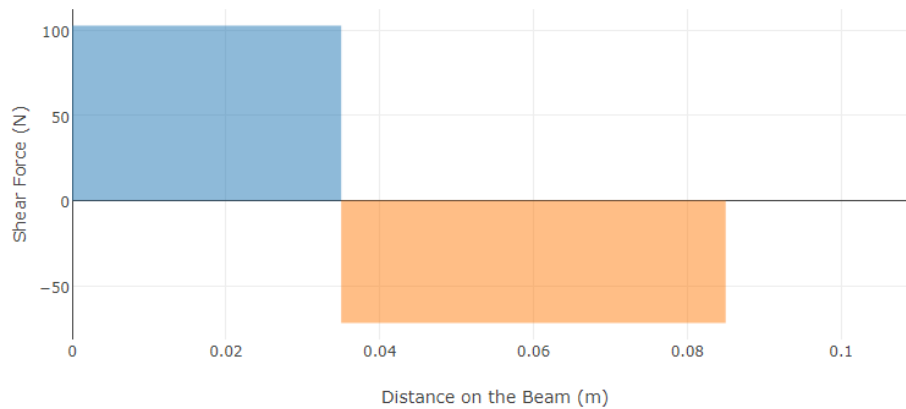
$$R_{cx} = \frac{8783,05 \text{ Nmm}}{50 \text{ mm}} = 175,66 \text{ N}$$

$$102,65 \text{ N} - 175,66 \text{ N} + R_{cx} = 0$$

$$R_{cx} = 73,01 \text{ N}$$

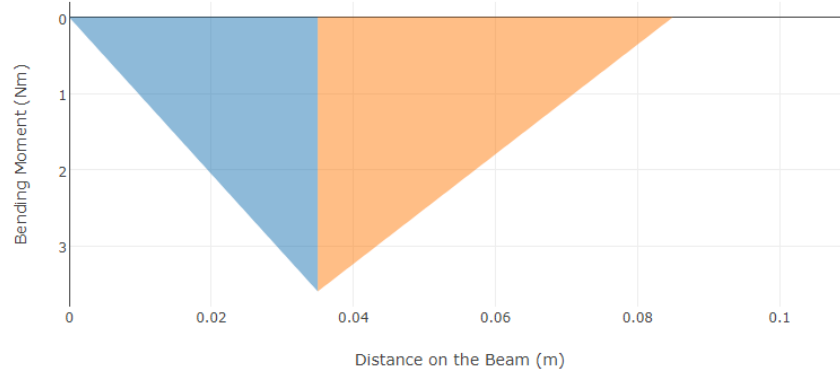
El realizan los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector

Diagrama 7. Esfuerzo cortante



Fuente: elaboración propia, basado en el software: Viga Online. [En línea]. [Consultado el 27 de julio 2020]. Disponible en: [http://www.viga.online/index.php#L\(0.11\):P\(0.035\)R\(0.085\):F\(0,-358.94\)](http://www.viga.online/index.php#L(0.11):P(0.035)R(0.085):F(0,-358.94))

Diagrama 8. Momento flector



Fuente: elaboración propia, basado en el software: Viga Online. [En línea]. [Consultado el 27 de julio 2020]. Disponible en: [http://www.viga.online/index.php#L\(0.11\):P\(0.035\)R\(0.085\):F\(0,-358.94\)](http://www.viga.online/index.php#L(0.11):P(0.035)R(0.085):F(0,-358.94))

Con estos datos se determina los diámetros del eje, usando la siguiente ecuación:

Ecuación 23. Diámetro del eje

$$D = \left[\frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{Kt * M}{S'} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{Sy} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Fuente: MOTT R. L. Diseño de elementos de máquinas. México. 1995. 177 p. ISBN 9688805750.

Dónde:

N = Es el factor de seguridad, en esta aplicación sera igual a 2.

M = Momento máximo combinado en el punto a evaluar.

S'n = Resistencia a la fatiga corregida.

T = Torque.

Kt = Es el factor de concentrador de esfuerzo.

Tabla 24. Factor de concentrador de esfuerzo

Tipo de concentrador	valor Kt
Cuñero de perfil	2
Cuñero en trineo	1,6
Chafilán bien agudo	2,5
Transición bien redondeada	1,5
Ranura anillo de retencion	3

Fuente: MOTT R. L. Diseño de elementos de máquinas. México. 1995. 177 p. ISBN 9688805750

Para el torque que se va a ejercer en los rodillos esta calculado en la sección 3.6.3 con un valor de 22,07 Nm. Ahora se usará la ecuación 23, para determinar los diámetros mínimos y establecer los diámetros de diseño.

Tabla 25. Diámetros del eje

Diámetros	Momento, torque y factor	Ecuación	Valor del diámetro
D1	M = 0 T = 22,07 Kt = 2	$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{2 * 0}{169,67 MPa} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{22,07 Nm}{343 MPa} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$	Diámetro mínimo = 0,010 m Diámetro elegido = 0,016 m
D2 derecha	M = 13,14 T = 22,07 Kt = 2,5	$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{2,5 * 13,14}{169,67 MPa} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{22,07 Nm}{343 MPa} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$	Diámetro mínimo = 0,0159 m Diámetro elegido = 0,025 m
D2 izquierda	M = 13,14 T = 22,07 Kt = 2	$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{2 * 13,14}{169,67 MPa} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{22,07 Nm}{343 MPa} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$	Diámetro mínimo = 0,0149 m Diámetro elegido = 0,025 m

Tabla 25. (Continuación)

Diámetros	Momento, torque y factor	Ecuación	Valor del diámetro
D3	M = 0 T = 22,07 Kt = 2,5	$= \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{2,5 * 0}{169,67 \text{ MPa}} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{22,07 \text{ Nm}}{343 \text{ MPa}} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$	Diámetro mínimo = 0,01 m Diámetro elegido = 0,03175

Fuente: elaboración propia

Esto se hace para los cuatro ejes mecanizados de los rodillos de acoplamiento, y su dimensionamiento se apreciará en el ANEXO H. Donde se observa que en el eje mecanizado a, esta ensamblado el engranaje que trasmite la potencia a los rodillos acopladores; el eje b. es el que trasmite el movimiento del rodillo conducido al rodillo conductor de los de acoplamiento; el c. es el eje que recibe el movimiento del eje b. y el eje d. es un eje para el soporte del rodillo de acoplamiento conducido.

La cuña para el eje mecanizado a. se calcula de la siguiente manera:

Ecuación 24. Longitud de la cuña

$$L = \frac{4 * T * N}{D * W * S_y}$$

Fuente: MOTT R. L. Diseño de elementos de máquinas. México. 1995. 177 p. ISBN 9688805750

Dónde:

T = 22,07 Nm

N = 2

D = 16 mm

W = ancho de la cuña.

Sy = 343 MPa

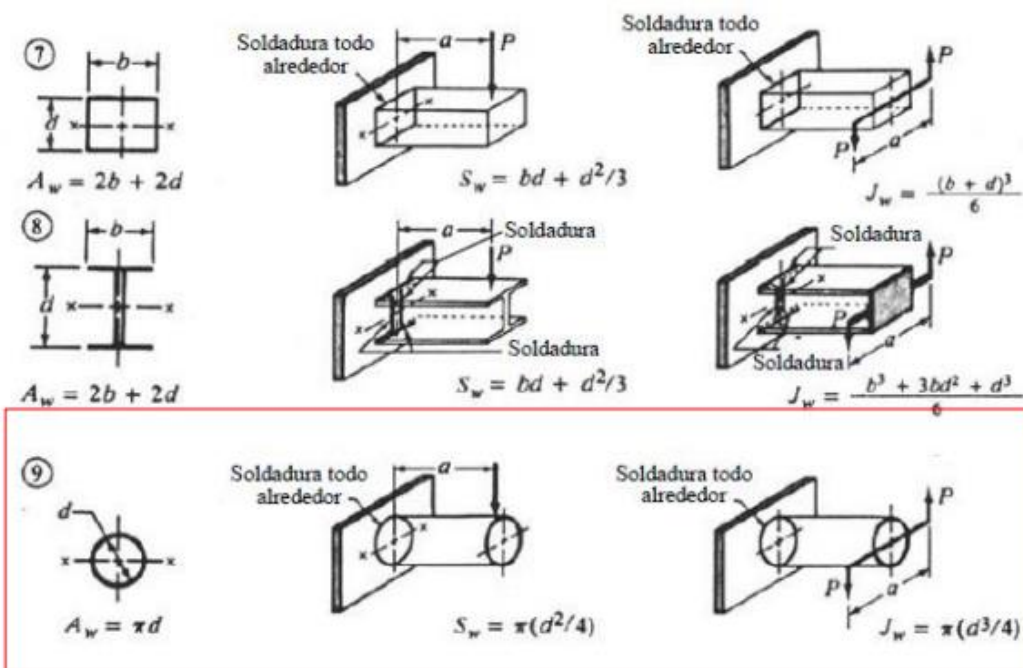
El ancho de la cuña se establece según el diámetro del eje donde se encuentre, en este caso el diámetro es de 16 mm, que lo ubica en un rango entre 9/16" y 7/8" donde se muestra que la medida de la cuña cuadrada será de 3/16" (4,76 mm), el

material de la cuña se asume que será acero AISI 1020 ya que este material es comúnmente usado para las cuñas¹⁵.

$L = 6,75 \text{ mm}$

Para la soldadura lo primero es determinar la geometría de ensamble de los elementos.

Figura 40. Factores geométricos de las soldaduras



Fuente: MOTT R. L. Diseño de elementos de máquinas. México. 1995. 177 p. ISBN 9688805750

El sistema está sometido a esfuerzos de corte vertical directo, deflexión y torsión, que se determinarán a continuación:

Ecuación 25. Esfuerzo de corte vertical directo

$fs = \frac{V}{A_w}$

Fuente: MOTT R. L. Diseño de elementos de máquinas. México. 1995. 770 p. ISBN 9688805750.

¹⁵ MOTT, Robert En: Cuñas, acoplamientos y sellos. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México Pearson educación, 2006. P. 495-500

Dónde:

f_s = esfuerzo cortante vertical directo.

V = peso total del rodillo.

A_w = Area de contacto de la soldadura.

V se estima el valor de los dos rodillos acopladores en 10,25Kg, esto se multiplica por la gravedad y al ser un sistema con dos apoyos este valor se divide entre dos y se obtiene 50,3 N y luego se determina que el valor del esfuerzo:

$$f_s = \frac{50,3 \text{ N}}{\pi * 0,03175 \text{ m}} = 504,29 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

El esfuerzo de flexión es el siguiente:

Ecuación 26. Esfuerzo de flexión

$$F_b = 12071,03 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Fuente: MOTT R. L. Diseño de elementos de máquinas. México. 1995. 770 p. ISBN 9688805750.

Y el esfuerzo de torsion es el siguiente:

Ecuación 27. Esfuerzo de torsión

$$f_t = \frac{T * c}{j_w}$$

Fuente: MOTT R. L. Diseño de elementos de máquinas. Mexico. 1995. 770 p. ISBN 9688805750.

Dónde:

$T =$

$$T = V * L = 50,3 \text{ N} * 0,065 \text{ m} = 3,27 \text{ Nm}$$

$c =$

$$c = \frac{OD}{2} = \frac{0,03175 \text{ m}}{2} = 0,0159 \text{ m}$$

$J_w =$

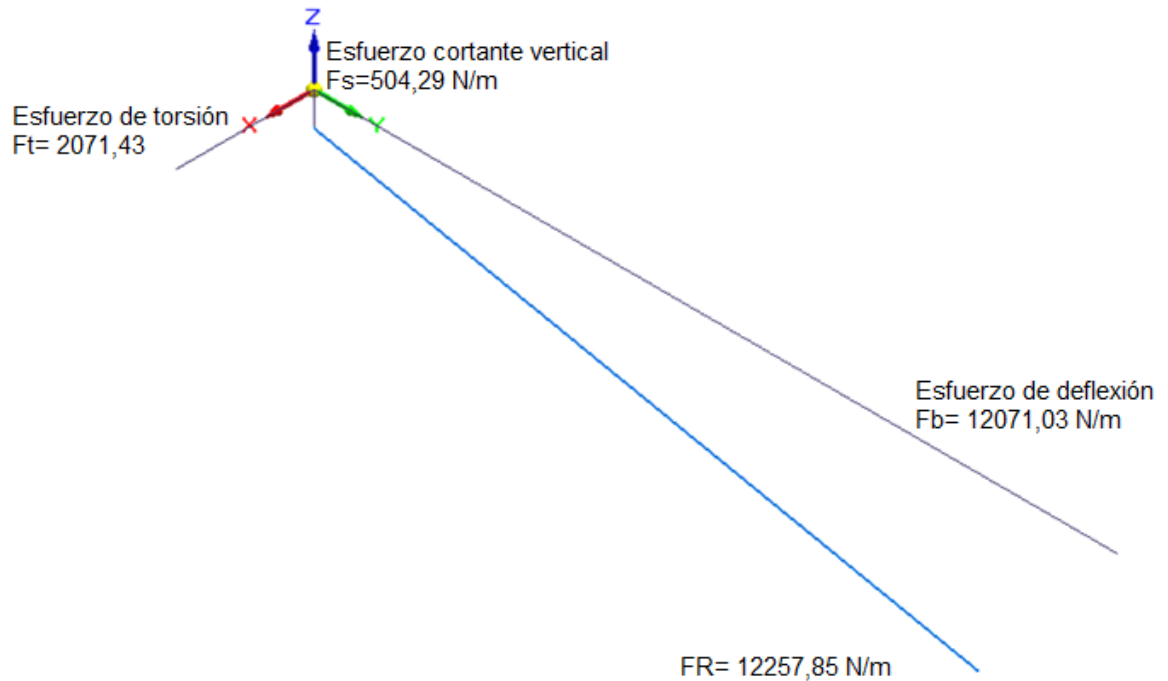
$$J_w = \pi \left(\frac{d^3}{4} \right) = \pi \left(\frac{(0,03175 \text{ m})^3}{4} \right) = 2,51 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Entonces el esfuerzo de torsión es de:

$$f_t = \frac{3,27 * 0,0159}{2,51 \times 10^{-5}} = 2071,43 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Una vez se tiene la magnitud de las fuerzas se halla la resultante por método gráfico donde se obtiene la siguiente figura.

Figura 41. Fuerza resultante de la soldadura (método gráfico)



Fuente: elaboración propia

Como resultado, en este caso el valor es de 12257,85 N/m por ende se toma entonces una soldadura de E-6013 ya que su fuerza permisible es de 9600 lb/in y se procede a calcular la longitud necesaria de soldadura.

Ecuación 28. Longitud de la soldadura

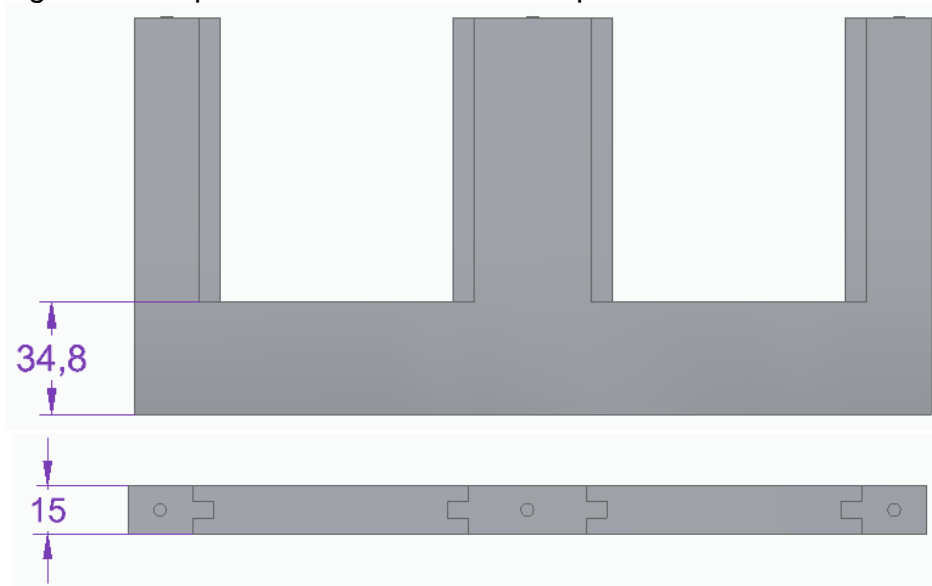
$$w = \frac{73,67 \frac{lb}{in}}{9600 \frac{lb}{in}} = 0,0076 \text{ in}$$

Fuente: MOTT R. L. Diseño de elementos de máquinas. Mexico. 1995. 770 p. ISBN 9688805750.

El cordón de soldadura mínimo es de 0,0076 in.

3.2.2.2 Apoyo de los rodillos de acoplamiento. Los apoyos para estos rodillos de acoplamiento se van a fabricar de acero 1020, ya que no van a estar en contacto con la masa e irán fijados a la estructura de la banda por medio de tornillos M4 X 10 y estos van a tener una altura de 34,8 mm donde se ubicarán los soportes de los rodamientos y los rodamientos; con un ancho para albergarlos de 15 mm.

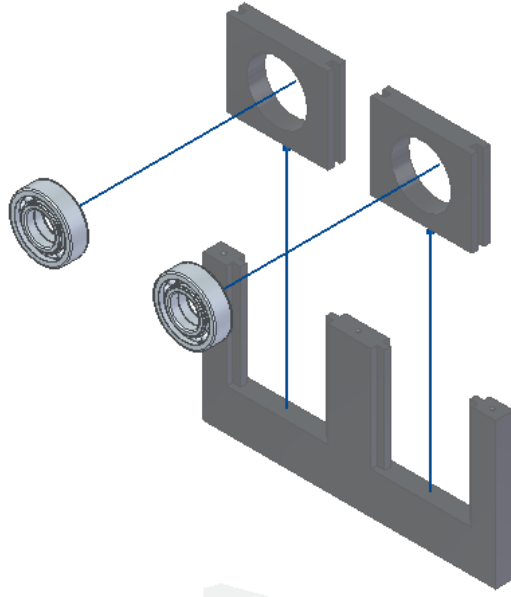
Figura 42. Soporte de los rodillos de acoplamiento



Fuente: elaboración propia

Ahora se muestra como es el montaje de los soportes de los rodamientos y los rodamientos en uno de los soportes de los rodillos de acoplamiento.

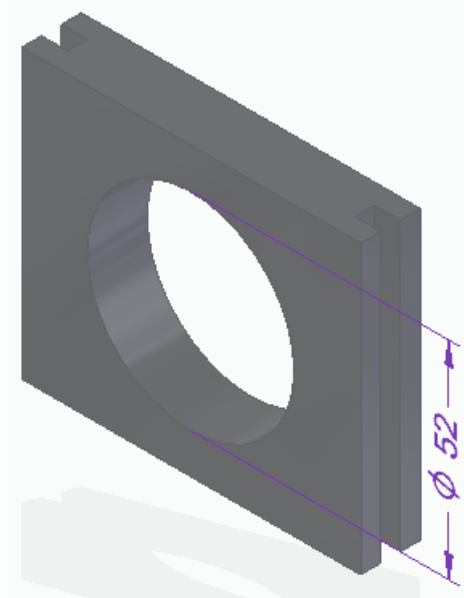
Figura 43. Ensamblaje de los soportes de los rodillos de acoplamiento



Fuente: elaboración propia

Los soportes de los rodamientos, tendrán el mismo ancho que el soporte de los rodillos y tendrán un orificio en la mitad de su geometría del diámetro exterior de los rodamientos seleccionados.

Figura 44. Soporte de rodamiento



Fuente: elaboración propia

Los rodamientos se seleccionan según la dimensión del eje y las cargas radiales a los que estén sometidos; estas cargas son:

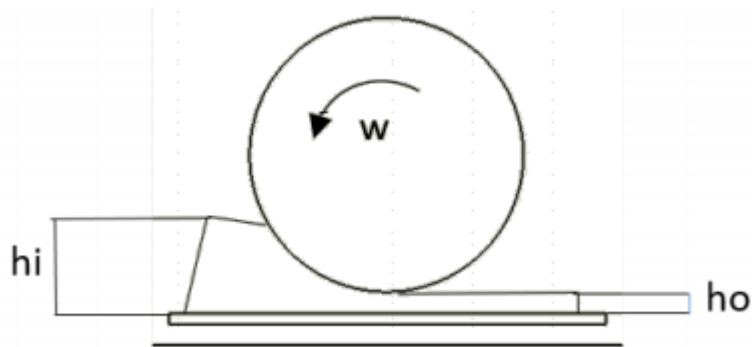
Para el eje mecanizado en el D2 (ver figura 37), la carga en x= 73,01 N y la carga en y= 251,52 N, calculando la carga total

$$\sqrt{251,52^2 + 73,01^2} = 261,9 \text{ N}$$

Entonces se opta por unos rodamientos de bolas de acero inoxidable de referencia W6005 de la empresa SKF y en el anexo D se encuentran sus especificaciones.

3.2.3 Rodillos calibradores. Hay dos fases de rodillos de calibración para dar forma de lámina a la masa después de que esta haya pasado por los rodillos acopladores; la disposición de estas fases de laminado es la que se observa en la figura 45.

Figura 45. Disposición de los rodillos calibradores

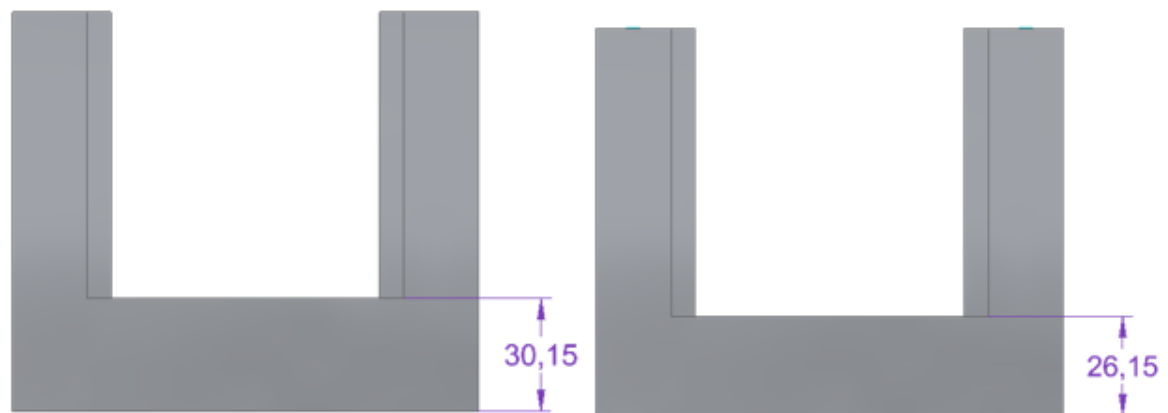


Fuente: BAYETERO, Catherin. Diseño e implementación de una máquina laminadora de masa de granola para la Empresa Industrial productos El Chinito SCC. [En línea]. Trabajo de grado de ingeniera mecatrónica. Ecuador. Ibarra. Universidad técnica del norte. 2015. [Consultado el 29 julio, 2020]. Disponible en: <http://repositorio.utn.edu.ec/handle/123456789/4518>

Estos rodillos tendrán la misma tubería de 4 in y las mismas RPM que los rodillos de acoplamiento, pero estos, estarán ejerciendo una menor fuerza a la masa que la ejercida por los de acoplamiento, también tienen las mismas longitudes que el rodillo conductor de acoplamiento, por lo tanto, estos dos rodillos son iguales al rodillo conductor en todos sus cálculos.

3.2.3.1 Apoyo de los rodillos de laminadores. Los apoyos para estas dos fases de laminación van a fabricarse de acero 1020, ya que no van a estar en contacto con la masa e irán fijados a la estructura de la banda por medio de tornillo M4 X 10, tendrán un ancho de 15 mm para poder acoplar en ellos los soportes de los rodamientos.

Figura 46. Soportes de las fase laminadoras



Fuente: elaboración propia

Ambos tipos de soportes tienen un largo de 12,5 cm, y en los soportes de la primera fase la altura a la que va a quedar el soporte del rodamiento es de 30,15 mm generando así un espacio entre el rodillo y la banda transportadora de 7 mm, que es el espesor deseado para la masa en esta primera fase. Los soportes de la segunda fase de laminado, tienen una altura de 26,15 mm hasta hacer contacto con el soporte del rodamiento, lo que causa que este rodillo este a una distancia de la banda de 3 mm, el espesor deseado por la empresa Cookie Pets & Co., para moldear sus galletas.

3.2.4 Banda transportadora horizontal. El transporte de alimentos generalmente se lleva a cabo por un proceso de bandas transportadoras, y en este caso se usa una banda transportadora por mesa deslizadora para operar, porque este sistema permite que la masa que se va a trasladar por ella se distribuya fácilmente después de pasar por las fases de lamiendo y por el rototroquelado, pero esto también hace que se incremente la fricción entre la base y la banda¹⁶.

¹⁶ SAVA; Bandas transportadoras. [Sitio web]. Bogotá D.C., 2019. [Consultado el: 5 de mayo de 2020]. Disponible en: http://www.savatech.eu/pdf/transport/Bandas_Transportadoras.pdf

Para esto se usó el método de cálculo de bandas de Siegling transilon conveyor and processing belts, comenzando por hallar la máxima tensión efectiva, y además se tiene en cuenta el peso de la banda, el peso de los rodillos y el peso de la carga a la cual va estar sometida; también la fricción que genera la mesa y los rodillos sobre la banda. Este sistema se diseña en base a la carga máxima a la que va a estar sometida la máquina que es un total de 200 kg.

Para el peso de la banda se debe tener en cuenta el tipo de banda que se va usar, en este caso es una banda Standard TPU con referencia CS09 UFMT, de características como: bajo coeficiente de fricción, resistencia a aceites, grasas vegetales y a la abrasión.

Figura 47. Catalogo y selección de la banda

Standard TPU	CS08 UFMT	PU	86	Blanco	0,25	Mate	PU	Crudo	0,10	W Impregn.	FDA EU	●	▽	□
	CS09 FF	PU		Crudo	0,10	W Impregn.	PU	Crudo	0,10	W Impregn.	FDA EU	●	▽	□
	CS09 UF	PU	86	Blanco	0,25	Liso	PU	Crudo	0,10	W Impregn.	FDA EU	●	▽	□
	CS09 UFMT	PU	86	Blanco	0,25	Mate	PU	Crudo	0,10	W Impregn.	FDA EU	●	▽	□
	CS10 FF			Crudo		Algodón-Poli.		Crudo		Algodón-Poli.	FDA EU	●	▽	□
	CS10 UFMT	PU	86	Blanco	0,40	Mate	PU	Crudo	0,10	W Impregn.	FDA EU	●	▽	□
	CS12 UF ^v	PU	86	Blanco	0,30	Liso		Crudo		WP	FDA EU	●	▽	□
	C12 UFMT ^v	PU	93	Blanco	0,30	Mate		Crudo		WP	FDA EU	●	▽	□

Bandas Cast-08-2019

-15 (-20) +90 (110)	1	Rígida	1,00	1,00	6	20	50	4	6	2200	CS08 UFMT	Standard TPU
-15 (-25) +90 (110)	2	Rígida	1,20	1,20	5	5	120	8	12	2200	CS09 FF	
-15 (-20) +90 (110)	2	Rígida	1,45	1,65	6	30	120	8	12	2200	CS09 UF	
-15 (-20) +90 (110)	2	Rígida	1,45	1,65	6	30	120	8	12	2200	CS09 UFMT	
-15 (-25) +90 (110)	2	Flexible	1,40	1,10	10	10	110	6	8	2200	CS10 FF	
-15 (-20) +90 (110)	2	Rígida	1,65	1,95	8	40	120	8	12	2200	CS10 UFMT	
-10 (-15) +80 (105)	2	Rígida	1,60	1,90	20	50	120	10	16	2000	CS12 UF ^v	
-10 (-15) +80 (105)	2	Rígida	1,50	1,70	20	50	120	10	16	2000	C12 UFMT ^v	
-10 (-15) +90 (110)	2	Rígida	2,60	3,10	60	100	200	12	18	2100	CS20 UFMT	

Bandas Cast-08-2019

Fuente: ESBELT, bandas de alimentación

Donde para determinar el peso total de la banda se necesita saber su la longitud y el ancho que va tener, ya que su peso esta referenciado en 1.65 kg/m².

Ecuación 29. Peso de la banda

$$mB = 1.65 * Longitud * Ancho$$

Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Dónde:

mB: peso de la banda (kg).

Longitud: Longitud total de la banda (m).

Ancho: Ancho total de la banda (m).

$$mB = 1,65 * 4 * 0,45$$

$$mB = 2,97 \text{ Kg}$$

Para el peso de los rodillos se estima 5.95 Kg por rodillo, concordante con el ancho que va a tener la banda y el diámetro que tienen los rodillos, alcanzando un peso total de 12Kg.

Ancho de 50 cm con un diámetro de 63.5 mm es un peso de 3.5 Kg.

Ancho de 50 cm con un diámetro de 108 mm es un peso de 5.95 Kg \approx 6 Kg.

Tabla 26. Peso de las partes giratorias

TABLA 11: PESO ORIENTATIVO DE LAS PARTES GIRATORIAS DE LOS RODILLOS												
Ancho (mm)	DIÁMETROS DE RODILLOS (mm) Y TIPO DE MONTAJE											
	63,5		89		108		133		159		193,7	
	Plano	Artesa	Plano	Artesa	Plano	Artesa	Plano	Artesa	Plano	Artesa	Plano	Artesa
400	3	3,6										
500	3,5	4,1										

Fuente: Nor Rubber S.A.L.; Banda transportadoras catalogo técnico. [Sitio web]. Bogota D.C., [Consultado el: 1 de agosto de 2020]. Disponible en: <http://www.norrubber.com/wp-content/uploads/2014/11/CATALOGO-NOR-RUBBER-TECNICO.pdf>

Con esto se calculan los coeficientes de fricción de la mesa y de los rodillos, sabiendo la referencia de la banda que se va a utilizar

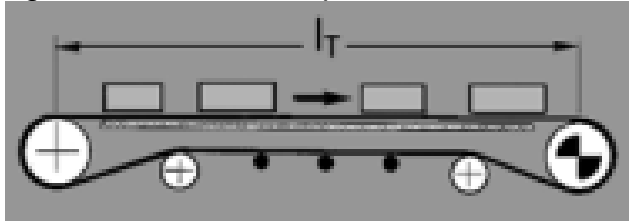
Tabla 27. Referencia de la banda

	0, A0, E0, T, U0, P	NOVO	U1, V1, VH	UH, V2H, U2H, V5H, V10H	TXO (Amp Miser)
μ_r (table)	0.33	0.33	0.5	0.5	0.18
μ_r (galvanised slider beds)	-	-	-	-	0.24
μ_r (roller)	0.033	0.033	0.033	0.033	-
μ_{ST} (accumulated)	0.33	0.33	0.5	0.5	-

Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Según el tipo de banda que uno vaya a utilizar el cálculo de la tensión máxima efectiva horizontal cambiará; para este caso que la banda va a tener la misma disposición que en la figura 48 y su tensión máxima efectiva será:

Figura 48. Banda transportadora horizontal



Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Ecuación 30. tensión máxima efectiva horizontal

$$Fu = \mu t * g \left(m + \frac{mB}{2} \right) + \mu r * g \left(\frac{mB}{2} + mR \right)$$

Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Dónde:

Fu = Máxima tensión efectiva (N).

G = gravedad (m/s²).

M = Carga de material (Kg).

mB = Peso de la banda (Kg).

mR = Peso del rodillo (Kg).

μt = Coeficiente de fricción de la mesa.

μr = Coeficiente de fricción del rodillo.

$$Fu = 656,6 N$$

Calculo de la tracción máxima de la banda horizontal.

Ecuación 31. Tracción máxima de la banda horizontal

$$F1 = Fu * C1$$

Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Dónde:

F1 = Tracción máxima de la banda (N).

Fu = Máxima tensión efectiva de la banda (N).

C1 = Factor C1, se aplica para el rodillo de accionamiento.

El factor C1 se selecciona teniendo en cuenta la referencia de la banda, el ángulo de contacto y el tipo de material a transportar.

Tabla 28. Factor C1

Siegling Transilon Underside coating	0, U0, NOVO, E0, A0, T, P			X0 (Amp Miser)		
	Arc of contact β	180°	210°	240°	180°	210°
Smooth steel drum						
dry	2.1	1.9	1.7	3.3	2.9	2.6
wet	not recommended			not recommended		

Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Reemplazando la ecuación 31, se obtiene:

$$F1 = 656,6 N * 1 = 1378,9 N$$

La velocidad de la banda horizontal para la máquina de galletas para perros va a estar estimada a una velocidad de trabajo promedio de máquinas productoras de los mismos artículos, es decir que se trabajará con una velocidad de 5 cm/s, para así calcular la capacidad mecánica horizontal:

Ecuación 32. Capacidad mecánica

$$PA = \frac{Fu * V}{1000}$$

Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Dónde:

PA = Capacidad mecánica (KW).

Fu = Máxima tensión efectiva de la banda (N).

V = Velocidad de la banda (m/s)

Se determina que la capacidad mecánica para esta banda horizontal es de:

$$PA = \frac{656,6N * 0,05 \frac{m}{s}}{1000} = 0.033 KW$$

Ya conocida la capacidad mecánica de la banda, se calcula su capacidad mecánica requerida, haciendo uso de la siguiente ecuación:

Ecuación 33. Capacidad mecánica requerida

$$PM = \frac{PA}{\eta}$$

Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Dónde:

PM = Capacidad mecánica requerida (KW).

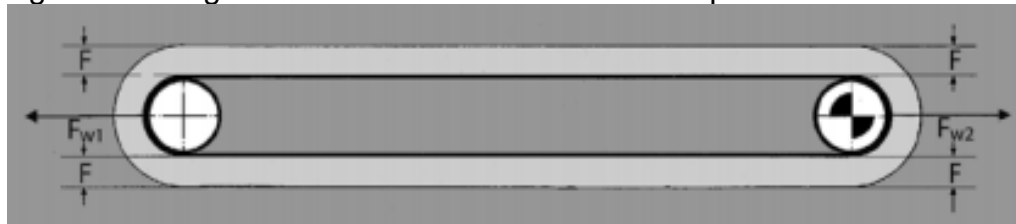
PA = Capacidad mecánica (KW).

η = Eficiencia máxima (80%).

$$PM = \frac{0,033 KW}{0,8} = 0.041 KW \approx 0.055 HP$$

Después, se determina la fuerza en reposo.

Figura 49. Diagrama de fuerzas de la banda en reposo



Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

De donde se consigue la siguiente expresión para la fuerza en reposo:

Ecuación 34. Fuerza en reposo

$$F = \epsilon_{max\%} * K_{1\%} * b_0$$

Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Dónde:

F = Fuerza en reposo (N).

$\epsilon_{max\%}$ = Elongación al ajuste.

$K_{1\%}$ = Tensión de la banda relajada al 1% de alargamiento por unidad de ancho (N/m).

b_0 = Ancho de la banda (0.55 m).

Los datos de la tensión de la banda relajada al 1% de alargamiento por unida de ancho y la elongación al ajuste depende de la referencia de la banda a usar, para el valor de $K_{1\%}$ se usa la figura 49 y se tiene que es de 8 N/mm \approx 8000 N/m; y para la elongación al ajuste se utiliza la tabla 29.

Tabla 29. Elongación de la banda

Tension member Type	Standard polyester fabric („E“)
Examples of type classes	E 2/1, E3/1, E 4/2, E 6/1, NOVO, E 8/2, E 10/M, E 12/2, E15/2, E 15/M, E 18/3, E 20/M, E 30/3, E 44/3
ϵ_{max} in %	1.5

Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Como resultado de esta operación se determina que la fuerza tiene un valor de:

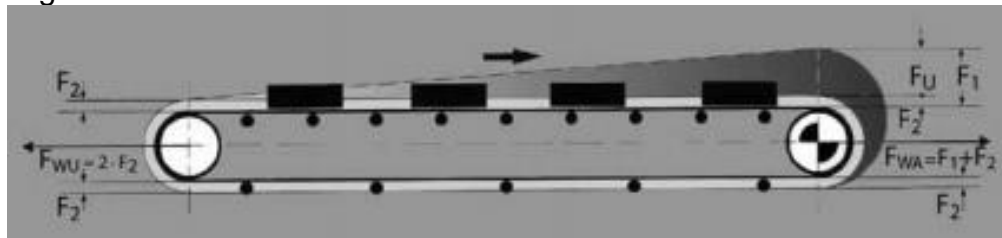
$$F = 6600 \text{ N}$$

$$FW1 = FW2 = 2F = 2 * 6600 \text{ N}$$

$$FW1 = FW2 = 13200 \text{ N}$$

Otra fuerza a determinar para el diseño de la banda horizontal es el manejo de la cabeza en fuerzas estables; se usará la figura 50 para establecer las fuerzas actuantes.

Figura 50. Fuerzas en una banda horizontal



Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Como primera fuerza a calcular se tiene, la tensión en la parte relajada de la banda (F2)

Ecuación 35. Tensión en la parte relajada de la banda

$$F2 = F1 - Fu$$

Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Dónde:

F2 = Tensión en la parte relajada (N).

F1 = Tracción máxima (N).

Fu = Máxima tensión efectiva (N).

Se obtiene un valor de:

$$F2 = 13200 - 656,6 \text{ N} = 722,3 \text{ N}$$

Resultado con el cual se termina calculando la fuerza en la cabeza

$$FWA = F1 + F2 = 1378,9 N + 722,3 N = 2101,2 N$$

Por último, se calcula el alargamiento mínimo en el ajuste por el lado de manejo y por el lado de retorno, comenzando por el lado de manejo:

Ecuación 36. Alargamiento mínimo en el lado de manejo

$$\epsilon = \frac{\frac{Fu}{2} + 2F2}{2 * K_{1\%} * bo}$$

Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Dónde:

E: Alargamiento mínimo lado tenso (%).

Fu: Máxima tensión efectiva (N).

F2: Tensión en la parte relajada (N).

K_{1%}: Tensión de la banda relajada al 1% de alargamiento por unidad de ancho (N/m).

bo: Ancho de la banda 0.55cm (m).

$$\epsilon = \frac{\frac{656,6 N}{2} + 2 * 722,3 N}{2 * 1,5 * 0,55 m} = 0.20\%$$

Se obtiene un 0,20%, lo que se un porcentaje bueno para el funcionamiento de la banda por su lado de manejo, ahora se hace lo mismo para el lado de retorno:

Ecuación 37. Alargamiento mínimo en el lado de retorno

$$\epsilon = \frac{\frac{Fu}{2} + 2F2 + Fu}{2 * K_{1\%} * bo}$$

Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Dónde:

E: Alargamiento mínimo lado relajado (%).

Fu: Máxima tensión efectiva (N).

F2: Tensión en la parte relajada (N).

K_{1%}: Tensión de la banda relajada al 1% de alargamiento por unidad de ancho (N/m).

b₀: Ancho de la banda 0.55cm (m).

$$\epsilon = \frac{\frac{656,6 N}{2} + 2 * 722,3 N + 656,6 N}{2 * 1,5 * 0,55 m} = 0.27\%$$

Se determina que el valor de alargamiento de ajuste de la banda por el lado de retorno es de 0,27%, resultado aceptado para el diseño de la máquina.

3.3 SISTEMA DE MODELADO

En el sistema de moldeo va a funcionar por rototroquelado que “es un proceso comúnmente utilizado en la producción de galletas. Se basa en presionar la masa en moldes para formar las piezas”. (SP Cauvain, BakeTran, 2016).

3.3.1 Rodillo moldeador. El rodillo va a seguir el mismo procedimiento de diseño que los rodillos de acoplamiento, pero en este caso el tubo del rodillo va a tener un diámetro nominal de 8 in, ya que en este tipo de corte para el rodillo se manejan diámetros grandes para obtener una mejor y mayor presión sobre la lámina de masa, y sus características son las siguientes:

Figura 51. Dimensiones de la tubería del rototroquelado

DIÁMETRO NOMINAL	DIÁMETRO EXTERIOR (mm)	SCH 10 INOXIDABLE		
		ESPEJOR PARED (mm)	DIÁMETRO INTERIOR (mm)	PESO APROX. (Kg/m)
8"	219.10	3.76	211.58	20.00

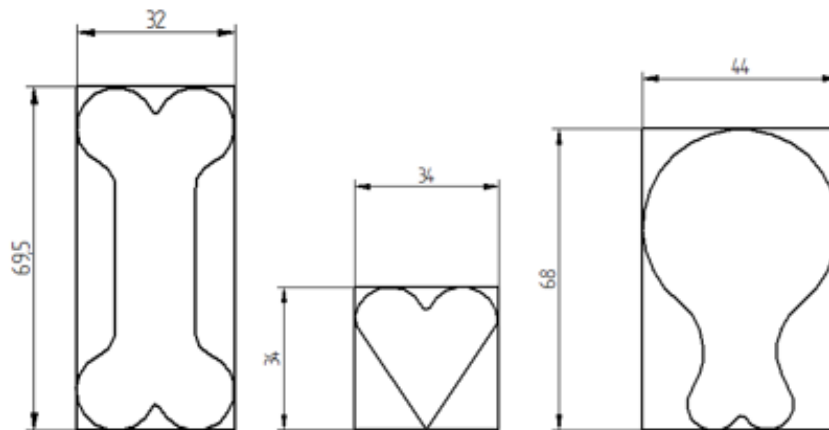
Fuente: FERRETERÍA SUPERTINIPLES Ltda. [Sitio web]. Bogotá D.C., 2020. [Consultado el: 5 de mayo de 2020]. Disponible en: <https://surtiniples.com/dimensiones-de-tuberias/>

Para los ejes mecanizados de este rodillo también se van a utilizar los ejes mecanizados de los rodillos acopladores, pero con los cálculos para el rodillo conducido, a un lado de este rodillo se va a ensamblar un engranaje y un rodamiento y al otro lado solo el rodamiento de apoyo.

3.3.2 Cinta moldeadora. Para esta aplicación es aconsejable trabajar según Esbelt (empresa fabricante de bandas), bandas con cubiertas de PU (poliuretano) o de cobertura de tejido algodón/poliéster. En este caso se selección una cinta CLINA 10FF de la misma empresa, que se caracteriza por una baja adherencia de la masa a transportar, fácil liberación y entrega de las galletas troqueladas, además de resistir a grasas y aceites¹⁷. (Para saber más características de esta banda ver en el ANEXO E).

La empresa Cookie Pets & Co., maneja tres diferentes figuras de galletas, con las medidas en milímetros que están en la figura 52 y por lo cual se necesita tres bandas de troquelado.

Figura 52. Medidas de las galletas



Fuente: elaboración propia

Ahora se determina el perímetro del rodillo moldeador para calcular cuántos moldes de cada figura puede haber en las bandas.

Ecuación 38. Perímetro del círculo

$$P = 2\pi r = 2 * \pi * \frac{21,9 \text{ cm}}{2} = 68,8 \text{ cm}$$

El ancho de la banda para el rototroquelador es igual a 45 cm y el perímetro va a ser la longitud del área donde van a ir ubicados los moldes, que estarán separados entre ellos una distancia de 5mm. Se calcula en ángulo de contacto en la ecuación 39, utilizando el coeficiente de fricción según el tipo de laminado en la aplicación.

¹⁷ ESBELT; Proceso de producción de una fábrica de galletas.2000. [Consultado el 6 de mayo de 2020]. Disponible en: <http://www.cadenasyequiposind.com/esbelt/produccion-de-galletas.pdf>

Tabla 30. Coeficiente de fricción según el tipo de laminado

Tipo de laminado	Coeficiente de fricción (μ)
Laminado en frio	0,1
Laminado en tibio	0,2
Laminado en caliente	0,3

Fuente: CHAPARRO Jovanny y PATERNINA Alvaro. Diseño y construcción de un sistema mecánico para la elaboración de moldes de rosquetes cocidos. [En línea]. Trabajo de grado de ingeniero mecánico. Bucaramanga, Universidad industrial de Santander. 2009. [Consultado el 14 de agosto 2020]. Disponible en: <https://docplayer.es/12082421-Diseno-y-construccion-de-un-sistema-mecanico-para-la-elaboracion-de-moldes-de-rosquetes-cocidos-jovanny-chaparro-suarez-alvaro-paternina-barboza.html>

El coeficiente de fricción seleccionando es de 0,2 debido a que en el proceso de troquelado se puede generar un leve calentamiento entre los componentes en contacto y trabajo constante por 4 horas.

Ecuación 39. Ángulo de contacto

$$\tan(\theta) = 0,2$$

Fuente: CHAPARRO Jovanny., PATERNINA Alvaro;(2009). Diseño y construcción de un sistema mecánico para la elaboración de moldes de rosquetes cocidos.

Despejando θ , se determina el ángulo de contacto.

$$\theta = \tan^{-1}(0,2) = 11,31$$

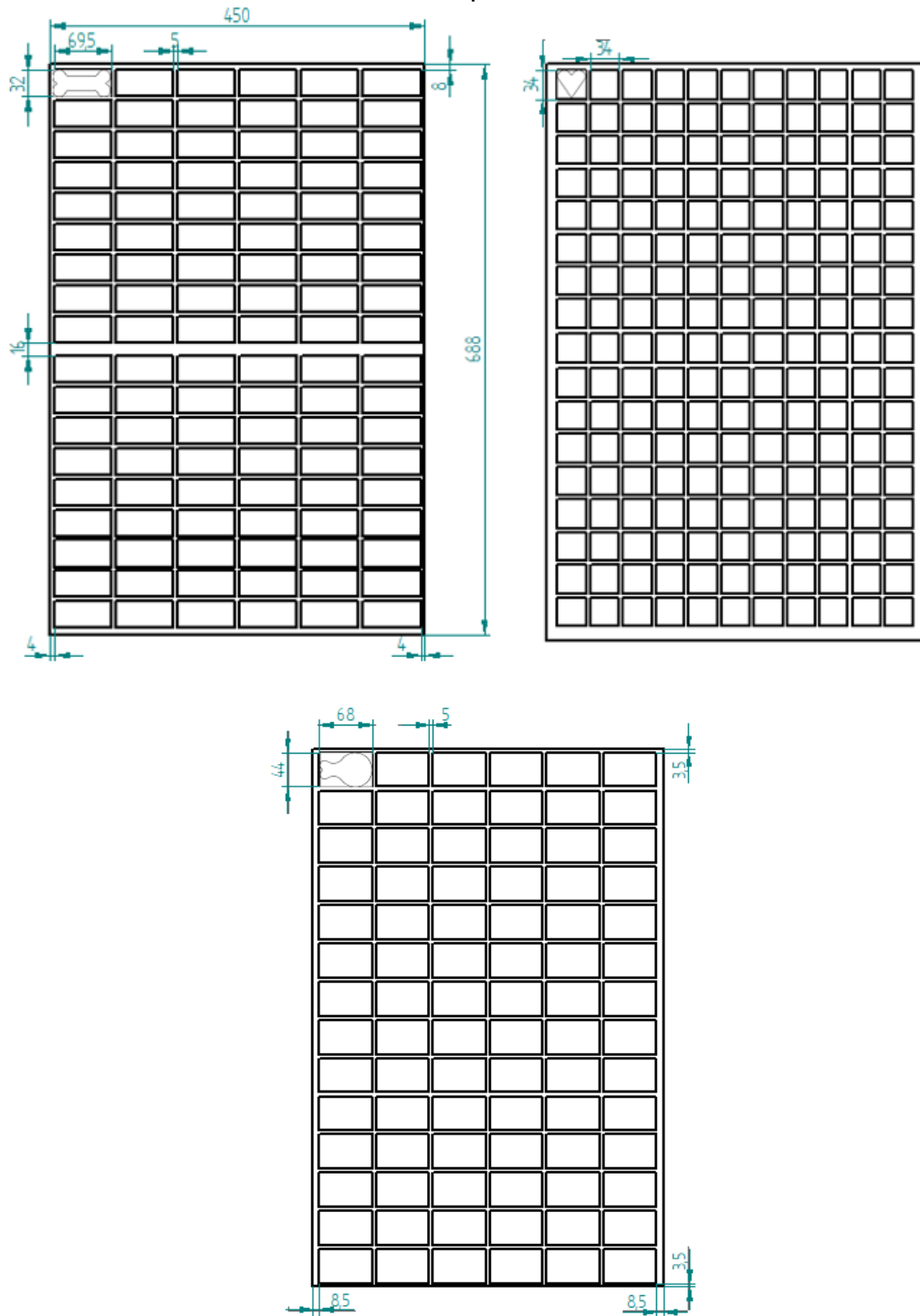
Conociendo el radio del rodillo y el ángulo de contacto, se determina la longitud de ese arco de contacto.

Ecuación 40. Longitud del arco de un sector circular

$$L = \theta * r = \frac{11,31 * \pi}{180} * \frac{21,9 \text{ cm}}{2} = 2,16 \text{ cm}$$

La longitud de contacto es de 2,16 cm, por lo que se opta por ubicar las figuras de las galletas en la banda de manera horizontal, para que los moldes tengan mejor contacto con la masa.

Figura 53. Dimensiones de la banda troqueladora con los moldes



Fuente: elaboracion propia

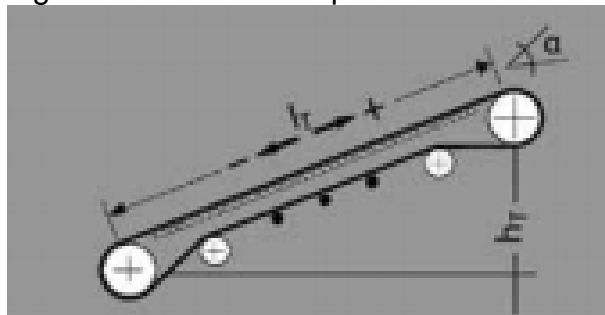
De esta manera la banda CLINA 10FF para la figura de corazón albergara 187 molde, en una disposición de 11 filas y 17 columnas, la figura de hueso tendra un alcance de 108 moldes, en una disposición de 6 filas y 18 columnas y por ultimo para la banda de moldes en forma de muslo de pollo la disposición sera de 6 filas y 14 columnas, para un total de de 84 moldes.

3.3.3 Apoyo de los rodillos. Los apoyos para el rototroquelador al igual que los anteriores soportes se fabricará de acero 1020, ya que no van a estar en contacto con la masa y se fijarán cada uno de ellos a la estructura de la banda transportadora horizontal por medio de dos tornillos M4 X 10, tendrán un ancho de 15 mm para acoplar en ellos los soportes de los rodamientos y una altura de 81,55 mm a la estructura de banda.

3.4 SISTEMA DE RE-ALIMENTACIÓN

El sistema de re-alimentación va a estar conformado por una banda transportadora inclina, que va a llevar la masa sobrante del sistema de moldeado nuevamente a la tolva de carga y almacenamiento del sistema de laminado, para esta banda se va a utilizar el mismo material Standard TPU con referencia CS09 UFMT que se usó en la banda transportadora horizontal y se va a seguir la misma metodología de Siegling transilon conveyor and processing belts para su cálculo teniendo en cuenta que su ubicación es inclinada.

Figura 54. Banda transportadora inclinada



Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Para esto se comenzará calculando la tensión máxima efectiva inclinada, haciendo uso de la siguiente ecuación:

Ecuación 41. Tensión máxima efectiva inclinada

$$Fu = \mu t * g \left(m + \frac{mB}{2} \right) + \mu r * g \left(\frac{mB}{2} + mR \right) + g * m * \sin \alpha$$

Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Dónde:

Fu = Máxima tensión efectiva (N).

G = gravedad (m/s²).

m = Carga de material (Kg).

mB = Peso de la banda (Kg).

mR = Peso del rodillo (Kg).

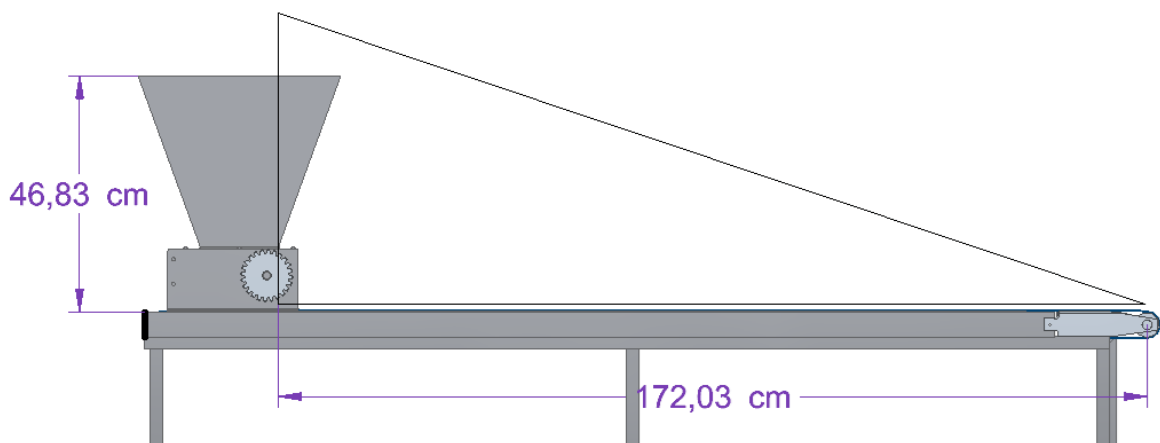
μt = Coeficiente de fricción de la mesa.

μr = Coeficiente de fricción del rodillo.

Sin α = Seno del ángulo de inclinación.

Para esto primero se halla el ángulo α , sabiendo la altura de la tolva de cuña desde el nivel de la banda transportadora horizontal, a esta se le suma 10 centímetros más y la otra distancia es la que hay entre esta tolva y el comienzo de la banda inclinada, medido de forma horizontal.

Figura 55. Medidas de la banda transportadora inclinada



Fuente: elaboración propia

Conociendo estos dos datos se hace uso de la función trigonométrica de tangente para hallar el ángulo:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{56 \text{ cm}}{172 \text{ cm}} \right)$$

$$\alpha = 18.03^\circ$$

También con esto se calcula la longitud de la banda, para determinar el peso de la banda, usando la ecuación 21 otra vez.

$$mB = 1.65 * 3.62 \text{ m} * 0.45 \text{ m} = 2.68 \text{ Kg}$$

Después se reemplazan todos los factores de la ecuación 30 y se obtiene la tensión máxima para la banda inclinada.

$$Fu = 0.33 * 9.81 * \left(200 + \frac{2.68}{2} \right) + 0.033 * 9.81 * \left(\frac{2.68}{2} + 12 \right) + 9.81 * 200 * \sin(18)$$

$$Fu = 1263.4 \text{ N}$$

Se calcula la tracción máxima de la banda inclinada, haciendo uso nuevamente de la ecuación 23.

$$F1 = Fu * C1$$

Fuente: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Dónde:

F1 = Tracción máxima de la banda (N).

Fu = Máxima tensión efectiva de la banda (N).

C1 = Factor C1 (2,1).

$$F1 = 1263.4 \text{ N} * 2.1 = 2653.1 \text{ N}$$

Después de hallar esto se vuelve a determinar la capacidad mecánica requerida, el cálculo de la fuerza de reposo, las fuerzas de manejo de la cabeza y también como en la banda horizontal del sistema de lamiendo los valores para alargamiento mínimo en el ajuste para el lado de manejo y el lado de retorno.

Tabla 31. Datos de la banda inclinada de re-alimentación

Datos	Ecuación	Resultado
Capacidad mecánica	$PA = \frac{Fu * V}{1000}$	PA= 0,063 KW
Capacidad mecánica requerida	$PM = \frac{PA}{\eta}$	PM=0,105 Hp
Fuerza de reposo total	$F = \epsilon \max\% * K_{1\%} * b_0$	F=6600 N FW1=2F FW1=FW2=13200 N
Tensión en la parte relajada de la banda	$F2 = F1 - Fu$	F2= 1389,7 N
Manejo de la cabeza en fuerzas estables	$FWA = F1 + F2$	FWA=4042,8 N
Porcentaje de alargamiento mínimo en el ajuste para el lado de manejo	$\epsilon = \frac{\frac{Fu}{2} + 2F2}{2 * K_{1\%} * b_0}$	$\epsilon=0.37\%$
Porcentaje de alargamiento mínimo en el ajuste para el lado de retorno	$\epsilon = \frac{\frac{Fu}{2} + 2F2 + Fu}{2 * K_{1\%} * b_0}$	$\epsilon= 0.51\%$

Fuente: Elaboración propia; con base en: SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

Estas ecuaciones de la tabla 31 están explicadas en la sección 3.2.4 Banda transportadora horizontal.

3.5 SISTEMA ESTRUCTURAL

La máquina de galletas para perros tiene dos estructuras, la estructura del transportador de tornillo sin-fin y la estructura donde están ubicadas las bandas transportadoras y en esta sección se llevará a cabo su desarrollo.

3.5.1 Estructura del tornillo sin-fin. Para los cálculos de esta estructura se tuvo en cuenta:

3.5.1.1 Cargas de la estructura del tornillo sin-fin. La estructura que soportará el tornillo sin-fin estará sometida a las siguientes cargas.

Carga muerta, hace referencia al transportador de tornillo sin-fin y a la misma estructura, su valor es de 165.3 lbf y genera una carga de 3.29 lbf/in y la carga viva, equivalente a los 110.2 lbf a trabajar por hora que generan una carga de 2.19 lbf/in.

Carga muerta = 3.29 lbf/in

Carga viva = 2.19 lbf/in

La carga total para la estructura es de:

Ecuación 42. Carga total de la estructura del tornillo sinfin

$$W = 1,2 * 3,29 \frac{lbf}{in} + 1,6 * 2,19 \frac{lbf}{in} = 7,45 \frac{lbf}{in}$$

Para hallar las reacciones que tiene cada elemento de la armadura que compone la estructura del tornillo sin fin, se tiene en cuenta su carga distribuida y las respectivas medidas de la estructura.

Ecuación 43. Ecuación de los tres momentos

$$M1 * L1 + 2 * M2 * (L1 + L2) + M3 * L2 = -2 * \left(\frac{1}{4} * W * L^3 \right)$$

Dónde:

M1 = Ma = 0

M2 = Mb

M3 = Mc

L = L1 = L2 = 21.25 in

Para esto primero se calcula el momento en C.

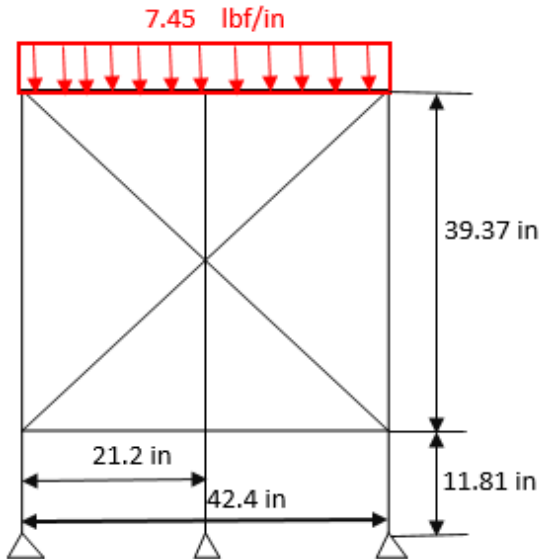
$$M_c = - \left(7.45 \frac{lbf}{in} * 7.87in \right) * 3,93in = -230.42 lb in$$

Entonces el M2 es igual a:

$$\begin{aligned} 2 * M2 * (21.25in + 21.25in) + (-230.42 lb in * 21.25in) \\ = -2 * \left(\frac{1}{4} * 7.45 \frac{lbf}{in} * 21.25 in^3 \right) \end{aligned}$$

$$M2 = -362.91 lb in$$

Figura 56. Diagrama de fuerzas en la estructura del tornillo



Fuente: elaboración propia

Para convertir la carga distribuida en una carga nodal, se multiplica esta carga por la longitud en que está distribuida y se divide en dos mitades para determinar la carga nodal en la mitad y en los extremos de la estructura.

Carga sobre la estructura = carga distribuida * longitud

$$\text{Carga sobre la estructura} = 7.45 * 42.4$$

$$\text{Carga sobre la estructura} = 316.01 \text{ lbf}$$

Carga en la mitad = Carga sobre la estructura / 2

$$\text{Carga en la mitad} = \frac{316.02}{2}$$

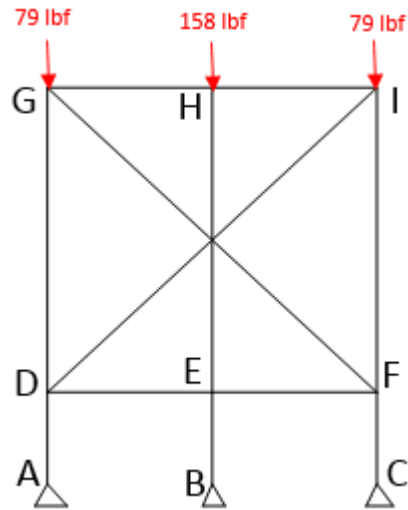
$$\text{Carga en la mitad} = 158 \text{ lbf}$$

Carga en los extremos = carga en la mitad / 2

$$\text{Carga en los extremos} = \frac{158}{2}$$

$$\text{Carga en los extremos} = 79 \text{ lbf}$$

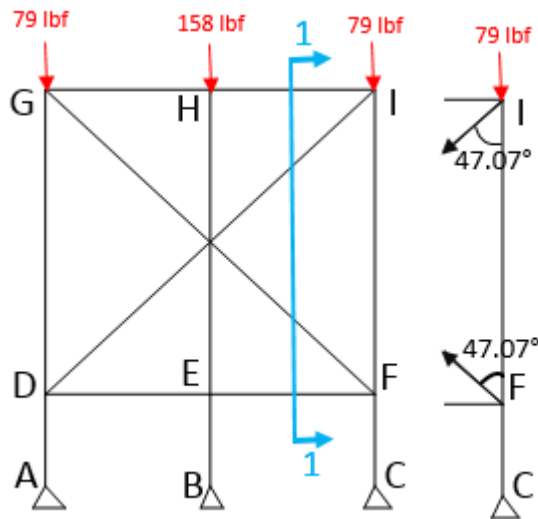
Figura 57. Diagrama de fuerzas nodales en la estructura del tornillo



Fuente: elaboración propia

En los apoyos se usan pasadores en los nodos A, B y C. Para hallar las fuerzas en los soportes se hace un corte 1-1 en la estructura.

Figura 58. Diagrama de fuerzas nodales en la estructura, con el corte 1-1



Fuente: elaboración propia

Corte 1-1.

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ -79 \text{ lbf} - F_{I-D} * \cos(47.07) + F_{F-G} * \cos(47.07) + F_C &= 0 \\ F_C &= 79 \text{ lbf}\end{aligned}$$

Estructura total.

$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 \\ 79(42.4) - 79(42.4) - 158(21.2) + F_B(21.2) &= 0 \\ F_B &= 158 \text{ lbf} \\ \sum F_y &= 0 \\ -79 \text{ lbf} + F_C - 158 \text{ lbf} + F_B - 79 \text{ lbf} + F_A &= 0 \\ F_A &= 79 \text{ lbf}\end{aligned}$$

Para encontrar las reacciones en cada elemento de la armadura, se realiza por el método de nodos para analizar armaduras. Se considera que las riostras están sometidas a compresión debido a las cargas y la fuerza de los soportes a la que están sometidas, por esto para las fuerzas G-F y D-I son iguales.

Ecuación 44. Fuerza G-F

$$F_{G-F} = 0.3 * P_{ne}$$

Fuente: GARZA VASQUEZ, Luis. Diseño sísmico de estructuras de acero parte III. [En línea]. [13 de Octubre de 2020] Disponible en: https://www.medellin.unal.edu.co/~lgarza/Documentos/Diseno_Sismico3-PAC.pdf

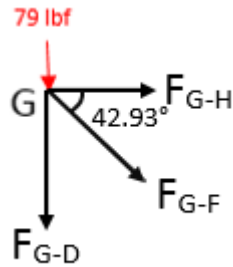
Dónde:

P_{ne} = Fuerza a la que está sometida la riostra (lbf).

$$\begin{aligned}F_{G-F} &= 0.3 * 79 \\ F_{G-F} &= 23.7 \text{ lbf}\end{aligned}$$

Nodo G.

Figura 59. Diagrama de fuerzas en el nodo G.



Fuente: elaboración propia

$$\sum F_y = 0$$

$$-79 \text{ lbf} - F_{G-D} + F_{G-F} * \text{sen}(42.93) = 0$$

$$F_{G-D} = -62.8 \text{ lbf} \text{ (compresión)}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{G-H} - F_{G-F} * \text{cos}(42.93) = 0$$

$$F_{G-H} = 17.3 \text{ lbf} \text{ (tensión)}$$

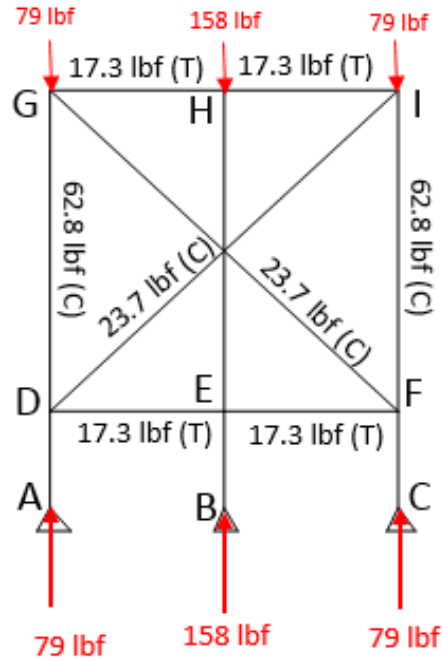
Por la forma de la estructura y las fuerzas a las que están sometidas se puede decir que:

$$F_{G-D} = F_{I-F}$$

$$F_{G-H} = F_{D-E} = F_{E-F} = F_{H-I}$$

Para la columna H-E estará sometida a una fuerza de 158 lbf a compresión, debido a que la carga a la que está sometida en el nodo H es la misma que se ejerce en el E por la fuerza del soporte.

Figura 60. Diagrama de fuerzas de los elementos de la estructura del tornillo

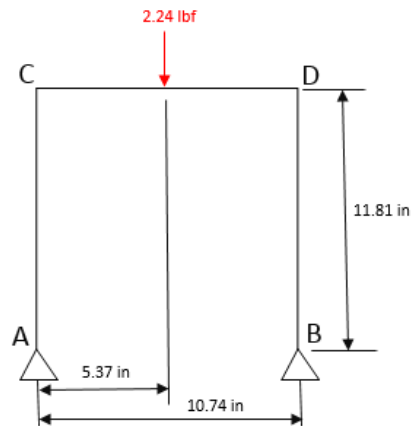


Fuente: elaboración propia

Estructura del motor del tornillo sinfín.

En esta estructura se tiene en cuenta el peso promedio de un motor paso a paso nema 23 que es de aproximadamente de 2.24 lbf, y se calcula como una viga a flexión, donde se hallan las reacciones de sus apoyos (pasadores), la fuerza axial, fuerza cortante y el momento flector de cada elemento que compone la estructura.

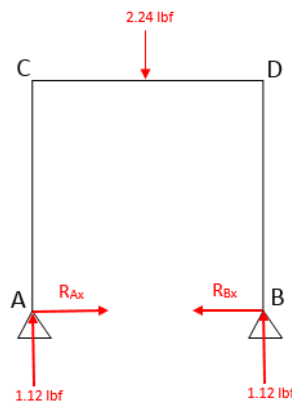
Figura 61. Diagrama de fuerzas del motor de la estructura del tornillo sinfín.



Fuente: elaboración propia

$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 \\ -(2.24 \text{ lbf})(5.37 \text{ in}) + R_{By}(10.74 \text{ in}) &= 0 \\ R_{By} &= 1.12 \text{ lbf} \\ \sum F_y &= 0 \\ -2.24 \text{ lbf} + 1.12 \text{ lbf} + R_{Ay} &= 0 \\ R_{Ay} &= 1.12 \text{ lbf}\end{aligned}$$

Figura 62. Diagrama de fuerzas de los apoyos en Y.



Fuente: elaboración propia

Para hallar las reacciones de los apoyos en X es necesario calcular los momentos para el tramo AB con el método de los tres momentos para vigas hiperestáticas.

Ecuación 45. Momento en el Tramo AB

$$2M_{AB}(L1 + L2) = -\frac{6(P * a * b)}{6L} * (b + L)$$

Dónde:

$L1=L2=L=10.74 \text{ in}$

$P = \text{Carga (2.24 lbf)}$.

$a = \text{Longitud de A hacia P (5.37 in)}$.

$b = \text{Longitud de P hacia B (5.37 in)}$.

$$2M_{AB}(10.74 + 10.74) = -\frac{6(2.24 * 5.37 * 5.37)}{6 * 10.74} * (5.37 + 10.74)$$

$$M_{AB} = -2.25 \text{ lbf in}$$

Entonces se hallan las reacciones en los apoyos:

$$\sum M_D = 0$$

$$-(2.24 \text{ lbf})(5.37 \text{ in}) + (1.12 \text{ lbf})(10.74 \text{ in}) - R_{Ax}(11.81 \text{ in}) = -2.25 \text{ lbf in}$$

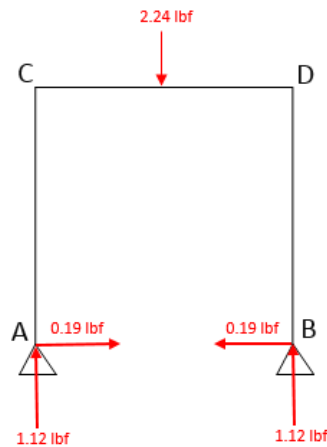
$$R_{Ax} = 0.19 \text{ lbf}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$0.19 \text{ lbf} + R_{Bx} = 0$$

$$R_{Bx} = -0.19 \text{ lbf}$$

Figura 63. Diagrama de fuerzas de los apoyos en X y Y



Fuente: elaboración propia

En la sección A-C, el diagrama es el siguiente:

Figura 64. Diagrama de fuerzas en la sección A-C.



Fuente: elaboración propia

$$\sum F_x = 0$$

$$V + 0.19 \text{ lbf} = 0$$

$$V = -0.19 \text{ lbf}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$A + 1.12 \text{ lbf} = 0$$

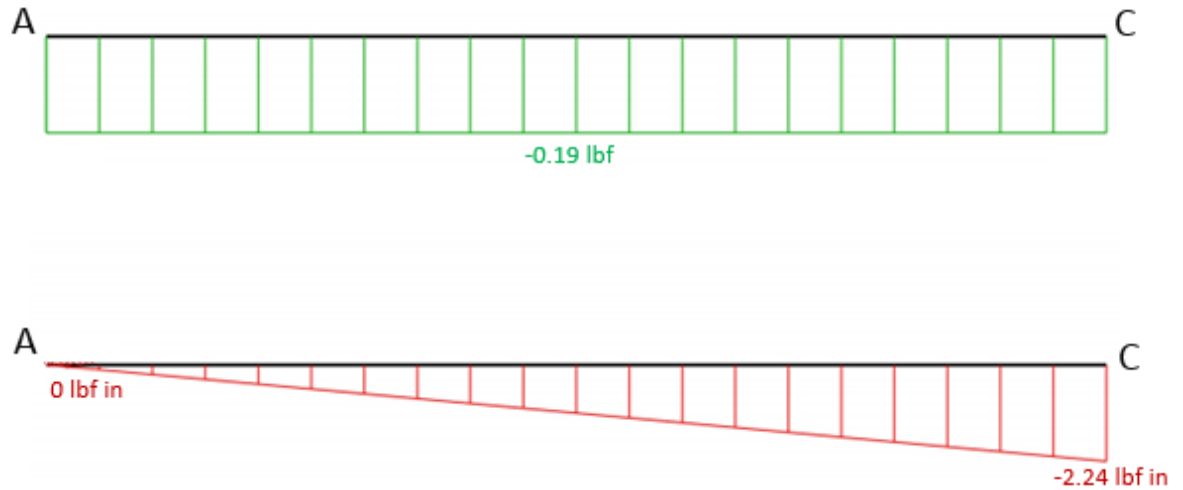
$$A = -1.12 \text{ lbf}$$

$$\sum M_D = 0$$

$$M_f + (0.19 \text{ lbf})(11.81 \text{ in}) = 0$$

$$M_f = -2.24 \text{ lbf in}$$

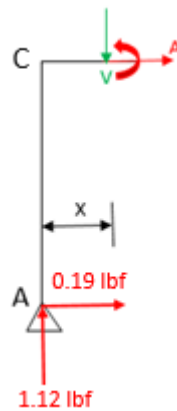
Figura 65. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la seccion A-C



Fuente: elaboración propia

Y en la sección C-D.

Figura 66. Diagrama de fuerzas en la seccion C-D sin la carga

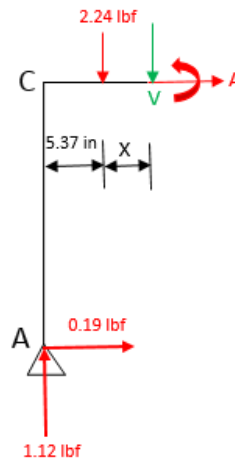


Fuente: elaboración propia

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ A + 0.19 \text{ lbf} &= 0 \\ A &= -0.19 \text{ lbf} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_Y &= 0 \\ -V + 1.12 \text{ lbf} &= 0 \\ V &= 1.12 \text{ lbf} \\ \sum M_{\text{corte}} &= 0 \\ Mf - (1.12 \text{ lbf})(X) + (0.19 \text{ lbf})(11.81 \text{ in}) &= 0 \\ Mf &= -(0.19 \text{ lbf})(11.81 \text{ in}) + (1.12 \text{ lbf})(X) \\ Mf(0) &= -2.24 \text{ lbf in} \\ Mf(5.37) &= 3.77 \text{ lbf in} \end{aligned}$$

Figura 67. Diagrama de fuerzas en la sección C-D con la carga



Fuente: elaboración propia

$$\begin{aligned} \sum F_X &= 0 \\ A + 0.19 \text{ lbf} &= 0 \\ A &= -0.19 \text{ lbf} \\ \sum F_Y &= 0 \\ -V + 1.12 \text{ lbf} - 2.24 \text{ lbf} &= 0 \\ V &= -1.12 \text{ lbf} \end{aligned}$$

$$\sum M_{corte} = 0$$

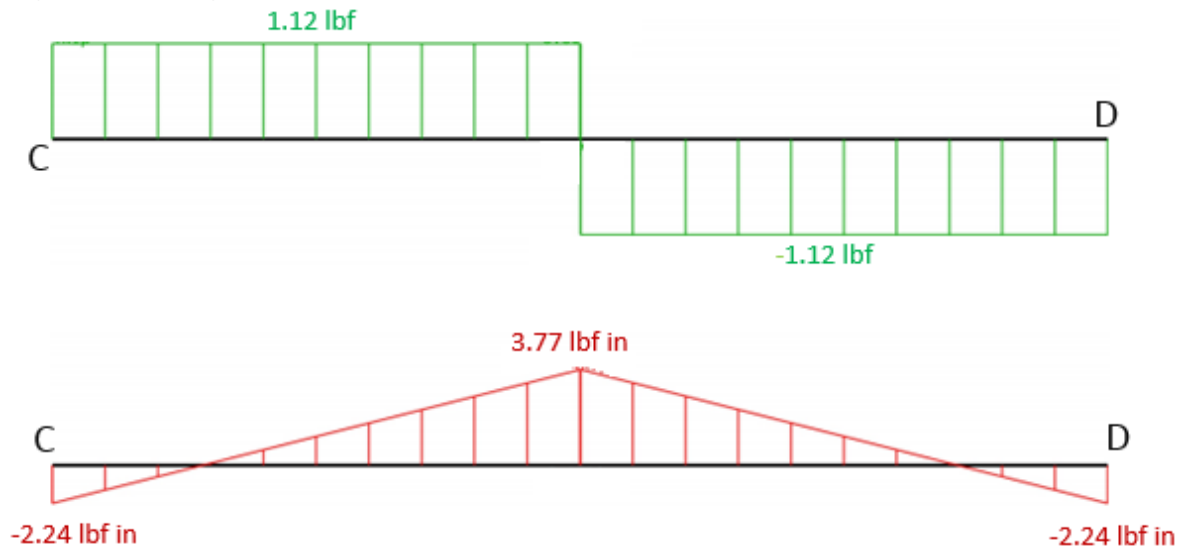
$$Mf + (2.24 \text{ lbf})(X) - (1.12 \text{ lbf})(5.37 + X) + (0.19 \text{ lbf})(11.81 \text{ in}) = 0$$

$$Mf = -(0.19 \text{ lbf})(11.81 \text{ in}) + (1.12 \text{ lbf})(5.37 + X) - (2.24 \text{ lbf})(X)$$

$$Mf(0) = 3.77 \text{ lbf in}$$

$$Mf(5.37) = -2.24 \text{ lbf in}$$

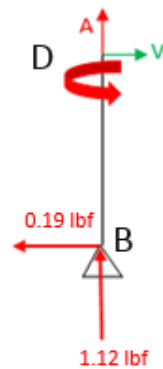
Figura 68. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la sección C-D



Fuente: elaboración propia

Por último, la sección D-B.

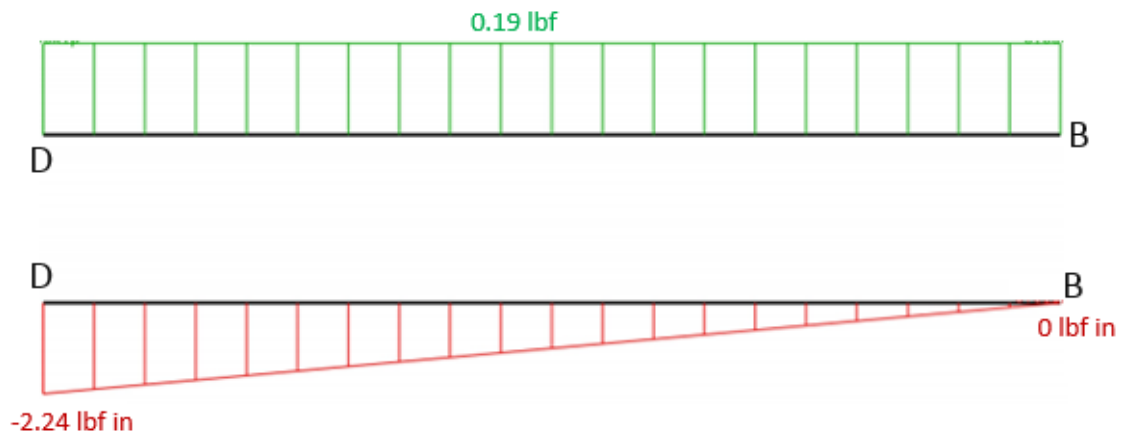
Figura 69. Diagrama de fuerzas en la sección D-B.



Fuente: elaboración propia

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ V - 0.19 \text{ lbf} &= 0 \\ V &= 0.19 \text{ lbf} \\ \sum F_y &= 0 \\ A + 1.12 \text{ lbf} &= 0 \\ A &= -1.12 \text{ lbf} \\ \sum M_D &= 0 \\ M_f + (0.19 \text{ lbf})(11.81 \text{ in}) &= 0 \\ M_f &= -2.24 \text{ lbf in} \end{aligned}$$

Figura 70. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la sección D-B.



Fuente: elaboración propia

3.5.1.2 Selección de ángulo para la estructura del tornillo sin-fin. En la selección del perfil de ángulo se determina por medio del módulo de sección que tienen las cargas y se compara por medio de un catálogo para seleccionar el perfil adecuado.

Ecuación 46. Selección de perfil

$$S = \frac{M_F}{\theta_F}$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Dónde:

M_F : Momento flector máximo 48.49 Nm \approx 0.42917 Klb in (Klb in).

Θ_F : Esfuerzo de deflexión (Ksi).

Para el esfuerzo de deflexión se calcula por el método LFRD. Para un material de acero ASTM A 36.

Ecuación 47. Esfuerzo de deflexión

$$\Theta_F = 0.9F_y$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Dónde:

Θ_F : Esfuerzo de deflexión (Ksi).

F_y : Esfuerzo de fluencia (36 Ksi).

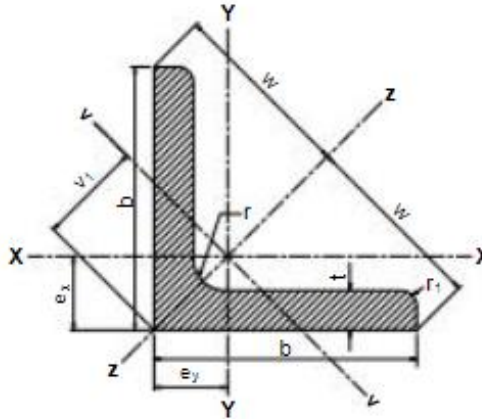
$$\Theta_F = 0.9 * 36 \text{ Ksi} = 32,4 \text{ Ksi}$$

Después se reemplaza en la ecuación 47 el esfuerzo de deflexión calculado anteriormente y se obtiene

$$S = \frac{0.42917 \text{ Klb} * \text{in}}{32.4 \text{ Ksi}} = 0.0132 \text{ in}^3 \approx 0.21 \text{ cm}^3$$

Entonces se opta por el siguiente perfil.

Figura 71. Perfil estructural



Fuente: CIRSOC. Perfiles laminados y tubos estructurales. [sitio web]. [consultado 24 de Jul, 2020]. Disponible en: https://issuu.com/williamgamboa/docs/tabla_aisc_si.

Tabla 32. Características del perfil estructural

Designación Comercial	Dimensiones		Radios de acuerdo		Relación $\frac{b}{t}$	Ag	Peso	Distancias al centro de gravedad			X - X = Y - Y	
	b	t	r	r ₁				e _x =e _y	w	v ₁	I _x = I _y	S _x = S _y
	mm	mm	mm	mm	cm ²	Kg/m	cm	cm	cm	cm ⁴	cm ³	
L 5/8 x 5/8 x 1/8	15,9	3,2	4	2	5,0	0,94	0,74	0,50	1,13	0,71	0,20	0,18
L 3/4 x 3/4 x 1/8	19	3,2	4	2	5,9	1,13	0,89	0,58	1,34	0,82	0,35	0,26
L 7/8 x 7/8 x 1/8	22,2	3,2	4	2	6,9	1,32	1,04	0,65	1,56	0,92	0,56	0,36







Fuente: CIRSOC. Perfiles laminados y tubos estructurales. [sitio web]. [consultado 24 de Jul, 2020]. Disponible en: https://issuu.com/williamgamboa/docs/tabla_aisc_si.

Se toma un ángulo de L $\frac{3}{4} \times \frac{3}{4} \times \frac{1}{8}$, ya que tiene un módulo de sección de 0.26 cm³ y es mayor al módulo de sección calculado.

Calculo de la columna.

Para la columna se toma un factor de longitud efectiva K=2 según la figura 72, ya que la columna tiene restricciones en sus dos extremos, debido a que son articulados, pero uno es libre a traslación y otro a rotación.

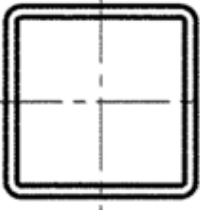
Figura 72. Valores aproximados del factor de longitud efectiva K

					
0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
0.65	0.8	1.2	1.0	2.1	2.0

Fuente: RODAS ANDRADE, Hernán. Estructuras 1 apuntes de clase. Universidad de Cuenca, 2014. 82P. ISBN 978-9978-14-244-8.

La columna soporta una carga viva de 490 N (110 lb) y una carga muerta de 735 N (165 lb), también una resistencia por los métodos LFRD y ASD de 374 lb y 275 lb respectivamente, por lo cual para las columnas se toma un perfil cuadrado HSS 2x2x 1/8 con un área propuesta de 0.840 in² y un radio de giro de 0.761 in.

Figura 73. Perfil de las columnas

	HSS2x2x1/4	0.233	5.41	1.51	5.58	5.58	0.747	0.747	0.704	0.964	—	1.31	1.41	0.600
	x3/16	0.174	4.32	1.19	8.49	8.49	0.641	0.641	0.733	0.797	—	1.09	1.14	0.617
	x1/8	0.116	3.05	0.840	14.2	14.2	0.486	0.486	0.761	0.584	—	0.796	0.817	0.633

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Relación de esbeltez.

Es un cálculo para un elemento a compresión, se recomienda que en la relación de esbeltez se obtenga un resultado igual o menor a 200.

Ecuación 48. Relación de esbeltez

$$RE = \frac{KL}{r}$$

Fuente: RODAS ANDRADE, Hernán. Estructuras 1 apuntes de clase. Universidad de Cuenca, 2014. 82P. ISBN 978-9978-14-244-8.

Dónde:

K = Factor de longitud efectiva.

L = Longitud de la columna (39.4 in).

r = Radio de giro (in).

$$RE = \frac{2 * 39.4}{0.761} = 103,5$$

Se obtiene una relación de esbeltez menor a 200 por lo que se asegura que la estructura es correcta.

Relación de material.

Es necesario calcular la relación del material para determinar la ecuación adecuada de la fuerza crítica.

Ecuación 49. Relación de material

$$RM = 4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Dónde:

RM = Relación de material.

F_y = Esfuerzo de fluencia (Ksi).

E = Modulo de elasticidad (29000 Ksi).

$$RM = 4.71 \sqrt{\frac{29000}{36}} = 133,7$$

Entonces se calcula el esfuerzo de Euler para después determinar la fuerza crítica en la estructura.

Ecuación 50. Esfuerzo de Euler

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2}$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Dónde:

F_e = Esfuerzo Euler (Ksi).

E = Modulo de elasticidad (Ksi).

$\left(\frac{K*L}{r}\right)$ = Relación de esbeltez.

$$F_e = \frac{\pi^2 * 29000}{(103.5)^2} = 26,7Ksi$$

Para la fuerza crítica se debe tener en cuenta las conexiones entre la relación del material y la relación de esbeltez, donde:

Ecuación 51. Fuerza crítica

Si, $RM > RE$ entonces

$$F_{cr} = 0.658 \frac{F_y}{F_e} F_y$$

Si, $RM < RE$ entonces

$$F_{cr} = 0.877 F_e$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Como RM es mayor a RE entonces se toma la primera ecuación para la fuerza crítica.

$$F_{cr} = 0.658^{\frac{36}{26.7}} * 36 = 20,5 Ksi$$

Con esto se pasa a calcular la resistencia nominal LFRD y la resistencia nominal ASD.

Ecuación 52. Resistencia nominal LFRD

$$LFRD = 0.9F_{cr}A_p * 1000$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Dónde:

LFRD = Resistencia nominal LFRD (lb).

F_{cr} = Fuerza critica (Ksi).

A_p = Área propuesta (in²).

$$LFRD = 0.9 * 20.5 * 0.840 * 1000 = 15490 \text{ lb}$$

Ecuación 53. Resistencia nominal ASD

$$ASD = 0.6F_{cr}A_p * 1000$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Dónde:

ASD = Resistencia nominal ASD (lb).

F_{cr} = Fuerza critica (Ksi).

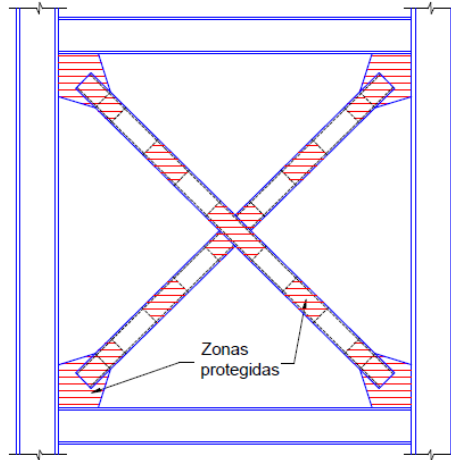
A_p = Área propuesta (in²).

$$ASD = 0.6 * 20.5 * 0.840 * 1000 = 10326 \text{ lb}$$

Se determinó que el perfil cuadrado HSS 2x2x 1/8 cumple con las condiciones de carga tanto para el método LFRD como para el ASD.

3.5.1.3 Calculo de las riostras. Se utilizan dos riostras diagonales cruzadas, por lo que una está sometida a compresión y otra a tensión, en este caso se determina la de tensión para las uniones que se aplican a las cargas. Para el cálculo de las riostras es necesario una cartela de apoyo, unido mediante un tornillo M10 a los perfiles uno en la parte de adelante y otra por detrás.

Figura 74. Riostras



Fuente: PROAÑO, Jhonatan Santiago. Análisis y diseño sísmico de un edificio de acero con aisladores sísmicos; Trabajo de graduación previo a la obtención del título de ingeniero civil. Universidad Central de Ecuador. Facultad de ingeniería ciencias físicas y matemática, modelamiento en el ETABS, Quito. 2014. 41p.

Se toma un ángulo de L $\frac{3}{4}$ x $\frac{3}{4}$ x $\frac{1}{8}$, que fue el escogido para soportar las cargas por su módulo de sección con un área total igual a $1.13 \text{ cm}^2 \approx 0.17 \text{ in}^2$ y un espesor de $\frac{1}{8}$ in. Para un acero ASTM A36 con un esfuerzo de fluencia de 36 Ksi y un esfuerzo ultimo de 58 Ksi. (Para ver características de este perfil, ver tabla 34). Después de esto se calcula la resistencia nominal a fluencia, con la siguiente ecuación:

Ecuación 54. Resistencia nominal a fluencia

$$P_{nf} = F_y * A_g$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Dónde:

P_{nf} = Resistencia nominal a fluencia (Kips).

Fy = Esfuerzo de fluencia ASTM A 36 (Ksi).

Ag = Área total (in²).

$$Pnf = 36 * 0.17 = 6,12 \text{ Kips}$$

Ahora se calcula el área neta, que se determina con la siguiente ecuación:

Ecuación 55. Área neta

$$An = Ag - Aperf$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Dónde:

An = Área neta (in²).

Ag = Área total (in²).

Aperf = Área perforada (in²).

Para esto se tiene que determinar el área perforada primero, que se calcula de la siguiente manera:

Ecuación 56. Área perforada

$$Aperf = \left(\phi + \frac{1}{8} \right) * t * \# \text{ perf}$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Dónde:

Aperf = Área perforada (in²).

∅ = Diámetro del tornillo (in).

t = espesor del ángulo (in).

Perf = Numero de perforaciones.

$$Aperf = \left(0.3937 + \frac{1}{8} \right) * \frac{1}{8} * 1 = 0,064 \text{ in}^2$$

Conociendo ahora si todos los datos de la ecuación 51, se reemplazan los datos y se obtiene:

$$A_n = 0.17 - 0.064 = 0,10 \text{ in}^2$$

Con esto se prosigue y se calcula el área efectiva.

Ecuación 57. Área efectiva

$$A_e = A_n * U$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Dónde:

A_e = Área efectiva (in²).

A_n = Área neta (in²).

U = Factor de relajación de cortante (in).

El factor de relajación de cortante no se conoce, pero como se trata de una sola unión se utiliza la ecuación general para calcular el factor de relajación de cortante.

Ecuación 58. Factor de relajación de cortante

$$U = 1 - \frac{x}{l}$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Dónde:

U = Factor de relajación de cortante.

X = Es la distancia desde el centroide de la sección conectada al plano de conexión
 $e_x = e_y = 0.58 \text{ cm} = 0.22 \text{ in}$ de la tabla designación comercial perfil de L $\frac{3}{4} \times \frac{3}{4} \times \frac{1}{8}$ (in)

L = Es la longitud total de la conexión en la dirección de la carga (in). Para este caso es igual al diámetro del tornillo M10 = 0.39 in.

$$U = 1 - \frac{0.22}{0.39} = 0,43$$

Determinado el factor U se calcula el área efectiva.

$$A_e = 0.10 * 0.43 = 0.043 \text{ in}^2$$

Con esto, se pasa a calcular la resistencia nominal a la fractura.

Ecuación 59. Resistencia nominal a la fractura

$$Pn_{fr} = Fu * Ae$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Dónde:

Pn_{fr} = Resistencia nominal a la fractura (Kips).

Fu = Esfuerzo ultimo ASTM A 36 (Ksi).

Ae = Área efectiva (in²).

$$Pn_{fr} = 58 * 0.043 = 2,49 \text{ Kips}$$

La columna soporta una carga viva de 490 N (110 lb) y una carga muerta de 735 N (165 lb) y utilizando el método LFRD y ADS se calculará la resistencia a fluencia, para las riostras; se comenzará por el método LFRD.

Ecuación 60. Resistencia diseño a fluencia LFRD

$$Pnf_{LFRD} = Pnf * \phi_t$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Dónde:

Pnf_{LFRD} = Resistencia de diseño a fluencia (Kips).

Pnf = Resistencia nominal a fluencia (Kips).

ϕ_t = Factor de resistencia a fluencia 0.9.

$$Pnf_{LFRD} = 0.9 * 6.12 = 5.508 \text{ Kips}$$

Para el diseño la resistencia a fractura por el método LFRD, se determina con la ecuación:

Ecuación 61. Resistencia diseño a fractura LFRD

$$Pnfr_{LFRD} = Pnfr * \phi_t$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Dónde:

$Pnfr_{LFRD}$ = Resistencia de diseño a fractura (Kips).

$Pnfr$ = Resistencia nominal a fractura (Kips).

ϕt = Factor de resistencia a fractura 0.75.

$$Pnfr_{LFRD} = 0.75 * 2.49 = 1,886 \text{ Kips}$$

Después de esto se va a determinar la combinación de cargas en la riostra, con el siguiente procedimiento:

Ecuación 62. Combinación de cargas LFRD

$$C1 = 1.4 D$$

$$C2 = 1.2 D + 1.6 L$$

Fuente: PRESENTACION DE LA NUEVA FORMA UNIFICADA AISC 360-2010. Nueva tendencia en la normalización del diseño de estructuras de acero. [Sitio web]. [Consultado 1 de agosto, 2020]. Disponible en: <https://www.slideshare.net/arturopena1401/4to-seminario-iet20124metalicas0>.

Reemplazando las ecuaciones de combinación de cargas se obtienen los siguientes valores:

$$C1 = 1.4 * 165$$

$$C1 = 231 \text{ lb}$$

$$C2 = 1.2 * 165 + 1.6 * 110$$

$$C2 = 374 \text{ lb}$$

Se determina que las riostras cumplen con las condiciones de carga a las que están sometidas y no permiten la rotación en la estructura por el método LFRD. Se procede ahora a realizar lo mismo por el método ASD.

Ecuación 63. Resistencia disponible a fluencia ASD

$$Pnf_{ASD} = Pnf * \phi t$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Dónde:

Pnf_{ASD} = Resistencia disponible a fluencia (Kips).

Pnf = Resistencia nominal a fluencia (Kips).

ϕt = Factor de resistencia a fluencia 0.6.

El resultado para esta resistencia es de:

$$Pn_{f_{ASD}} = 0.6 * 6.12 = 3,67 \text{ Kips}$$

La resistencia de diseño a fractura por este método es de:

Ecuación 64. Resistencia diseño a fractura ASD

$$Pn_{fr_{ASD}} = Pn_{fr} * \phi_t$$

Fuente: THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

Dónde:

$Pn_{fr_{ASD}}$ = Resistencia de diseño a fractura (Kips).

Pn_{fr} = Resistencia nominal a fractura (Kips).

ϕ_t = Factor de resistencia a fractura 0.5.

Se obtiene un valor de:

$$Pn_{fr_{ASD}} = 0.5 * 2.49 = 1.24 \text{ Kips}$$

Por último, se vuelve a calcular la Combinación de cargas.

Ecuación 65. Combinación de cargas ASD

$$C1 = D$$

$$C2 = D + L$$

Fuente: PRESENTACION DE LA NUEVA FORMA UNIFICADA AISC 360-2010. Nueva tendencia en la normalización del diseño de estructuras de acero. [Sitio web]. [Consultado 1 de agosto, 2020]. Disponible en: <https://www.slideshare.net/arturopena1401/4to-seminario-iet20124metalicas0>.

$$C1 = 165 \text{ lb}$$

$$C2 = 165 + 110$$

$$C2 = 275 \text{ lb}$$

Por este método también se determina que las riostras cumplen con las condiciones de carga a las que están sometidas y no permiten la rotación en la estructura.

3.5.2 Estructura de las bandas transportadoras. Para esta estructura los cálculos a tener en cuenta son los siguientes:

3.5.2.1 Carga de la estructura de las bandas. La estructura que soportará las bandas transportadoras estará sometida a las siguientes cargas.

Carga muerta, hace referencia a los rodillos acopladores, laminadores, al rodillo rototroquelador y la misma estructura. La carga viva en este caso corresponde a la lámina de masa que van en las bandas.

Carga muerta = 1,68 lbf/in

Carga viva = 1,28 lbf/in

La carga total para la estructura es de:

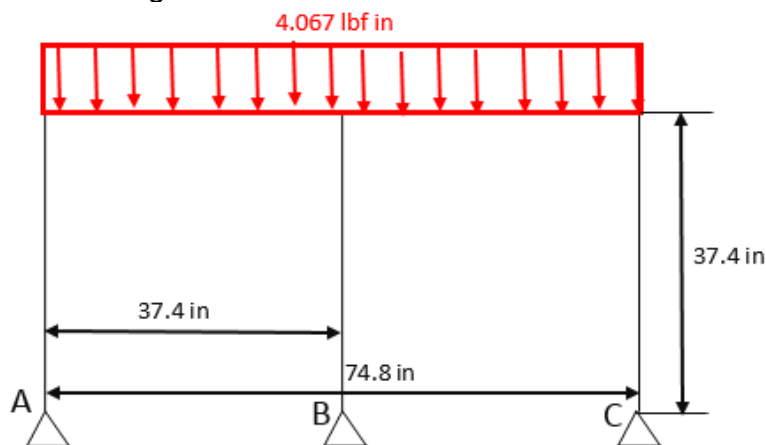
Ecuación 66. Carga total de la estructura de las bandas

$$W = 1,2 * 1,68 \frac{lbf}{in} + 1,6 * 1,28 \frac{lbf}{in} = 4.067 \frac{lbf}{in}$$

Con esto se pasa a determinar las reacciones en los apoyos.

Para la estructura de la mesa de las bandas transportadoras se calcula como un marco, donde se halla las reacciones de sus apoyos (pasadores), la fuerza axial, fuerza cortante y el momento flector de cada elemento que compone la estructura.

Figura 75. Diagrama de fuerzas en la estructura de las bandas



Fuente: elaboración propia

Para el cálculo de las reacciones de los apoyos, esta se va a calcular por el método de los tres momentos.

$$M1 * L1 + 2 * M2 + (L1 + L2) * M3 = -\left(\frac{1}{4} * W * L^3\right)$$

Dónde:

$$M1 = M3 = Ma = Mc = 0$$

$$M2 = Mb$$

$$L = L1 = L2 = 37.4 \text{ in}$$

Entonces el M2 es igual a:

$$2 * M2 * (37.4 \text{ in} + 37.4 \text{ in}) = -\left(\frac{1}{4} * 4.067 \frac{\text{lb}}{\text{in}} * 37.4 \text{ in}^3\right)$$

$$M2 = -355.54 \text{ lbf in}$$

La viga se va a dividir en las secciones de AB y de BC para obtener las reacciones de los apoyos A y C.

Sección AB.

$$Ra * 37.4 \text{ in} - 4.067 \frac{\text{lb}}{\text{in}} * 37.4 \text{ in} * 18.7 \text{ in} = -355.54 \text{ lbf in}$$

$$Ra_y = 66.54 \text{ lbf}$$

Sección BC.

$$Ra * 37.4 \text{ in} - 4.067 \frac{\text{lb}}{\text{in}} * 37.4 \text{ in} * 18.7 \text{ in} = -355.54 \text{ lbf in}$$

$$Rc_y = 66.54 \text{ lbf}$$

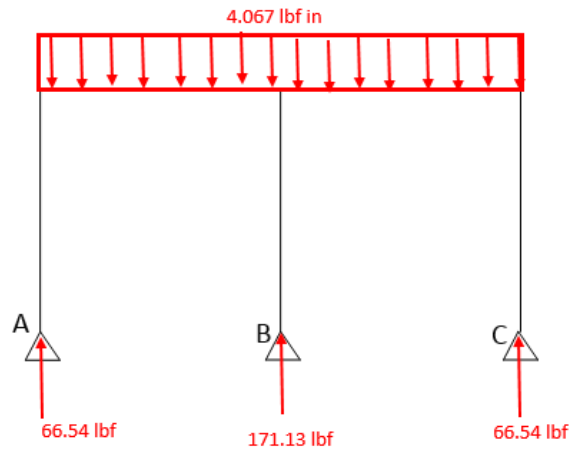
Y la reacción en el punto B se halla con la sumatoria de fuerzas en y.

$$\sum F_y = 0$$

$$4.067 \frac{\text{lb}}{\text{in}} * 74.8 \text{ in} - 66.54 \text{ lbf} - 66.54 \text{ lbf} - Rb = 0$$

$$Rb_y = 171.13 \text{ lbf}$$

Figura 76. Diagrama de fuerzas de los apoyos en Y



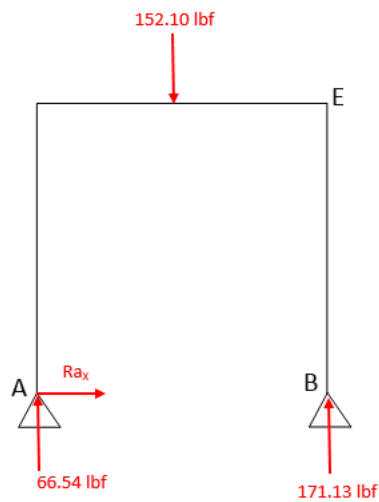
Fuente: elaboración propia

Para calcular las reacciones en x de los apoyos A y C, se toma la sección A Y B.

$$\text{Carga seccion AB} = 4.067 \frac{\text{lbf}}{\text{in}} * 37.4 \text{ in}$$

$$\text{Carga seccion AB} = 152.10 \text{ lbf}$$

Figura 77. Diagrama de fuerzas en la seccion A-B



Fuente: elaboración propia

$$\sum M_E = 0$$

$$-\left(152.10 \text{ lbf} * \frac{37.4}{2} \text{ in}\right) + (66.54 \text{ lbf} * 37.4 \text{ in}) + Ra_x * 37.4 \text{ in} = 0$$

$$Ra_x = 9.51 \text{ lbf}$$

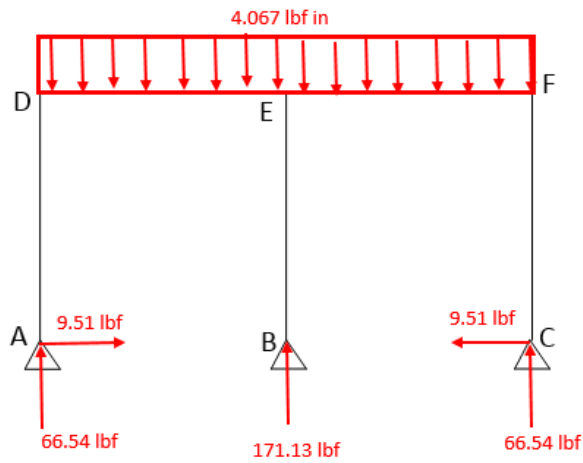
$$\sum F_x = 0$$

$$Ra_x - Rc_x = 0$$

$$Ra_x = Rc_x$$

$$Rc_x = 9.51 \text{ lbf}$$

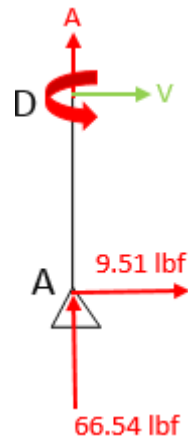
Figura 78. Diagrama de fuerzas en los apoyos X y Y



Fuente: elaboración propia

En la sección A-D.

Figura 79. Diagrama de fuerzas en la sección A-D



Fuente: elaboración propia.

$$\sum F_x = 0$$

$$V + 9.51 \text{ lbf} = 0$$

$$V = -9.51 \text{ lbf}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$A + 66.54 \text{ lbf} = 0$$

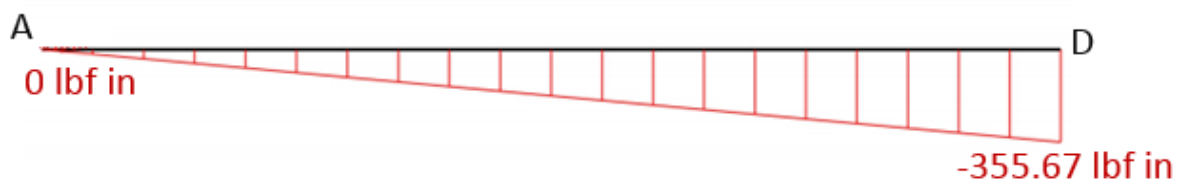
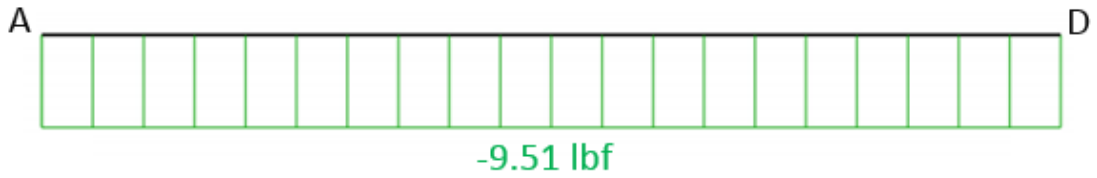
$$A = -66.54 \text{ lbf}$$

$$\sum M_D = 0$$

$$M_f + (9.51 \text{ lbf})(37.4 \text{ in}) = 0$$

$$M_f = -355.67 \text{ lbf in}$$

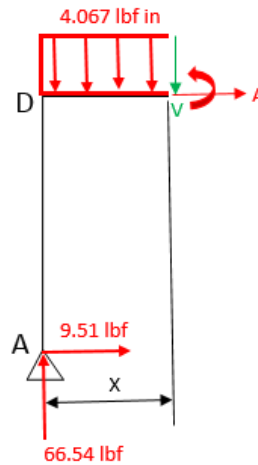
Figura 80. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la sección A-D



Fuente: elaboración propia

Para la sección D-E, se tiene:

Figura 81. Diagrama de fuerzas en la sección D-E



Fuente: elaboración propia

$$\sum F_x = 0$$

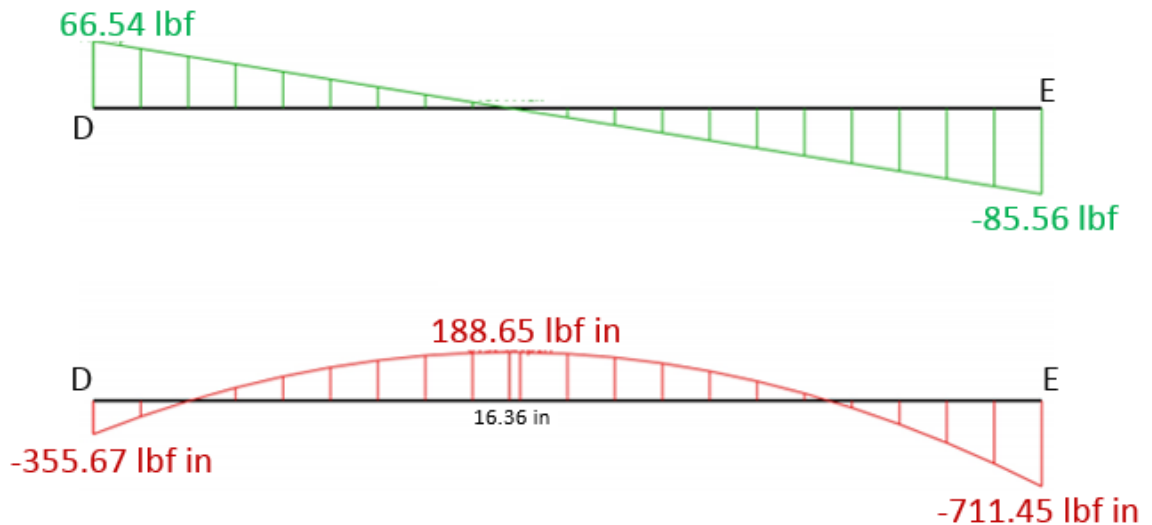
$$A + 9.51 \text{ lbf} = 0$$

$$A = -9.51 \text{ lbf}$$

$$\begin{aligned} \sum F_Y &= 0 \\ -V - (4.067 \text{ lbf})(X) + 66.54 \text{ lbf} &= 0 \\ V &= -(4.067 \text{ lbf})(X) + 66.54 \text{ lbf} \\ V(0) &= 66.54 \text{ lbf} \\ V(37.4 \text{ in}) &= -85.56 \text{ lbf} \\ 0 &= -(4.067 \text{ lbf})(X) + 66.54 \text{ lbf} \\ X &= 16.36 \text{ in (punto de momento flector maximo)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{corte} &= 0 \\ Mf - (66.54 \text{ lbf})(X) + 4.067(X) \left(\frac{X}{2}\right) + 355.67 \text{ lbf in} &= 0 \\ Mf &= (66.54 \text{ lbf})(X) - 4.067(X) \left(\frac{X}{2}\right) - 355.67 \text{ lbf in} \\ Mf(0) &= -355.67 \text{ lbf in} \\ Mf(16.36) &= 188.65 \text{ lbf in} \\ Mf(37.4) &= -711.45 \text{ lbf in} \end{aligned}$$

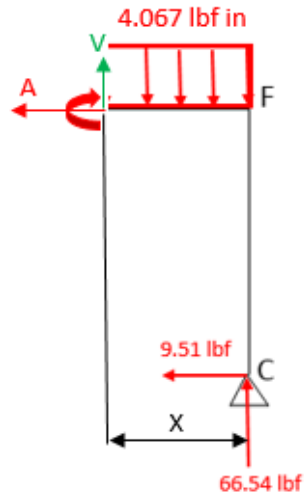
Figura 82. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la seccion D-E



Fuente: elaboración propia

Para la sección E-F.

Figura 83. Diagrama de fuerzas en la sección E-F



Fuente: elaboración propia

$$\sum F_x = 0$$

$$-A - 9.51 \text{ lbf} = 0$$

$$A = -9.51 \text{ lbf}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$V - (4.067 \text{ lbf})(X) + 66.54 \text{ lbf} = 0$$

$$V = (4.067 \text{ lbf})(X) - 66.54 \text{ lbf}$$

$$V(0) = -66.54 \text{ lbf}$$

$$V(37.4 \text{ in}) = 85.56 \text{ lbf}$$

$$0 = (4.067 \text{ lbf})(X) - 66.54 \text{ lbf}$$

$$X = 16.36 \text{ in}$$

Punto maximo de momento flector seccion EF = 37.4 - 16.36

Punto maximo de momento flector seccion EF = 21.04 in

$$\sum M_{corte} = 0$$

$$M_f - (66.54 \text{ lbf})(X) + 4.067(X) \left(\frac{X}{2} \right) + 355.67 \text{ lbf in} = 0$$

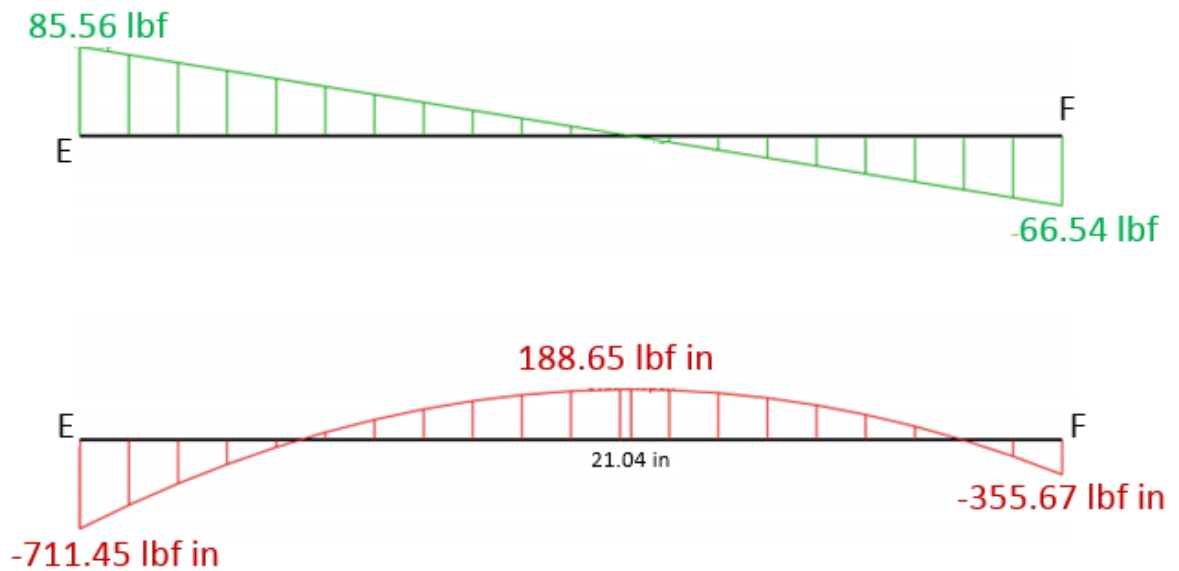
$$Mf = (66.54 \text{ lbf})(X) - 4.067(X) \left(\frac{X}{2} \right) - 355.67 \text{ lbf in}$$

$$Mf(0) = -355.67 \text{ lbf in}$$

$$Mf(16.36) = 188.65 \text{ lbf in}$$

$$Mf(37.4) = -711.45 \text{ lbf in}$$

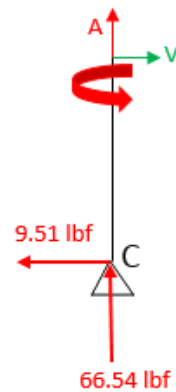
Figura 84. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la sección D-E



Fuente: elaboración propia

La sección C-F.

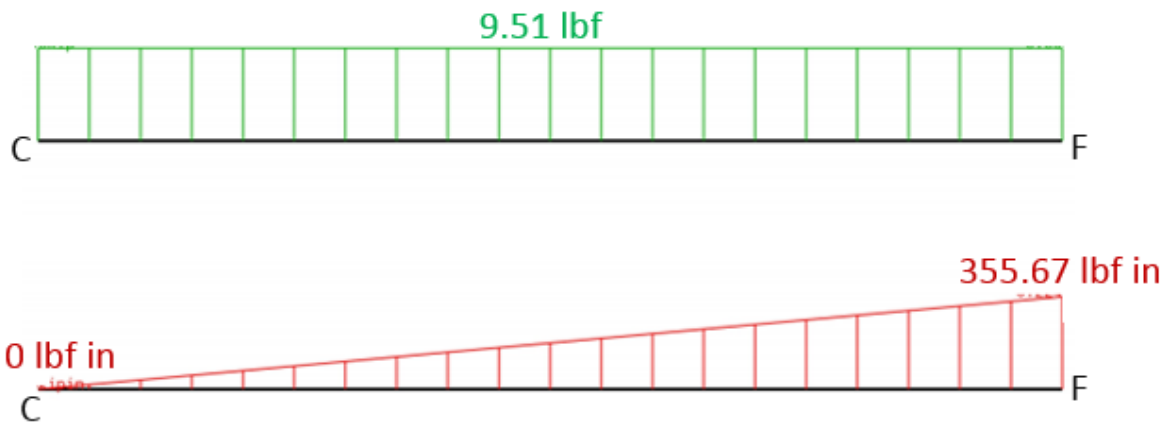
Figura 85. Diagrama de fuerzas en la sección C-F



Fuente: elaboración propia

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ V - 9.51 \text{ lbf} &= 0 \\ V &= 9.51 \text{ lbf} \\ \sum F_y &= 0 \\ A + 66.54 \text{ lbf} &= 0 \\ A &= -66.54 \text{ lbf} \\ \sum M_D &= 0 \\ M_f - (9.51 \text{ lbf})(37.4 \text{ in}) &= 0 \\ M_f &= 355.67 \text{ lbf in} \end{aligned}$$

Figura 86. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la seccion C-F



Fuente: elaboración propia

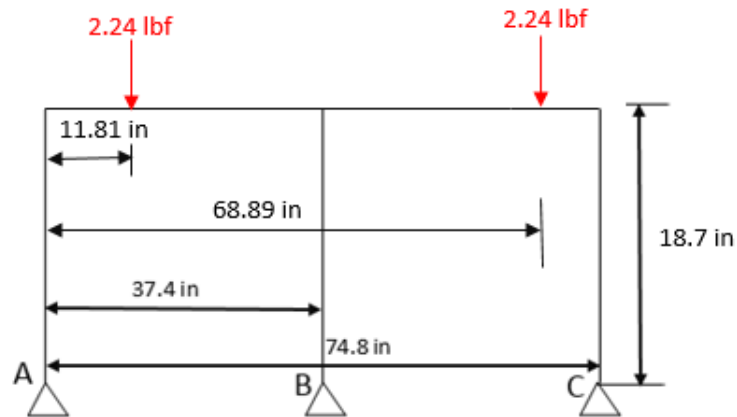
El elemento ED no tiene fuerza cortante ni momento flector por la carga y la ubicación del soporte a la que está expuesta la estructura. Su fuerza axial es de 171.13 lbf.

Estructura para los motores de la mesa de la banda transportadora.

Estas vigas están ubicadas en la parte media inferior de la mesa de las bandas transportadoras, donde se tiene en cuenta el peso de un motor paso a paso nema 23 que es aproximadamente de 2.24 lbf y la ubicación de estos sobre la viga.

Para esta estructura también se calcula un marco, donde se halla las reacciones de sus apoyos (pasadores), la fuerza axial, fuerza cortante y el momento flector de cada elemento que compone la estructura.

Figura 87. Diagrama de fuerzas de la estructura de los motores de la banda

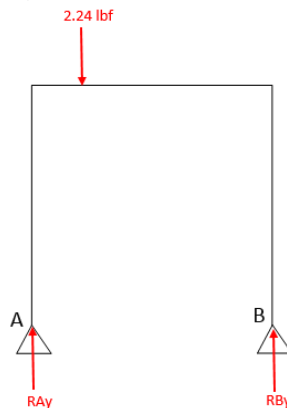


Fuente: elaboración propia

Para hallar las reacciones en Y de los soportes, se divide la estructura en los tramos AB y BC para calcular la resultante del apoyo B.

En el tramo AB.

Figura 88. Diagrama de fuerzas en el tramo AB

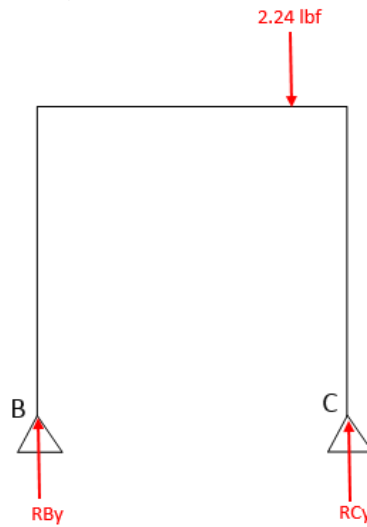


Fuente: elaboración propia

$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 \\ -(2.24 \text{ lbf})(11.81 \text{ in}) + R_{By}(37.4 \text{ in}) &= 0 \\ R_{By} &= 0.7 \text{ lbf}\end{aligned}$$

Tramo BC.

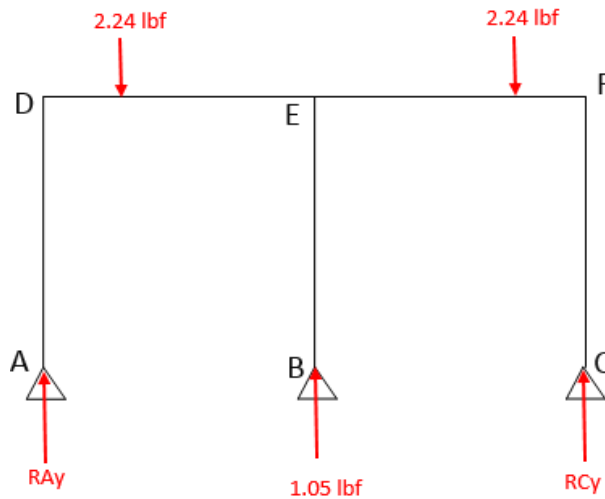
Figura 89. Diagrama de fuerzas en el tramo BC



Fuente: elaboración propia

$$\begin{aligned}\sum M_C &= 0 \\ -(2.24 \text{ lbf})(5.91 \text{ in}) + R_{By}(37.4 \text{ in}) &= 0 \\ R_{By} &= 0.35 \text{ lbf} \\ R_{By} &= AB_{R_{By}} + BC_{R_{By}} \\ R_{By} &= 0.7 + 0.35 \\ R_{By} &= 1.05 \text{ lbf}\end{aligned}$$

Figura 90. Diagrama de fuerzas en el apoyo B en Y



Fuente: elaboración propia

$$\sum M_A = 0$$

$$-(2.24 \text{ lbf})(11.81 \text{ in}) + (1.05 \text{ lbf})(37.4 \text{ in}) - (2.24 \text{ lbf})(68.89 \text{ in}) + R_{Cy}(74.8 \text{ in}) = 0$$

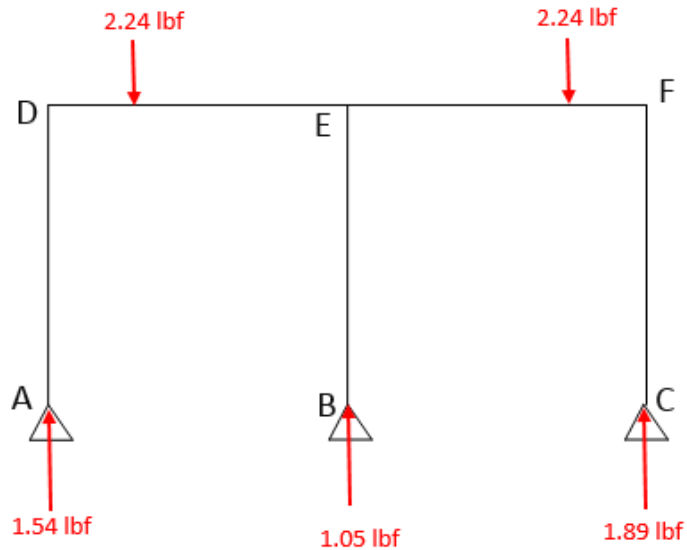
$$R_{Cy} = 1.89 \text{ lbf}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$-2.24 \text{ lbf} - 2.24 \text{ lbf} + 1.89 \text{ lbf} + 1.05 \text{ lbf} + R_{Ay} = 0$$

$$R_{Ay} = 1.54 \text{ lbf}$$

Figura 91. Diagrama de fuerzas en los apoyos en Y



Fuente: elaboración propia

Para hallar las reacciones de los apoyos en X es necesario calcular los momentos para el tramo AB y BC con el método de los tres momentos para vigas hiperestáticas.

Tramo AB.

$$2M_B(L1 + L2) = -\frac{6(P * a * b)}{6L} * (b + L)$$

Dónde:

L1=L2=L=37.4 in

P = Carga (2.24 lbf).

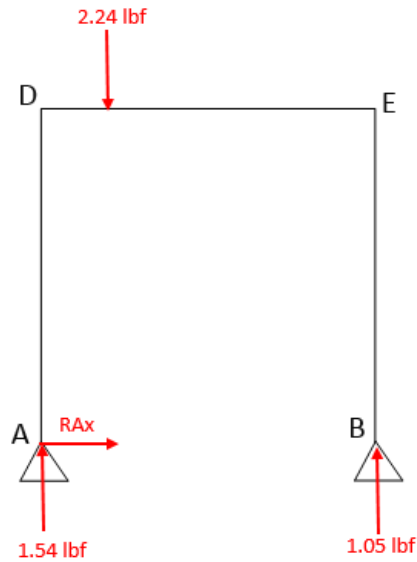
a = Longitud de A hacia P (11.81 in).

b = Longitud de P hacia B (25.59 in).

$$2M_B(37.4 + 37.4) = -\frac{6(2.24 * 11.81 * 25.59)}{6 * 37.4} * (25.59 + 37.4)$$

$$M_{AB} = -7.62 \text{ lbf in}$$

Figura 92. Diagrama de fuerzas en los apoyos del tramo A-B



Fuente: elaboración propia

$$\sum M_E = 0$$

$$-(2.24 \text{ lbf})(25.59 \text{ in}) + (1.54 \text{ lbf})(37.4 \text{ in}) - R_{Ax}(18.7 \text{ in}) = -7.62 \text{ lbf in}$$

$$R_{Ax} = 0.42 \text{ lbf}$$

Tramo BC.

$$2M_B(L1 + L2) = -\frac{6(P * a * b)}{6L} * (a + L)$$

Donde:

L1=L2=L=37.4 in

P: Carga (2.24 lbf).

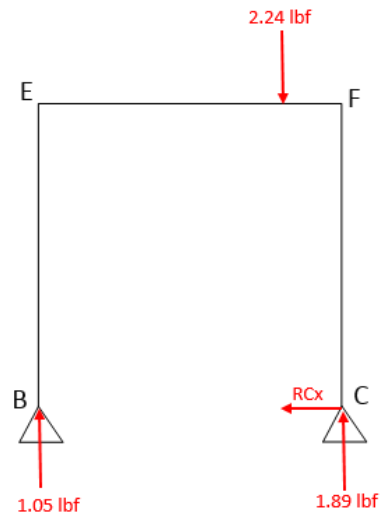
a: Longitud de B hacia P (31.49 in).

b: Longitud de P hacia C (5.91 in).

$$2M_B(37.4 + 37.4) = -\frac{6(2.24 * 31.49 * 5.91)}{6 * 37.4} * (31.49 + 37.4)$$

$$BCM_B = -5.13 \text{ lbf in}$$

Figura 93. Diagrama de fuerzas en los apoyos del tramo B-C



Fuente: elaboración propia

$$\sum M_E = 0$$

$$-(2.24 \text{ lbf})(31.49 \text{ in}) + (1.89 \text{ lbf})(37.4 \text{ in}) + R_{Cx}(18.7 \text{ in}) = -5.13 \text{ lbf in}$$

$$R_{Cx} = -0.28 \text{ lbf}$$

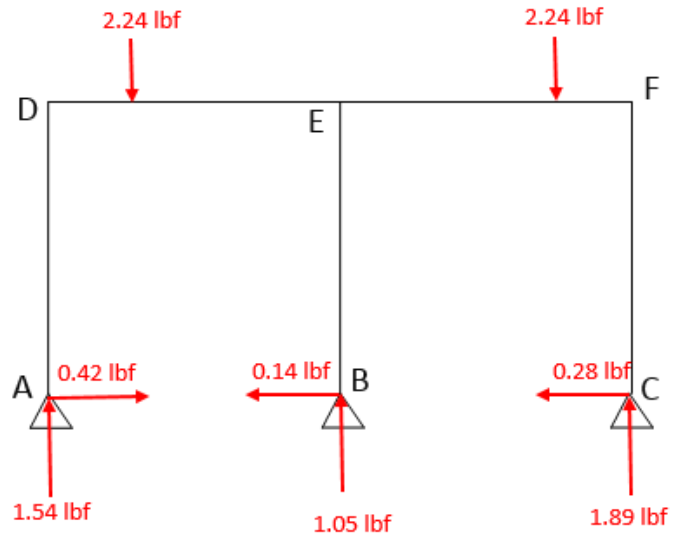
Tramo ABC.

$$\sum F_x = 0$$

$$0.42 \text{ lbf} - 0.28 \text{ lbf} + R_{Bx} = 0$$

$$R_{Bx} = -0.14 \text{ lbf}$$

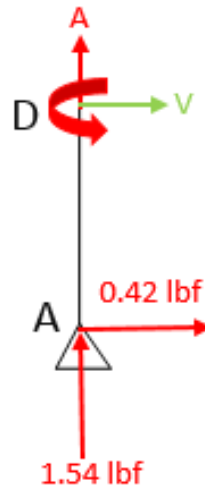
Figura 94. Diagrama de fuerzas en los apoyos



Fuente: elaboración propia

Sección A-D.

Figura 95. Diagrama de fuerzas en la sección A-D

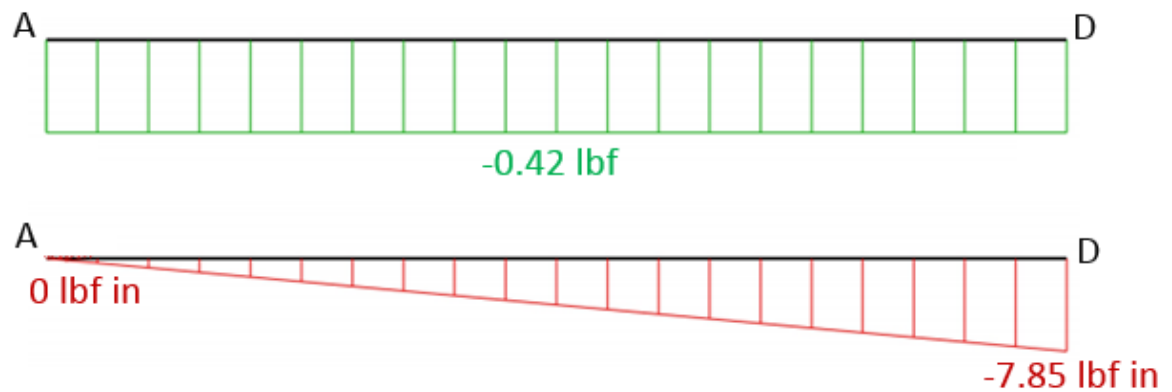


Fuente: elaboración propia

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ V + 0.42 \text{ lbf} &= 0 \\ V &= -0.42 \text{ lbf} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_Y &= 0 \\ A + 1.54 \text{ lbf} &= 0 \\ A &= -1.54 \text{ lbf} \\ \sum M_D &= 0 \\ Mf + (0.42 \text{ lbf})(18.7 \text{ in}) &= 0 \\ Mf &= -7.85 \text{ lbf in}\end{aligned}$$

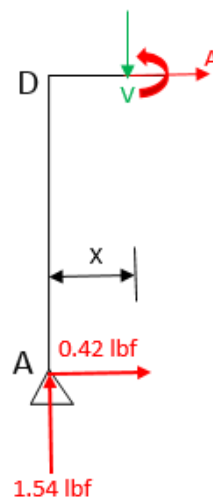
Figura 96. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la seccion A-D



Fuente: elaboración propia

Sección D-E.

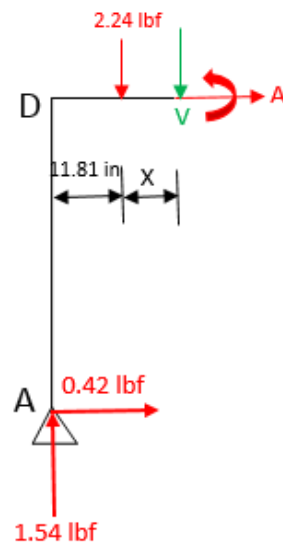
Figura 97. Diagrama de fuerzas en la seccion D-E sin la carga



Fuente: elaboración propia

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ A + 0.42 \text{ lbf} &= 0 \\ A &= -0.42 \text{ lbf} \\ \sum F_y &= 0 \\ -V + 1.54 \text{ lbf} &= 0 \\ V &= 1.54 \text{ lbf} \\ \sum M_{\text{corte}} &= 0 \\ M_f - (1.54 \text{ lbf})(X) + (0.42 \text{ lbf})(18.7 \text{ in}) &= 0 \\ M_f &= -(0.42 \text{ lbf})(18.7 \text{ in}) + (1.54 \text{ lbf})(X) \\ M_f(0) &= -7.85 \text{ lbf in} \\ M_f(11.81) &= 10.33 \text{ lbf in} \end{aligned}$$

Figura 98. Diagrama de fuerzas en la seccion D-E con la carga

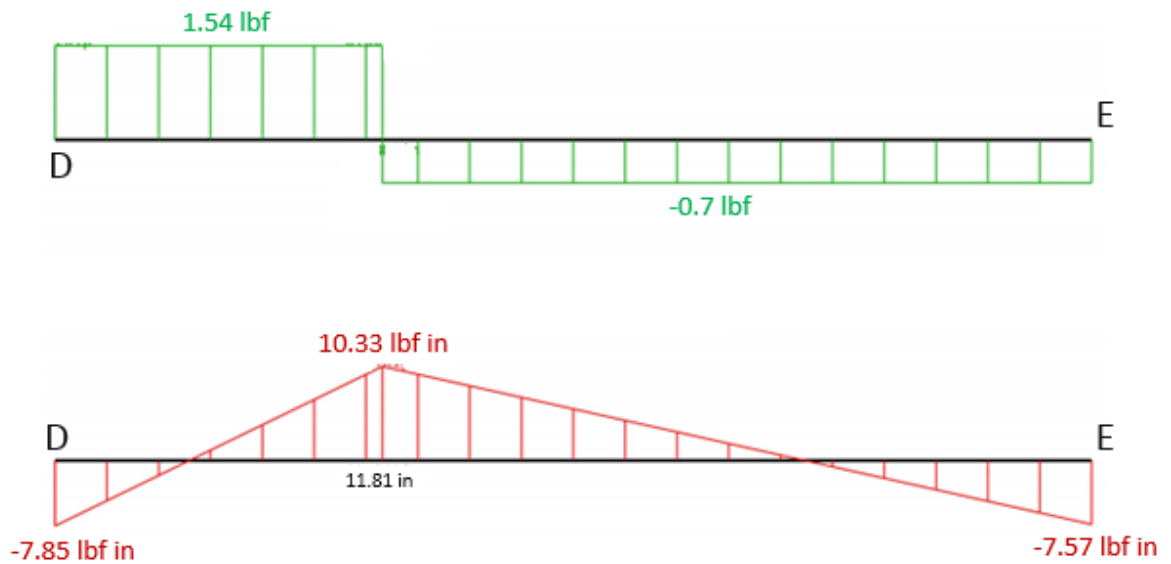


Fuente: elaboración propia

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ A + 0.42 \text{ lbf} &= 0 \\ A &= -0.42 \text{ lbf} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_Y &= 0 \\ -V + 1.54 \text{ lbf} - 2.24 \text{ lbf} &= 0 \\ V &= -0.7 \text{ lbf} \\ \sum M_{corte} &= 0 \\ Mf + (2.24 \text{ lbf})(X) - (1.54 \text{ lbf})(11.81 + X) + (0.42 \text{ lbf})(18.7 \text{ in}) &= 0 \\ Mf &= -(0.42 \text{ lbf})(18.7 \text{ in}) + (1.54 \text{ lbf})(11.81 + X) - (2.24 \text{ lbf})(X) \\ Mf(0) &= 10.33 \text{ lbf in} \\ Mf(25.59) &= -7.57 \text{ lbf in} \end{aligned}$$

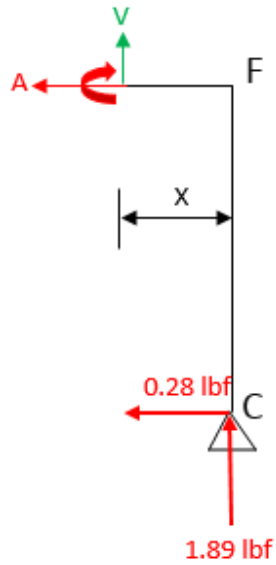
Figura 99. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la seccion D-E



Fuente: elaboración propia

Sección E-F.

Figura 100. Diagrama de fuerzas en la sección E-F sin la carga



Fuente: elaboración propia

$$\sum F_x = 0$$

$$-A - 0.28 \text{ lbf} = 0$$

$$A = -0.28 \text{ lbf}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$V + 1.89 \text{ lbf} = 0$$

$$V = -1.89 \text{ lbf}$$

$$\sum M_{corte} = 0$$

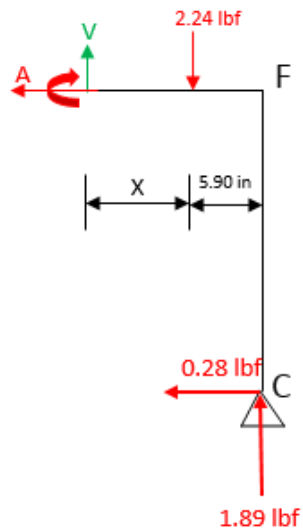
$$M_f - (1.89 \text{ lbf})(X) + (0.28 \text{ lbf})(18.7 \text{ in}) = 0$$

$$M_f = -(0.28 \text{ lbf})(18.7 \text{ in}) + (1.89 \text{ lbf})(X)$$

$$M_f(0) = -5.23 \text{ lbf in}$$

$$M_f(5.90) = 5.91 \text{ lbf in}$$

Figura 101. Diagrama de fuerzas en la seccion E-F con la carga



Fuente: elaboración propia

$$\sum F_x = 0$$

$$-A - 0.28 \text{ lbf} = 0$$

$$A = -0.28 \text{ lbf}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$V + 1.89 \text{ lbf} - 2.24 \text{ lbf} = 0$$

$$V = 0.35 \text{ lbf}$$

$$\sum M_{corte} = 0$$

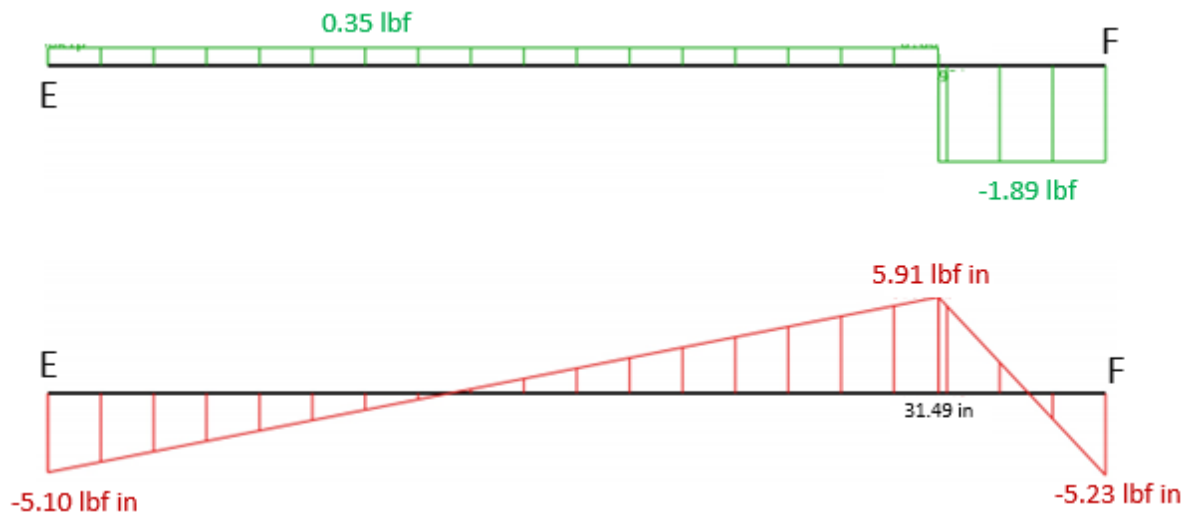
$$M_f + (2.24 \text{ lbf})(X) - (1.89 \text{ lbf})(5.90 \text{ in} + X) + (0.28 \text{ lbf})(18.7 \text{ in}) = 0$$

$$M_f = -(0.28 \text{ lbf})(18.7 \text{ in}) + (1.89 \text{ lbf})(5.90 \text{ in} + X) - (2.24 \text{ lbf})(X)$$

$$M_f(0) = 5.91 \text{ lbf in}$$

$$M_f(31.49) = -5.10 \text{ lbf in}$$

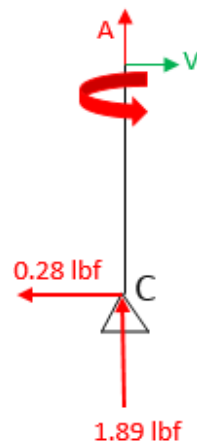
Figura 102. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la seccion D-E



Fuente: elaboración propia

Sección F-C.

Figura 103. Diagrama de fuerzas en la seccion F-C

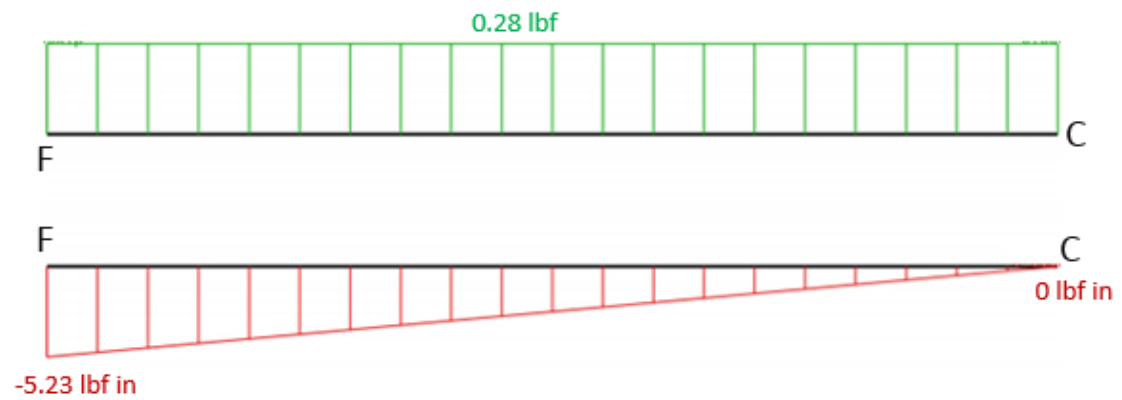


Fuente: elaboración propia

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ V - 0.28 \text{ lbf} &= 0 \\ V &= 0.28 \text{ lbf} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_Y &= 0 \\ A + 1.89 \text{ lbf} &= 0 \\ A &= -1.89 \text{ lbf} \\ \sum M_D &= 0 \\ Mf + (0.28 \text{ lbf})(18.7 \text{ in}) &= 0 \\ Mf &= -5.23 \text{ lbf in}\end{aligned}$$

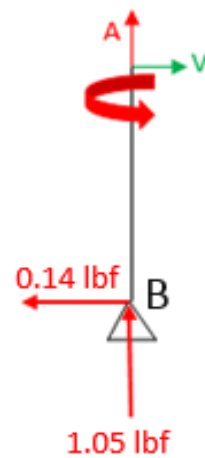
Figura 104. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la sección F-C



Fuente: elaboración propia

Sección E-B.

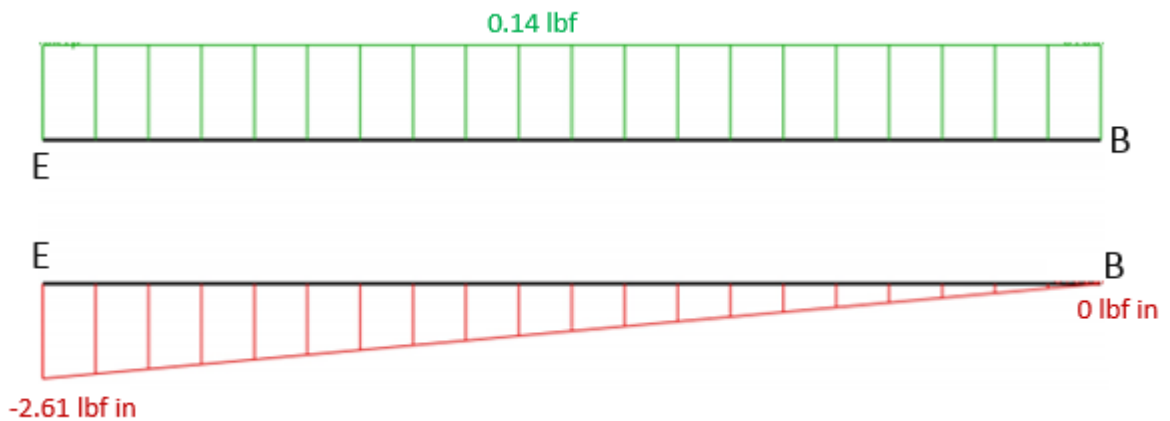
Figura 105. Diagrama de fuerzas en la sección E-B



Fuente: elaboración propia

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ V - 0.14 \text{ lbf} &= 0 \\ V &= 0.14 \text{ lbf} \\ \sum F_y &= 0 \\ A + 1.05 \text{ lbf} &= 0 \\ A &= -1.05 \text{ lbf} \\ \sum M_D &= 0 \\ M_f + (0.14 \text{ lbf})(18.7 \text{ in}) &= 0 \\ M_f &= -2.61 \text{ lbf in} \end{aligned}$$

Figura 106. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en la sección E-B



Fuente: elaboración propia.

Con esto se pasa a seleccionar el perfil estructural para esta armadura.

3.5.2.2 Selección de ángulo para la estructura de las bandas. Esta estructura va a seguir el mismo procedimiento que se utilizó para la del tronillo sin-fin; a continuación, se registran en la tabla 33 los datos utilizados para obtener los ángulos para la estructura de las bandas:

Tabla 33. Datos de la estructura de las bandas

Datos	Ecuación	Resultado
Esfuerzo de deflexión	$\theta_F = 0.9F_y$ $\theta_F = 0.9 * 36 \text{ Ksi}$	32,4 Ksi
Sección de perfil	$s = \frac{M_F}{\theta_F}$ $S = \frac{0.355 \text{ Klb} * \text{in}}{32.4 \text{ Ksi}}$	$s = 0.0109 \text{ in}^3$ $\approx 0.17 \text{ cm}^3$
Relación de esbeltez	$RE = \frac{KL}{r}$ $RE = \frac{2 * 39.4}{0.761}$	RE = 72,4
Relación de material	$RM = 4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$ $RM = 4.71 \sqrt{\frac{29000}{36}}$	RM = 133,7
Esfuerzo de Euler	$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2}$ $F_e = \frac{\pi^2 29000}{(72.4)^2}$	F _e = 54,6 Ksi
Fuerza critica	$F_{cr} = 0.658 \frac{F_y}{F_e}$ $F_{cr} = 0.658 \frac{36}{54.6} * 36$	F _{cr} = 27,3 Ksi
Resistencia nominal LFRD	$LFRD = 0.9 F_{cr} A_p * 1000$ $LFRD = 0.9 * 27.3 * 0.840 * 1000$	LFRD = 20652 lb
Resistencia nominal ASD	$ASD = 0.6 F_{cr} A_p * 1000$ $ASD = 0.6 * 27.3 * 0.840 * 1000$	13768 lb

Fuente: elaboración propia

En esta estructura también se va a hacer uso de los mismos perfiles que en la estructura del transportador, por ser igualmente aceptables para estas cargas.

3.6 SISTEMA DE POTENCIA

Se va a seleccionar tres motores, uno para el movimiento del tornillo sin-fin, otro para las dos bandas y otro para dar movimiento a todos los rodillos (acopladores, laminadores y rototroquelado).

3.6.1 Selección del motor para el tornillo sin-fin. De acuerdo al diseño realizado en la sección 3.1.1 transportador de tornillo sin-fin, los requerimientos a tener en cuenta para la selección del motor para este componente son:

Tabla 34. Datos del tornillo sin-fin para seleccionar el motor

Parámetros	Valor	Unidad
RPM	10	rpm
Potencia	0,022	HP
	16,41	W
Torque	138,66	Lb*in
	15,66	Nm

Fuente: elaboración propia

Se selecciona un motor de 0,5 HP y así determinar el torque a trabajar en el tornillo sin-fin en la sección 3.1.1.6, las características de este motor son las siguientes:

Figura 107. Características del motor

Potencia en HP	Velocidad en RPM	Tensión a 60Hz en Volts	Tamaño Armazón NEMA	GP10 Uso General Catálogo Spiridon
0.5	900	208-230/460	143T	A7810000048458

HP	Velocidad		Armazón	Corriente (A) 460			kVA/ HP	Eficiencia nominal %			Factor de potencia %			Par		
	sincrona	asincr. plena carga		en vacío	plena carga	arranque		1/2	3/4	plena carga	1/2	3/4	plena carga	Nom. lb-pie	Rotor Bloq.	Max.
0.5	900	870	143T	1.2	1.3	6.3	M	62	69	72.0	0.31	0.41	0.5	3.0	1.50	2.3

Fuente: SIEMENS; Motores eléctricos, Catálogo general SDO3 2007. [Sitio web]. Bogotá D.C., 2020. [Consultado el: 24 de agosto de 2020]. Disponible en: https://frrq.cvg.utn.edu.ar/pluginfile.php/6825/mod_resource/content/1/Motores%20NNM.pdf

3.6.2 Selección del motor para las bandas transportadoras. Para esto se requiere saber cuánta potencia necesitan las bandas y los rodillos.

3.6.2.1 Potencia en las bandas transportadoras. Estos dos datos de potencia se conocen de las secciones 3.2.4 banda transportadora horizontal y 3.4 sistema de re-alimentación y al realizar la sumatoria de estas dos cantidades se obtiene la potencia total.

Ecuación 67. Potencia total

$$PT = PM \text{ horizontal} + PM \text{ inclinada}$$

Dónde:

PT = Potencia requerida total (HP).

PM horizontal = Potencia requerida total horizontal (HP).

PM inclinada = Potencia requerida total inclinada (HP).

$$PT = 0.16 HP$$

Para esta potencia se va a usar un sistema de transmisión de potencia por cadena.

3.6.2.2. Sistema de transmisión de potencia por cadena. Los parámetros para el diseño de este sistema son:

Tabla 35. Parámetros para el diseño de transmisión de potencia por cadena

Parámetro	Valor	Unidad
Capacidad	50	Kg/h
	0.05	Ton/h
Velocidad	5	cm/s
	10	FPM
Distancia entre centros horizontal	2	M
	6.56	Ft
Distancia entre centros inclinada	1.905	M
	6.25	Ft
Coeficiente de fricción de deslizamiento promedio (masa)	2.1	

Fuente: elaboración propia

Con estos parametros se va a calcular las cadenas de las bandas transportadoras de la máquina, comenzando por la banda horizontal y para eso se determinará el peso del material, teniendo en cuenta la capacidad que va a trabajar la máquina y la velocidad a la que se va a transportar.

Ecuación 68. Peso del material

$$W = \frac{33,33 * Q}{V}$$

Fuente: FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION.CRC Press.1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5

Dónde:

W = Peso del material (lb/ft).

Q = Capacidad (tons/hr).

V = Velocidad del sprocket (FPM).

$$W = \frac{33,33 * 0.05}{10} = 0,1837 \frac{lb}{ft}$$

Este peso de material va a ser el mismo para el calculo en la transmision por cadenas de la banda inclinada; ahora se calcula la tracción de la cadena, con la siguiente ecuación:

Ecuación 69. Tracción de la cadena

$$M = 0.005 * W * L$$

Fuente: FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION.CRC Press.1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5

Dónde:

M = Tracción de la cadena (lb/ft).

W = Peso del material (lb/ft).

L = Longitud del transportador (ft).

$$M = 0.005 * 0.1837 * 6.5 = 0.006028 \frac{lb}{ft}$$

Con esto, se prosigue a determinar la tensión catenaria de cadena no soportada;

Ecuación 70. Tensión catenaria de cadena no soportada

$$T_s = M \sqrt{\left(\frac{L^2}{96 * S}\right)^2 + \left(\frac{L}{24}\right)^2}$$

Fuente: FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION. CRC Press. 1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5

Dónde:

T_s = Tensión de catenaria de cadena no soportada (lb).

M = Tracción de la cadena (lb/ft).

L = Longitud del transportador (ft).

S = Pandeo de la cadena (ft).

El pandeo de la cadena se obtiene de la tabla 38;

Tabla 36. Pandeo de la cadena

Table 7 • Chain sag, equal size sprockets on horizontal centers

Sprocket centers, inches	Approximate sag, inches											
	Excess chain, inches											
	1/4	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	3	3 1/2	4
10	.484	.684	1.19	1.37	1.68	1.94	2.37	2.74	3.06	3.35	3.62	3.87
20	.685	.968	1.68	1.94	2.37	2.74	3.35	3.87	4.33	4.74	5.12	5.47
30	.839	1.19	2.06	2.38	2.90	3.35	4.11	4.74	5.30	5.81	6.27	6.71
40	.968	1.37	2.38	2.74	3.35	3.87	4.74	5.48	6.12	6.70	7.25	7.75
50	1.08	1.53	2.65	3.06	3.75	4.33	5.30	6.12	6.85	7.50	8.10	8.66
60	1.19	1.68	2.91	3.35	4.10	4.74	5.81	6.71	7.50	8.20	8.87	9.49
70	1.28	1.81	3.14	3.63	4.44	5.12	6.27	7.25	8.10	8.87	9.58	10.2
80	1.37	1.94	3.35	3.87	4.74	5.48	6.71	7.75	8.66	9.49	10.2	11.0
100	1.53	2.17	3.75	4.33	5.30	6.12	7.50	8.66	9.68	10.6	11.4	12.2
125	1.71	2.42	4.19	4.84	5.93	6.85	8.39	9.68	11.1	11.9	12.8	13.7
150	1.88	2.65	4.60	5.30	6.49	7.50	9.19	10.6	11.9	13.0	14.0	15.0
200	2.17	3.06	5.31	6.12	7.50	8.66	10.6	12.2	13.7	15.0	16.2	17.3

Fuente: LINK-BELT COMPANY. Link-belt and components for materials handling and power transmission; catalog 1050.

La distancia entre centros mínima es de 80 in con un paso de 1/4, para el pandeo de la cadena se toma 1.37 in = 0.11 ft.

$$T_s = 0.006028 \sqrt{\left(\frac{6.5^2}{96 * 0.11}\right)^2 + \left(\frac{6.5}{24}\right)^2} = 1,673 \times 10^{-3} \text{ lb}$$

Otra tensión a calcular es la tensión de recogida y se calcula con la siguiente ecuación:

Ecuación 71. Tensión de recogida

$$P_1 = 2 * f_m * M * L$$

Fuente: FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION.CRC Press.1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5

Dónde:

P_1 = Tensión de recogida (lb).

M = Tracción de la cadena (lb/ft).

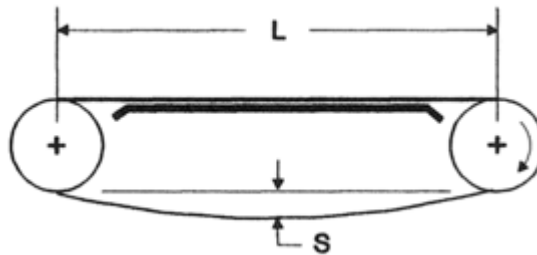
L = Longitud del transportador (ft).

F_m = Coeficiente de fricción de deslizamiento

$$P_1 = 2 * 2.1 * 0.006028 * 6.5 = 0,16 \text{ lb}$$

Luego de esto se calcula la tensión de la cadena en la banda transportadora horizontal.

Figura 108. Banda horizontal



Fuente: FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION.CRC Press.1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5

Ecuación 72. Tensión de la cadena

$$P = (1.1 * M * f_m + W * f_w) * L + T_s$$

Fuente: FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION.CRC Press.1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5

Dónde:

P = Tensión de la cadena (lb).

M = Tracción de la cadena (lb/ft).

f_m = Coeficiente de fricción de deslizamiento.

W = Peso del material (lb/ft).

L = Longitud del transportador (ft).

T_s = Tensión de catenaria de cadena no soportada (lb).

$$P = (1.1 * 0.006028 * 2.1 + 0.1837 * 2.1) * 6.5 + 0.0016 = 2.62 \text{ Lb}$$

Para finalizar, se calcula la potencia horizontal en las cadenas.

Ecuación 73. Potencia horizontal de la cadena

$$HP = \frac{1.15 * V * P}{33000}$$

Fuente: FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION. CRC Press. 1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5

Dónde:

HP = Potencia horizontal (HP).

V = Velocidad del sprocket (FPM).

P = Tensión de la cadena (lb).

$$HP = \frac{1.15 * 10 * 2.62}{33000} = 9,14 \times 10^{-4} \text{ HP}$$

Ahora para la banda inclinada se vuelve a realizar el mismo procedimiento de cálculo de tensiones las cuales estarán resumidas en la siguiente tabla:

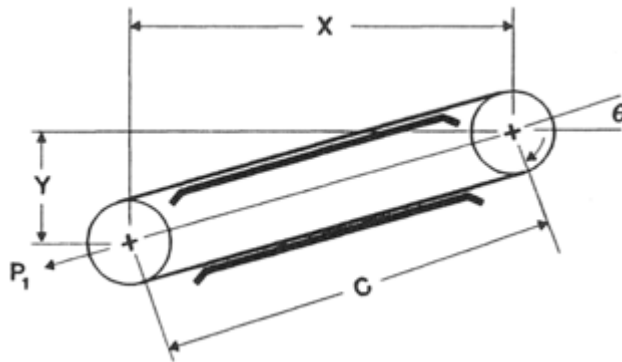
Tabla 37. Datos de la cadena de la banda inclinada

Datos	Ecuación	Resultado
Tracción de la cadena	$M = 0.005 * W * L$ $M = 0.005 * 0.1837 * 6.25$	M = 0,00574 lb/ft
Tensión catenaria de cadena no soportada	$T_s = M \sqrt{\left(\frac{L^2}{96 * S}\right)^2 + \left(\frac{L}{24}\right)^2}$ $T_s = 0.0057 \sqrt{\left(\frac{6.25^2}{96 * 0.11}\right)^2 + \left(\frac{6.25}{24}\right)^2}$	T _s = 1,51x10 ⁻³ lb
Tensión de recogida	$P_1 = 2 * f_m * M * L$ $P_1 = 2 * 2.1 * 0.0057 * 6.25$	P ₁ = 0,1507 lb

Fuente: elaboración propia, con base en: FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION.CRC Press.1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5

Al ser la banda inclinada, la tensión de la cadena tiene otra expresión y se calcula de la siguiente manera.

Figura 109. Banda inclinada



Fuente: FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION.CRC Press.1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5

Para esto se vuelve a usar en ángulo $\alpha = 18.03$ del sistema de re-alimentación, y se usa en la siguiente ecuación;

Ecuación 74. Tensión de la cadena inclinada

$$P = (M * f_m * \cos(\alpha) + W * f_w * \cos(\alpha) + M * \sin(\alpha) + W * \sin(\alpha)) * C + (M * f_m * \cos(\alpha) - M * \sin(\alpha)) * C + \frac{P_1}{2}$$

Fuente: FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION.CRC Press.1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5

Dónde:

P = Tensión de la cadena (lb).

M = Tracción de la cadena (lb/ft).

$f_m = f_w$ = Coeficiente de fricción de deslizamiento.

W = Peso del material (lb/ft).

C = Longitud del transportador (ft).

T_s = Tensión de catenaria de cadena no soportada (lb).

$$P = (0.0057 * 2.1 * \cos(18) + 0.1837 * 2.1 * \cos(18) + 0.0057 * \sin(18) + 0.1837 * \sin(18)) * 6.25 + (0.0057 * 2.1 * \cos(18) - 0.0057 * \sin(18)) * 6.25 + \frac{0.15}{2}$$
$$P = 17,248 \text{ lb}$$

Entonces se calcula la potencia de la cadena inclinada, haciendo uso de esta ecuación;

Ecuación 75. Potencia de la cadena inclinada

$$HP = \frac{1.25 * V * (P - P_s)}{33000}$$

Fuente: FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION.CRC Press.1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5

Dónde:

HP = Potencia horizontal (HP).

V = Velocidad del sprocket (FPM).

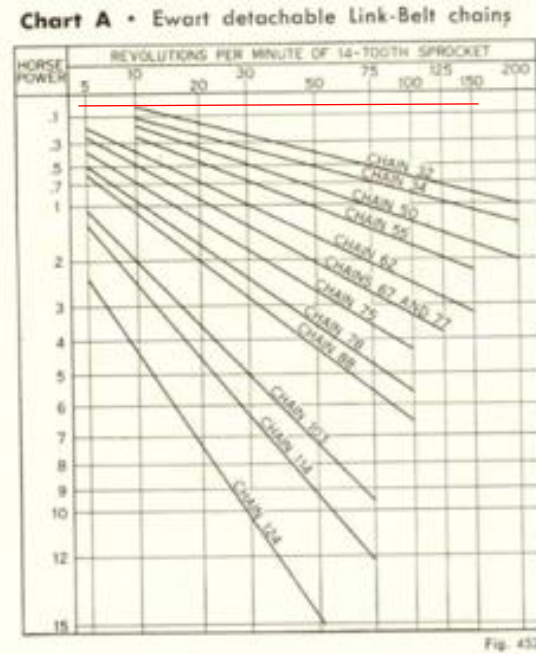
P = Tensión de la cadena (lb).

P_s = Tensión floja de la cadena (lb).

$$HP = \frac{1.25 * 10 * (17,25 - 1.51 \times 10^{-3})}{33000} = 6,53 \times 10^{-4} \text{ HP}$$

Se selecciona la cadena para las bandas transportadoras, haciendo uso del diagrama 9, se selecciona el tipo de cadena.

Diagrama 9. Selección de la cadena



Fuente: LINK-BELT COMPANY. Link-belt and components for materials handling and power transmission; catalog 1050.

Debido a que las potencias de ambas cadenas son menores a 0,1 HP se requiere la cadena 32. Ahora se calcula la velocidad de giro para las bandas transportadoras teniendo en cuenta el paso de la cadena.

Ecuación 76. Calculo de la velocidad de giro

$$N = \frac{V * 12}{Z * P}$$

Fuente: NISBETT, Keith. BUDYNAS, Richard. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. México, D.F: McGraw-Hill, 2008, 889p. ISBN-13: 978-0-07-312193-2.

Dónde:

N: Velocidad de giro (rpm).

Z: Numero de dientes piñón (10).

P: Paso de la cadena (1.154 in).

V: Velocidad lineal promedio (FPM)

$$N = \frac{0.05 * 60}{10 * 1.154} = 10,34 \text{ rpm}$$

Con la tabla 38 se determina la potencia, en este caso es de 0,06 HP, al saber las rpm y el tamaño del piñón.

Tabla 38. Cadena 32

Small sprocket		Horsepower ▲									
Number of teeth	Pitch dia., inches	RPM of small sprocket									
		10	20	40	60	80	100	125	150	200	250
Chain 32 • 1.154" pitch											
10	3.75	.06	.11	.21	.30	.38	.44	.50	.56	.69	.76
11	4.10	.07	.14	.24	.34	.43	.49	.58	.65	.77	.87
12	4.46	.08	.15	.26	.38	.46	.54	.64	.75	.86	.99
14	5.19	.09	.17	.31	.44	.55	.65	.77	.88	1.05	1.20
16	5.92	.10	.19	.36	.51	.64	.76	.89	1.01	1.22	
18	6.65	.11	.21	.40	.57	.72	.86	1.01	1.15	1.37	
20	7.38	.12	.24	.44	.64	.80	.96	1.11	1.28		
24	8.84	.15	.29	.55	.76	.97	1.15	1.35	1.54		

Fuente: LINK-BELT COMPANY. Link-belt and components for materials handling and power transmission; catalog 1050.

Determinado esto se procede a calcular la potencia corregida de las bandas, comenzando por establecer la relación de transmisión de los piñones:

Ecuación 77. Relación de transmisión

$$R = \frac{Z_1}{Z_2}$$

Dónde:

R = relación de transmisión

$Z_1 = 10$ dientes.

$Z_2 = 10$ dientes.

$$R = 1$$

Como los dos piñones de la banda horizontal tienen la misma cantidad de dientes, la relación es igual a 1 y no hay un cambio de velocidad en el sistema. Entonces se procede ahora a calcular la potencia corregida para la banda horizontal, con la siguiente ecuación:

Ecuación 78. Potencia corregida

$$P_c = K_1 * K_2 * K_3 * K_4 * K_5 * P$$

Fuente: INGMECANICA. [En línea]. Transmisión por cadenas calculo y diseño. Disponible En: <https://ingmecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>

Dónde:

P_c = Potencia corregida (KW).

K_1 = Coeficiente de número de dientes.

K_2 = Coeficiente de número de cadenas.

K_3 = coeficiente de número de eslabones o enlaces.

K_4 = Coeficiente de factor de servicio.

K_5 = Coeficiente de vida útil.

P = Potencia del motor (KW).

Estos coeficientes se obtienen:

Para el coeficiente K_1 se utilizará la ecuación 79, utilizando el dato de número de dientes de los piñones y se obtiene:

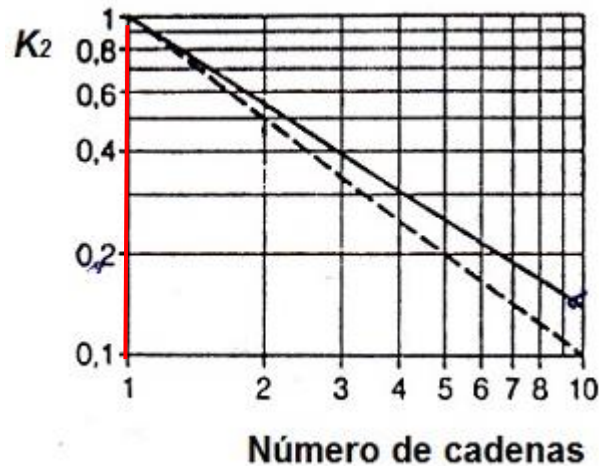
Ecuación 79. Coeficiente K_1

$$K_1 = \frac{19}{Z} = \frac{19}{10} = 1,9$$

Fuente: INGMECANICA. [En línea]. Transmisión por cadenas calculo y diseño. Disponible En: <https://ingmecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>

El coeficiente K_2 se determina con el diagrama 10;

Diagrama 10. Coeficiente K_2



Fuente: INGMECANICA. [En línea]. Transmisión por cadenas calculo y diseño. Disponible En: <https://ingmecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>

Se obtiene un coeficiente $K_2=1$, ya que se va a usar solo una cadena.

Para el coeficiente K_3 , primero se necesita calcular la longitud de la cadena y así poder establecer cuantos eslabones se necesitan para cubrir la distancia a trabajar.

Ecuación 80. Longitud de la cadena

$$\frac{L}{P} = \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + (Z_2 - Z_1) * \frac{B}{\pi} + O_1O_2 * \cos B * \frac{2}{P}$$

Fuente: NISBETT, Keith. BUDYNAS, Richard. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. México, D.F: McGraw-Hill, 2008, 893p. ISBN-13: 978-0-07-312193-2.

Dónde:

L = Longitud de la cadena en (mm).

P = Paso de la cadena (mm).

Z_1 = Numero de dientes del piñón.

Z_2 = Numero de dientes de la rueda mayor.

O_1O_2 = Distancia entre centros (mm).

B= Angulo de contacto, en radianes. Analíticamente se obtiene de:

$$B = \text{Sen}^{-1} \left(\frac{47.62 - 47.62}{2000} \right) = 0$$

Conociendo ya todos los términos y reemplazados en la ecuación 74, se obtiene:

$$\frac{L}{29.31} = \frac{(10 + 10)}{2} + 0 + 2000 * \text{Cos}(0) * \frac{2}{29.31} = 4293,11 \text{ mm}$$

A esta distancia, se le calcula el número de eslabones.

Ecuación 81. Número de eslabones

$$NE = \frac{L}{P}$$

Fuente: NISBETT, Keith. BUDYNAS, Richard. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. México, D.F: McGraw-Hill, 2008, 893p. ISBN-13: 978-0-07-312193-2.

Dónde:

NE= Numero de eslabones de la cadena.

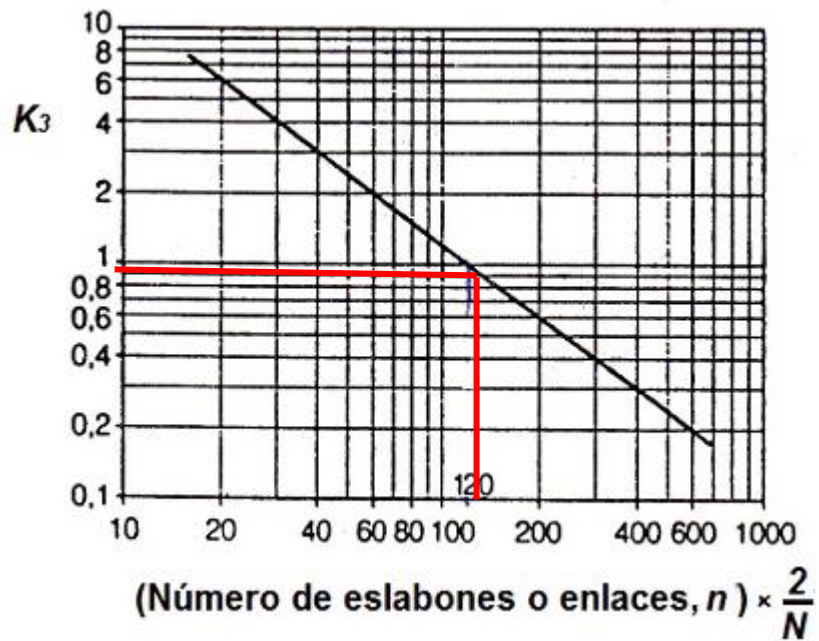
L= Longitud de la cadena en mm.

P= Paso de la cadena en mm.

$$NE = 146.46$$

El número de eslabones para este sistema es de 147 y ahora se usa el diagrama 11 para determinar el coeficiente K_3 .

Diagrama 11. Coeficiente K_3 de la cadena 1



Fuente: INGMECANICA. [En línea]. Transmisión por cadenas calculo y diseño. Disponible En: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>

Entonces $K_3 = 0,9$

El coeficiente K_4 se obtiene de la tabla 39.

Tabla 39. Coeficiente K4

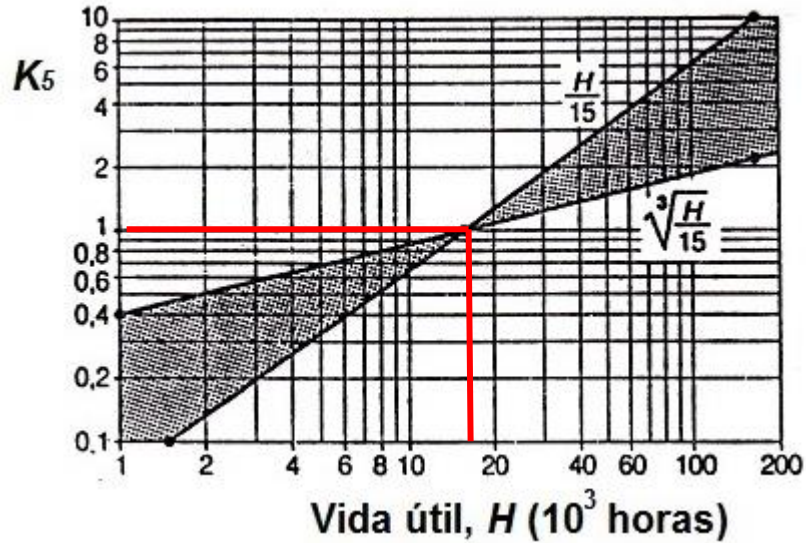
Coeficiente K_4 , Factor de servicio				
Charges	Machines réceptrices	Machines motrices		
		hydraulique Moteur électrique et Turbines	Moteur à combustion interne à transmission mécanique 4 cylindres et plus	moins de 4 cylindres
Régulières	Machines d'imprimerie Pompes et compresseurs centrifuges Calandreuses pour papier Escaliers roulants Agitateurs de liquides	1,00	1,10	1,30
Irrégulières	Malaxeurs à béton Broyeurs à boulets Pompes et compresseurs à 3 pistons ou plus Presses, cisailles Agitateurs de solides Tamis vibrants	1,40	1,50	1,70
À coups	Excavatrices Raboteuses Broyeurs à marteaux et à cylindres Pompes et compresseurs à 1 piston Forage pétrolier	1,80	1,90	2,10

Fuente: INGMECANICA. [En línea]. Transmisión por cadenas calculo y diseño. Disponible En: <https://ingmecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>

Es el factor de servicio en este caso es de 1,8.

Para el K_5 se estima una vida útil para la cadena de 15000 horas de trabajos, por lo tanto el coeficiente K_5 es 1 según se observa en el diagrama 10.

Diagrama 12. Coeficiente K_5



Fuente: INGMECANICA. [En línea]. Transmisión por cadenas calculo y diseño. Disponible En: <https://ingmecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>

Entonces la potencia corregida para la banda horizontal, se obtiene reemplazando la ecuación 76.

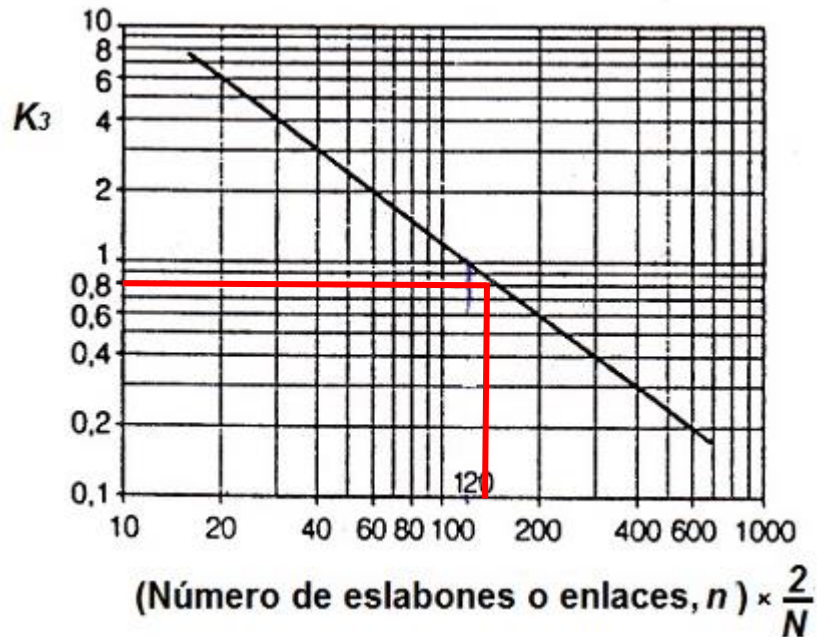
$$P_c = 1.9 * 1 * 0.9 * 1.8 * 1 * 0.049 = 0,15 \text{ KW}$$

Ahora se calcula la potencia corregida para la banda inclinada, esta va a tener los mismos valores para los coeficientes de K_1 , K_2 , K_4 y K_5 y se determinará el K_3 . Se iniciará por calcular la longitud de la cadena, usando nuevamente la ecuación 76.

$$\frac{L}{29.31} = \frac{(10 + 10)}{2} + 0 + 1905 * \text{Cos}(0) * \frac{2}{29.31} = 4103,11 \text{ mm}$$

Así se obtiene también los eslabones para este caso, que son de 140, con esta información vamos al diagrama 13 para obtener el valor de K_3 de esta cadena.

Diagrama 13. Coeficiente K_3 de la cadena 2



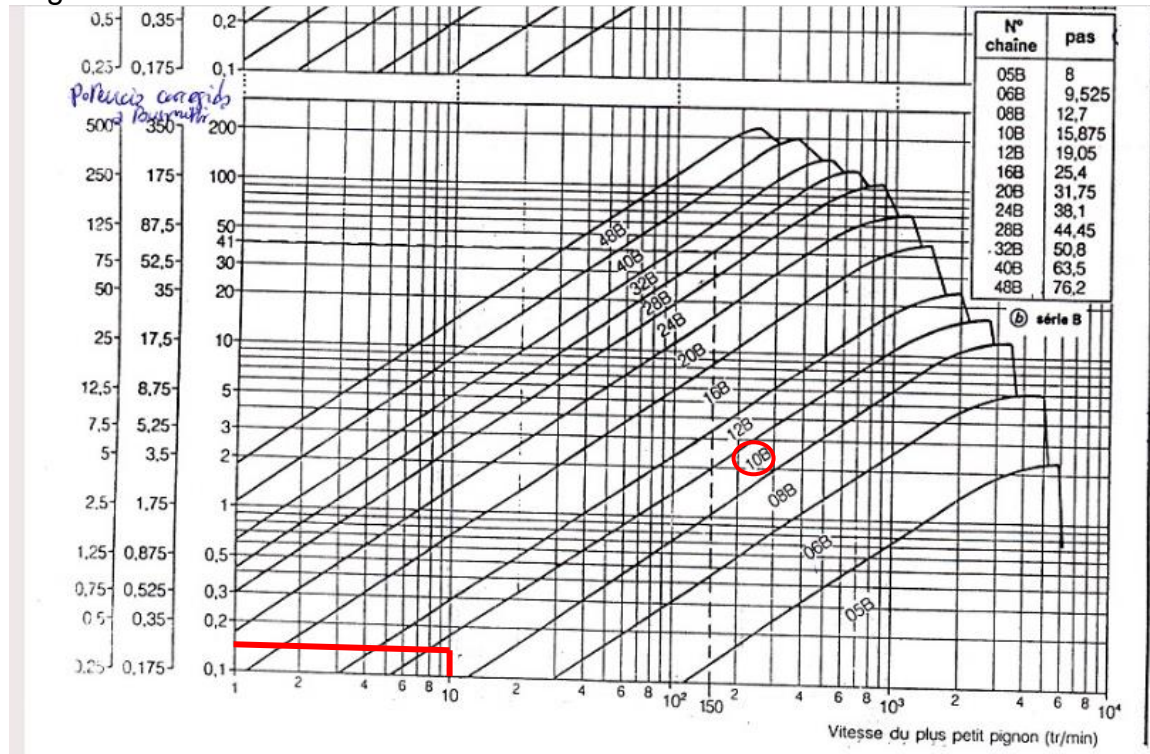
Fuente: INGMECANICA. [En línea]. Transmisión por cadenas calculo y diseño. Disponible En: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>

Se determina un coeficiente K_3 de 0,8 y ahora se calcula la potencia corregida para la banda inclinada.

$$P_c = 1.9 * 1 * 0.8 * 1.8 * 1 * 0.049 = 0,14 \text{ KW}$$

Las potencias corregidas obtenidas son de 0.15 KW y 0.14 KW que junto con la velocidad de giro del piñón de 10 rpm se selecciona una cadena #10B con un paso de 15.875 mm, según el diagrama 14.

Diagrama 14. Selección de cadena



Fuente: INGMECANICA. [En línea]. Transmisión por cadenas calculo y diseño. Disponible En: <https://ingmecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>

Con la información obtenida se opta por un motor de ¼ Hp para dar movimiento a las bandas transportadoras.

3.6.3 Selección de motor para los rodillos y el rototroquelador. Para esto se va a comenzar calculando la velocidad angular de trabajo de los rodillos acopladores:

Ecuación 82. Velocidad angular

$$\omega = \frac{v}{r}$$

Fuente: SHIGLEY. J.E. Teoría de máquinas y mecanismos. México D.F. Mc Graw Hill. 2001. 81 p. ISBN: 968- 451-297-x

Dónde:

ω = Velocidad angular

v = velocidad lineal, estimada para la máquina en 5 cm/s.

r = Radio de los rodillos de acoplamiento.

Reemplazando la ecuación, se obtiene:

$$\omega = \frac{5 \frac{cm}{s}}{5,72 \text{ cm}} = ,875 \frac{rad}{s} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} * \frac{1 \text{ rev}}{2 \pi} = 8,35 \text{ rpm}$$

La fuerza que se les va a ejercer a los rodillos en este caso es la masa proveniente de la tolva de cuña, y se estableció que esta máquina tiene una capacidad de trabajar 50kg por hora.

Ecuación 83. Fuerza de la masa

$$F = 50 \text{ Kg} * 9,81 \frac{m}{s^2} = 490,5 \text{ N}$$

Con esto se pasa a calcular el torque para mover los rodillos de acoplamiento, haciendo uso de la siguiente ecuación:

Ecuación 84. Torque del rodillo acoplador

$$T = F * m$$

Fuente: SARÁUZ, Jorge y TIRIRA Javier. Diseño y construcción de una máquina para la elaboración de tortillas de harina de trigo para la empresa Taquito's. [En línea]. Trabajo de grado para ingeniero mecánico, Quito, Escuela politécnica nacional. 2011. [Consultado el 5 de octubre de 2020]. Disponible en: <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/4008>

Dónde:

T = torque (Nm).

F = fuerza de la masa (N).

m = posición del centro de gravedad del rodillo (m).

Entonces se calcula la posición del centro de gravedad del rodillo para esta aplicación:

Ecuación 85. Posición del centro de gravedad para el rodillo

$$m = \frac{y}{2}$$

Fuente: SARÁUZ, Jorge y TIRIRA Javier. Diseño y construcción de una máquina para la elaboración de tortillas de harina de trigo para la empresa Taquito's. [En línea]. Trabajo de grado para ingeniero mecánico, Quito, Escuela politécnica nacional. 2011. [Consultado el 5 de octubre de 2020]. Disponible en: <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/4008>

Dónde:

y = Ancho del área proyectada del rodillo (m) que se obtiene de la siguiente ecuación:

Ecuación 86. Ancho del área proyectada del rodillo

$$y = \sqrt{r * (h_i - h_o)}$$

Fuente: SARAÚZ, Jorge y TIRIRA Javier. Diseño y construcción de una máquina para la elaboración de tortillas de harina de trigo para la empresa Taquito's. [En línea]. Trabajo de grado para ingeniero mecánico, Quito, Escuela politécnica nacional. 2011. [Consultado el 5 de octubre de 2020]. Disponible en: <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/4008>

Dónde:

r = radio del rodillo (m).

h_i = espesor de la masa a la entrada de los rodillos (m). (Ver sección 3.2.2).

h_o = espesor de la masa a la salida de los rodillos (m). (Ver sección 3.2.2).

Reemplazando esta ecuación se determina que:

$$y = \sqrt{0,057 * (0,15 - 7 \times 10^{-3})} = 0,09 \text{ m}$$

Entonces m es igual a:

$$m = \frac{0,09 \text{ m}}{2} = 0,045 \text{ m}$$

Y el torque es igual a:

$$T = 490,5 \text{ N} * 0,045 \text{ m} = 22,07 \text{ Nm}$$

Con estos datos se halla la potencia necesaria para el rodillo de acoplamiento conductor;

Ecuación 87. Potencia rodillo acoplador

$$P = T * \omega = 22,07 \text{ Nm} * 8,35 \text{ rpm} * \frac{1 \text{ min} * 2\pi * 1 \text{ HP}}{60 \text{ s} * 1 \text{ rev} * 746 \text{ w}} = 0,025 \text{ HP}$$

Fuente: BUDYNAS. R.G. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Mexico D.F. Mc Graw Hill. 2008. 96 p. ISBN: 970-10-6404-6

Como hay dos rodillos acopladores, esta potencia se multiplica por dos y obtenemos un total de 0,052 HP.

Para los rodillos de las fases de laminado se va a seguir el mismo procedimiento, solo que estos tendran la disposición que se observa en la figura 29 de la sección 3.2.3. Además estos dos rodillos también cuentan con la misma velocidad angular de 8,35 rpm, pero las fuerzas aplicadas de ellos cambian y se estima que tiene un valor de 270 N, los datos complementarios estan registrados en la tabla 41.

Tabla 40. Datos de los rodillos calibradores

Datos	Ecuación	Resultado
Rodillo calibrador primera fase		
Hi		10 mm
Ho		7 mm
R		57,15 mm
X		450 mm
Y	$y = \sqrt{r * (hi - ho)}$	13,09 mm
M	$m = \frac{y}{2}$	6,545 mm
Torque	$T = F * m$	1,77 Nm
Potencia	$P = T * \omega$	0,002 HP
Rodillo calibrador segunda fase		
Hi		7 mm
Ho		3 mm
Y	$y = \sqrt{r * (hi - ho)}$	15,12 mm
M	$m = \frac{y}{2}$	7,56 mm
Torque	$T = F * m$	2,04 Nm
Potencia	$P = T * \omega$	0,002 HP

Fuente: elaboración propia

Potencia necesaria para mover los dos rodillos sin tener en cuenta perdidas es de 0,004 HP, ahora se calcula lo mismo para el rototroquelador con un diametro nominal de 8 in.

Para el rodillo rototroquelador se tiene la siguiente información:

Tabla 41. Datos del rodillo rototroquelador

Datos	Ecuación	Resultado
Hi		3,2 mm
Ho		3 mm
R		109,55 mm
X		450 mm
y	$y = \sqrt{r * (hi - ho)}$	4,68 mm
M	$m = \frac{y}{2}$	2,34 mm
V		0,05 m/s
Velocidad angular	$\omega = \frac{v}{r}$	4,36 rpm
Fuerza		490,5 N
Torque	$T = F * m$	1,15 Nm
Potencia	$P = T * \omega$	$7,04 \times 10^{-4}$

Fuente: elaboración propia

Con la información establecida se procedió a seleccionar una transmisión de cadena y engranajes para impulsar los rodillos de la máquina con un motor paso a paso modelo JK110HS99-5504 con las siguientes características:

Tabla 42. Características del motor paso a paso JK110HS99-5504

Model	Step Angle	Motor Length	Current /Phase	Resistance /Phase	Inductance /Phase	Holding Torque	Lead wires	Detent Torque	Rotor Inertia	Motor Weight
	(°)	(L)mm	A	Ω	mH	N.m	No.	kg.cm	g.cm ²	Kg
JK110HS99-5504	1.8	99	5.5	0.9	12	11.2	4	3	5500	5

Fuente: JKONGMOTOR CO Ltda. [Sitio web] Changzhou, China. 2019. [consultado el 4/ octubre de 2019]. Disponible en: <https://www.jkongmotor.com/Product/110HS-NEMA42-2Phase-Stepper-Motor-1-8%C2%B0.html>

3.7 SISTEMA DE CONTROL

Este sistema se encarga del control de los componentes mecánicos que hacen parte de la máquina para su correcto funcionamiento; es programado mediante un Controlador Lógico Programable (PLC) de la marca Mitsubishi, en el cual se encuentra la programación de las funciones de control automático que va a realizar la máquina para que el operario se encargue exclusivamente de la alimentación de este dispositivo y del manejo del producto final.

El PLC se diseñó en base con señales de entrada y de salida, para encender y apagar los componentes que sean requeridos para su correcto funcionamiento. En la programación de esta máquina se requiere que el PLC cuente con tres entradas y tres salidas.

Los elementos que componen las entradas son los siguientes:

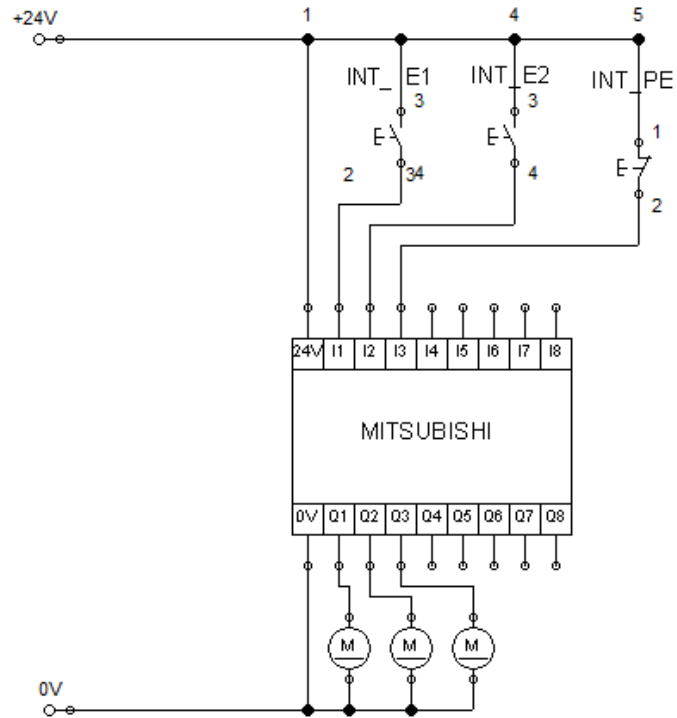
- ✿ Interruptor: (3 unidades) dispositivo eléctrico encargado de dar o cerrar el paso de corriente eléctrica (ON/OFF) en un circuito desde un mando. Dos de estos interruptores tienen la función de activar las dos fases de la máquina y el restante tiene la función de paro de emergencia o en algunas ocasiones generar la desactivación completa de la máquina.

Los elementos que componen las salidas son los siguientes:

- ✿ Motor eléctrico: (3 unidades) es un dispositivo que se encarga en convertir energía eléctrica en energía mecánica (electromecánico), se compone por un estator que es donde se encuentran ubicadas las bobinas y el rotor que es la parte móvil que se compone por imanes. Estos motores hacen parte de la máquina para el funcionamiento del transportador de tornillo sin-fin, el conjunto de rodillos y para el transporte por bandas.

Ahora se muestra como estarán conectados los componentes de entrada y salida al PLC

Figura 110. Conexiones de entrada y salida del PLC



Fuente: elaboración propia

Como se ve en la imagen a todos los componentes de entradas y salidas se les designaron un puerto en el PLC y se nombraron de la siguiente manera:

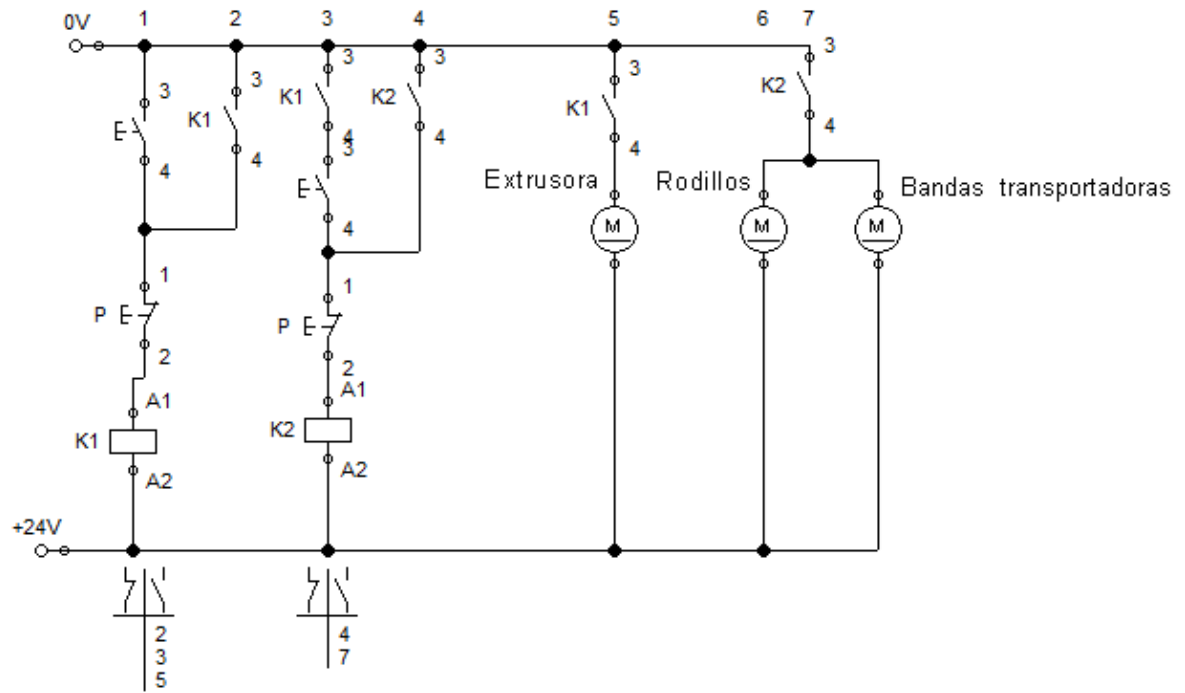
Tabla 43. Componentes de entrada y salida de PLC

ENTRADAS			SALIDAS		
Puerto	Marca	Descripción	Puerto	Marca	Descripción
I1	INT_E1	Interruptor encendido 1	Q1	Y1	Motor M1
I2	INT_E2	Interruptor encendido 2	Q2	Y2	Motor M2
I3	INT_PE	Interruptor parado	Q3	Y3	Motor M3

Fuente: elaboración propia

Sabiendo la configuración del PLC, pasamos al plano del sistema de control de la máquina que se puede observar en la figura 54, donde los componentes con la inicial “K” seguido de su respectivo número hacen referencia a los relés y los elementos con la letra “M” hacen referencia a los motores.

Figura 111. Plano del sistema de control



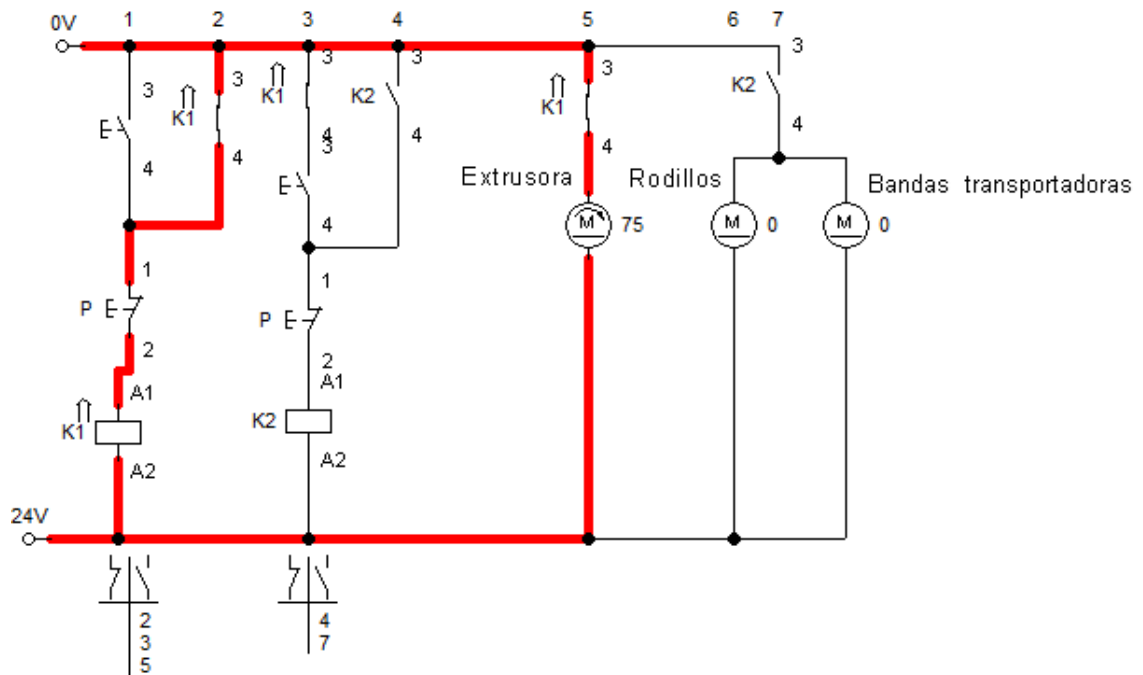
Fuente: elaboración propia

Este sistema va a tener dos fases para su operación, la primera fase dará inicio cuando se oprime el pulsador de la columna 1, activando el motor correspondiente al tornillo, con esto el operario ya podrá introducir la masa para que sea transportada y amasada por el tornillo sin-fin. Esta fase se mantendrá continua durante todo el proceso de producción.

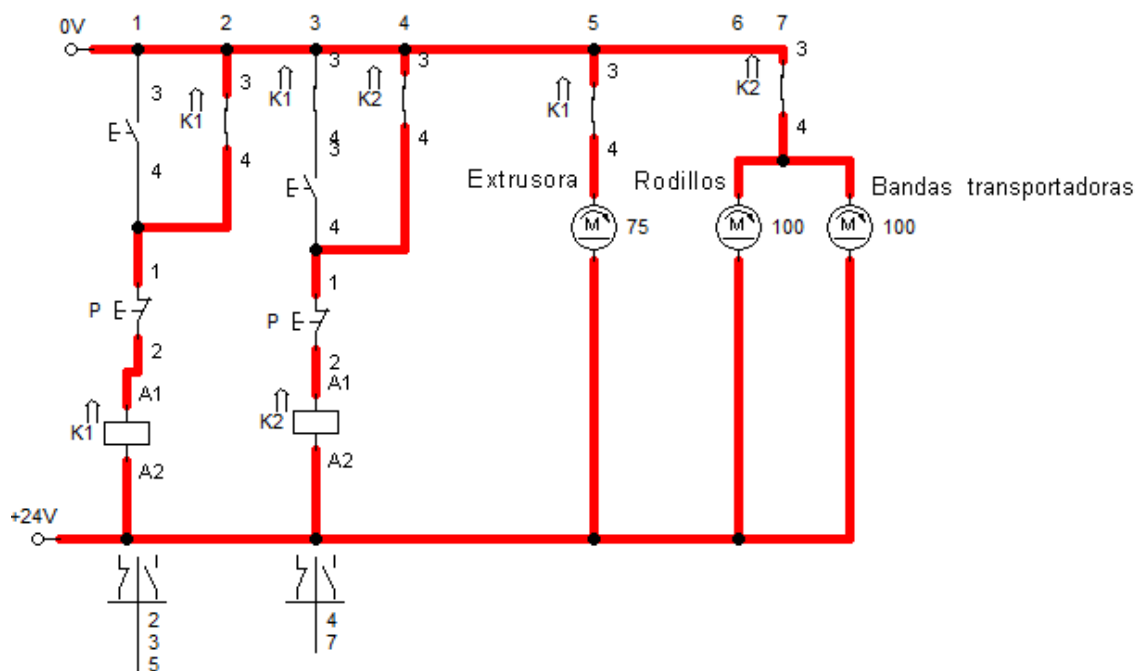
La segunda fase comenzará una vez la tolva de carga y almacenamiento este a un 80% de su capacidad, activando el pulsado de la columna 3 y así activar los motores que dan movimiento a los rodillos, las bandas transportadoras y el rodillo troquelador. Este sistema se podrá desactivar por sus fases independientes pulsando el botón de para en cualquiera de los casos que sea necesario.

Figura 112. Plano del sistema de control, fase uno y dos.

Fase uno.



Fase dos.



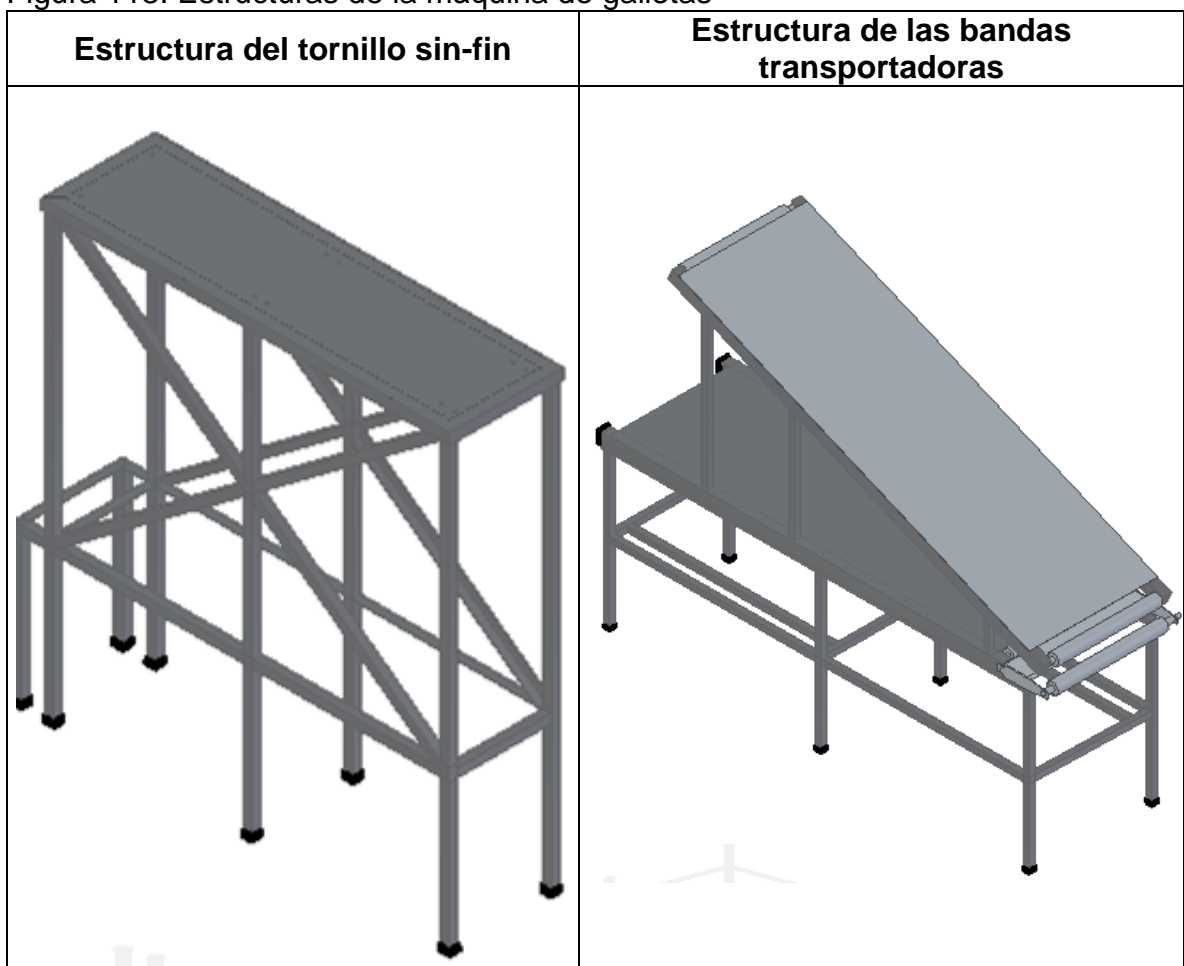
Fuente: elaboración propia

4. MANUALES DE ENSAMBLE, OPERACIÓN, SEGURIDAD Y MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA DE GALLETAS PARA PERROS

4.1 MANUAL DE ENSAMBLE

El ensamble de la máquina de galletas para perros comenzará, teniendo las estructuras bases para el tornillo sin-fin y para las bandas transportadoras.

Figura 113. Estructuras de la máquina de galletas



Fuente: elaboración propia

Se estima que va a ser necesario contar con dos trabajadores para llevar a cabo el ensamblaje total de toda la máquina, con esto presente se iniciará ensamblando todas las partes del tornillo sin-fin, comenzando por instalar:

Tabla 44. Proceso de ensamblaje de la estructura del tornillo sin-fin

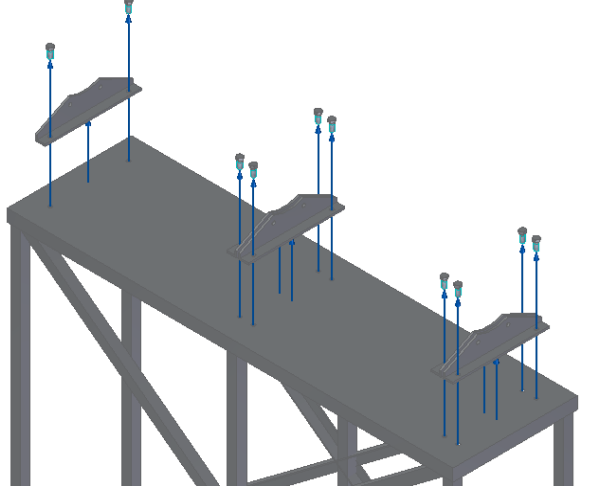
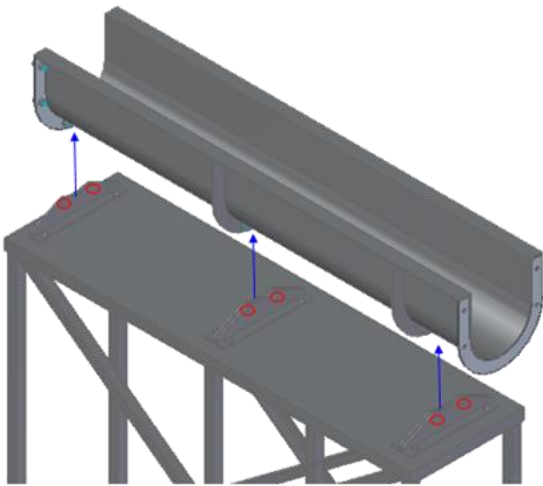
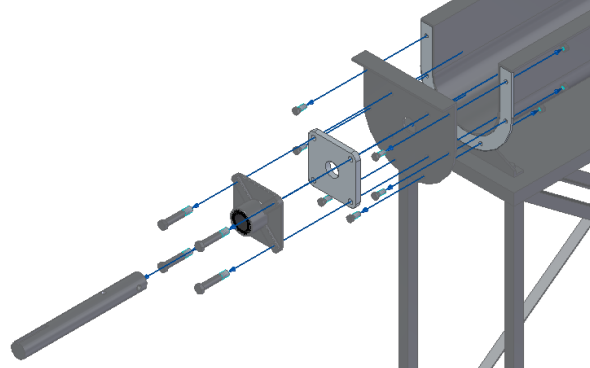
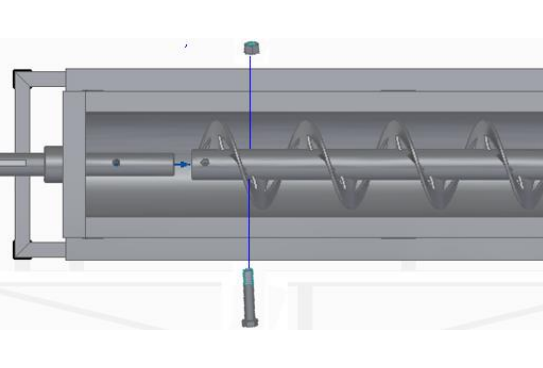
1. Ensamblar de los soportes	2. Ensamblar del canal
	
<p>Los soportes del tornillo sin-fin se van a posicionar en la estructura por medio de tornillos M4 X10.</p>	<p>Se ubica el canal, alineandolo con los soportes. Los puntos rojos indican agujeros para los tornillos M4 que van a sujetar el canal a los soportes.</p>
3. Ensamblar tapa del eje conductor	4. Ensamblar del tornillo
	
<p>Se ensambla la tapa, selllo plano, brinda y eje conductor.</p>	<p>Instalar el tornillo sin-fin al eje conductor y ajustar mediante dos tornillo ½ X3 in.</p>

Tabla 44. (Continuación)

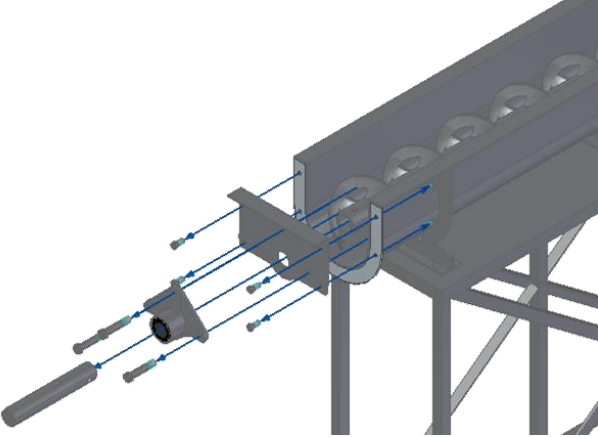
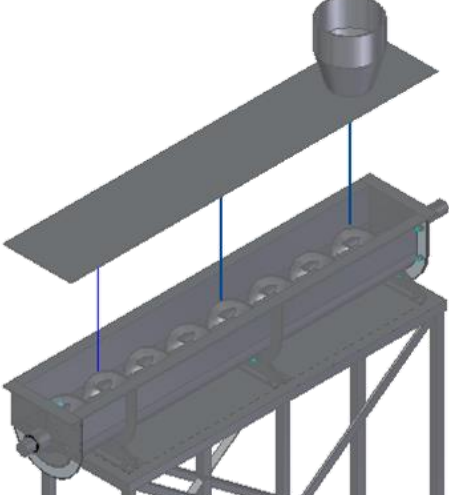
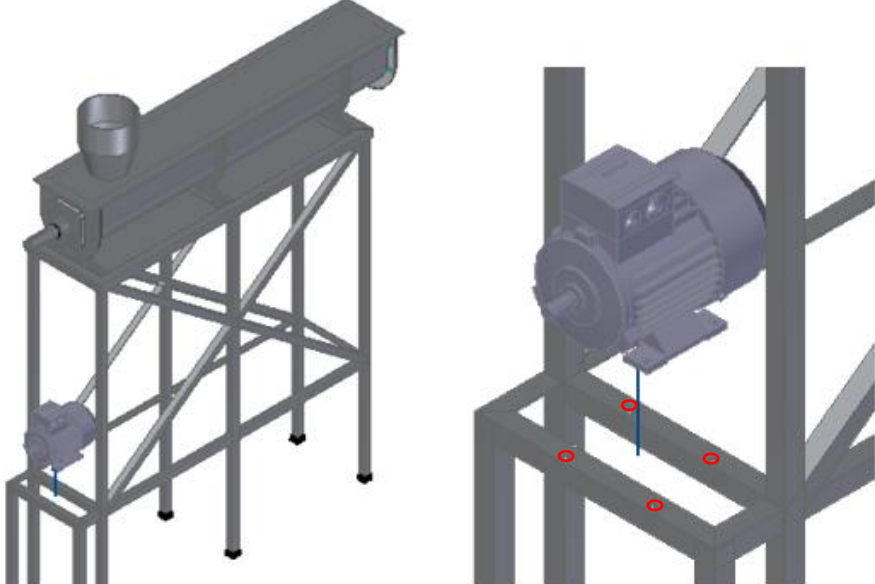
<p>5. Ensamblar tapa de salida con eje conducido</p>	<p>6. Ensamblar cubierta con la tolva</p>
	
<p>Se ensambla la tapa de salida de tornillo sin-fin, con su brinda y el eje conducido.</p>	<p>Se instala la cubierta del tornillo y la tolva conica.</p>
<p>7. Ensamblar el motor</p>	
	
<p>Se ubica el motor en su posición y se ajusta con tornillos.</p>	

Tabla 44. (Continuación)

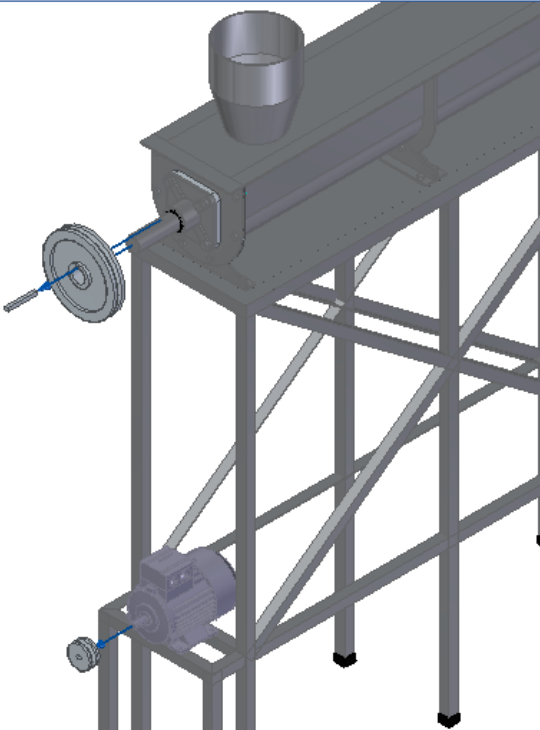
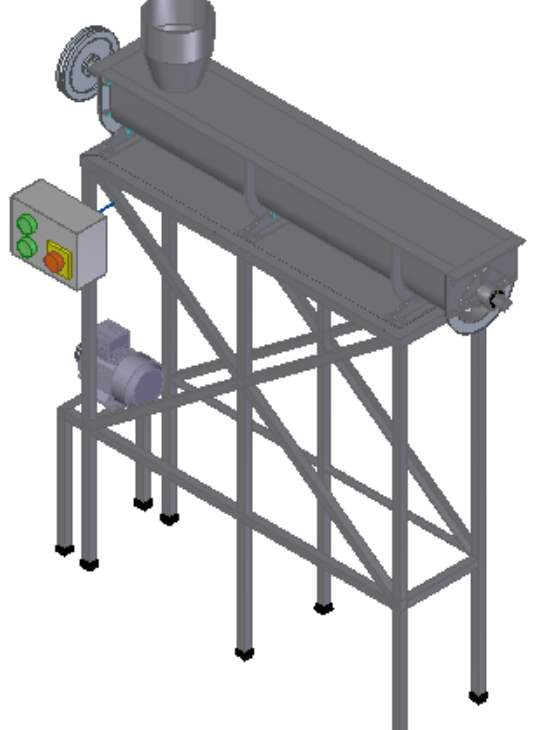
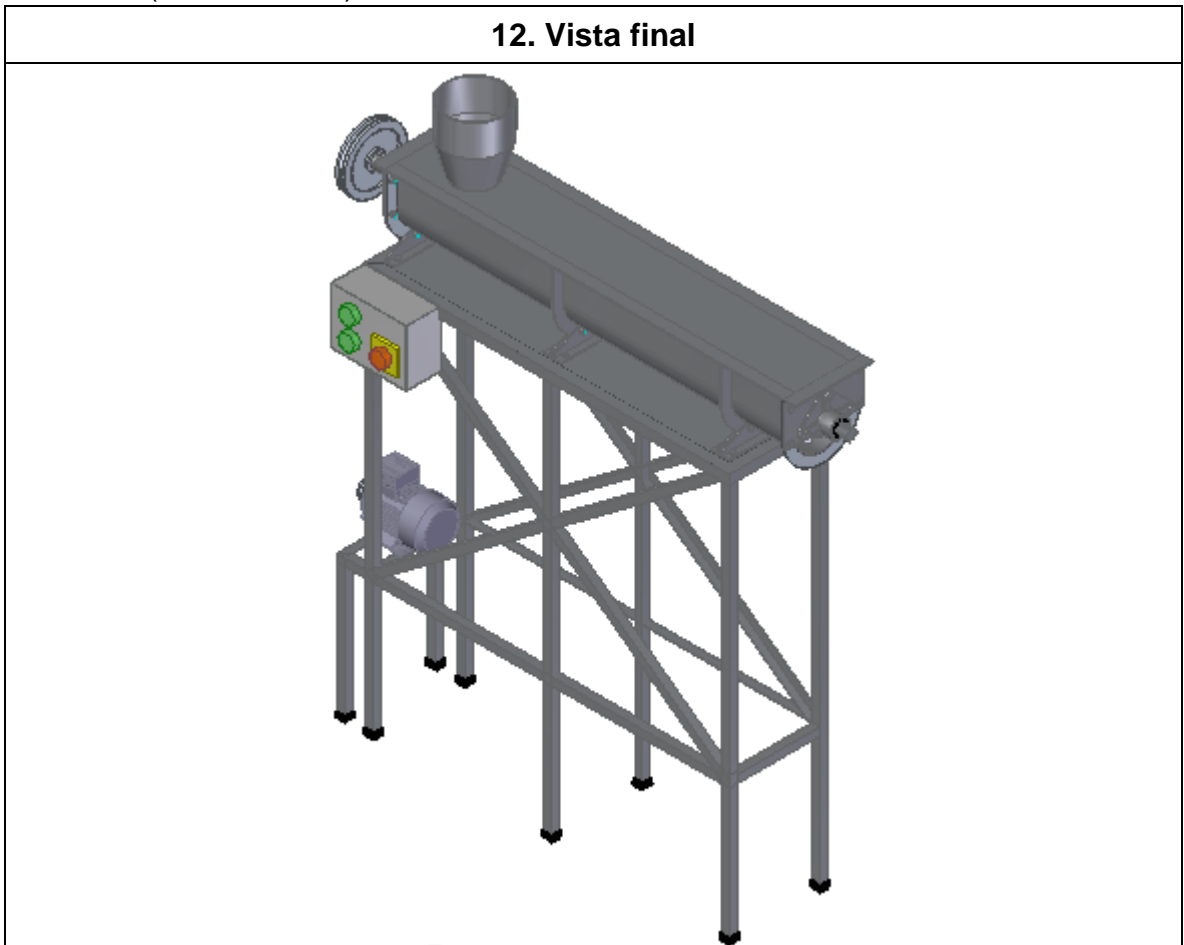
8. Ensamblar Sistema de potencia	9. Ensamblar caja de control
	
<p>Se ensamblan las dos poleas y la correa que daran movimiento al tornillo sin-fin, (en la imagen se omite la correa)</p>	<p>Se instala la caja de control en la estructura.</p>

Tabla 44. (Continuación)



Fuente: elaboración propia

Y ahora para la estructura donde las bandas transportadoras se hace el siguiente procedimiento:

Tabla 45. Proceso de ensamblaje de la estructura de las bandas


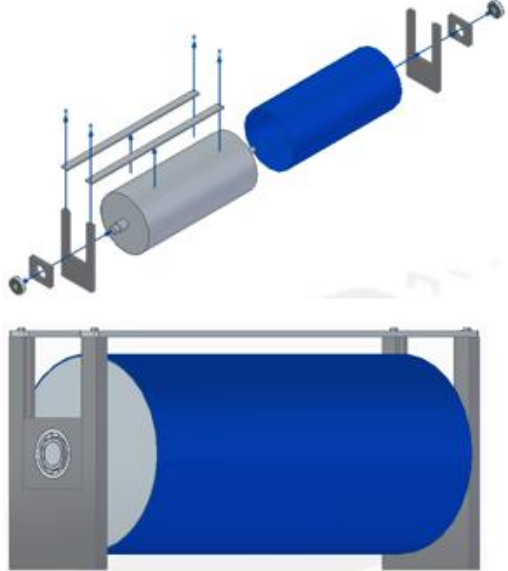
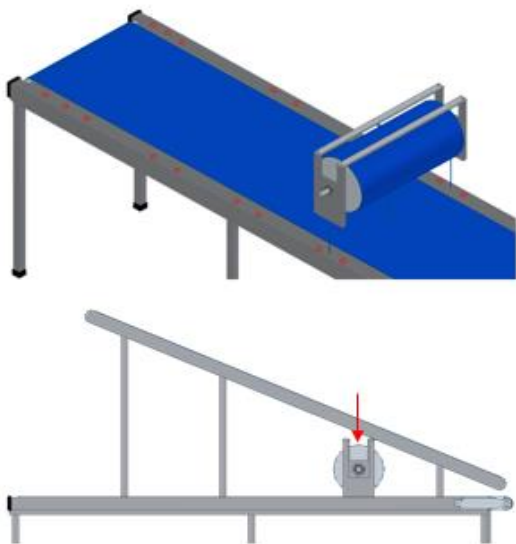
1. Ensamblar las bandas	2. Ensamblaje del rototroquelador
	
<p>Se instala la banda horizontal y despues la banda inclinada</p>	<p>Se ensamblan todas las partes del rototroquelador y se observa como queda en conjunto de modelado</p>
3. Ensamblar el rototroquelador	
	<p>En la parte superior de la imagen numero 3 se muestran los agujeros para los tornillos que se utilizarán para fijar los soportes de los rodillos a la estructura de las bandas. En la parte inferior aparece la figura de la instalación.</p>

Tabla 45. (Continuación)

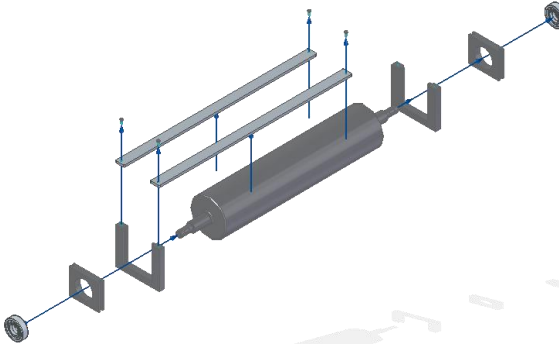
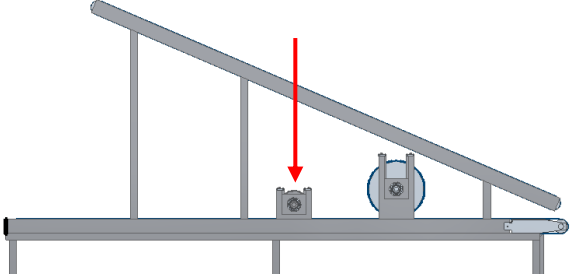
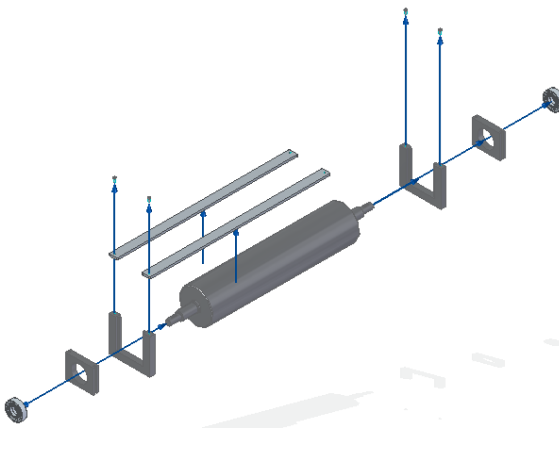
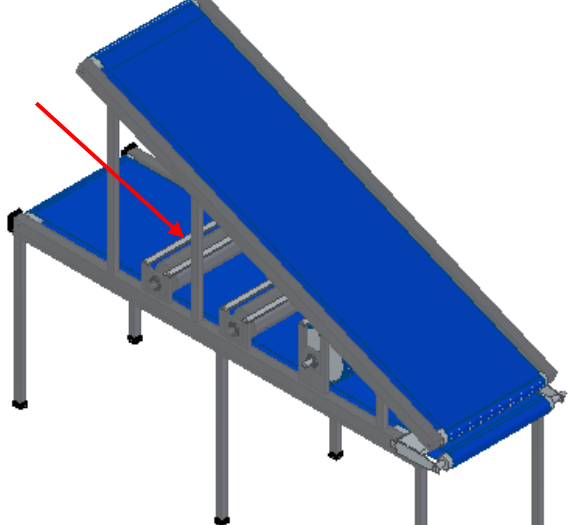
<p>4. Ensamblaje de la segunda fase de lamiando</p>	<p>5. Ensamblar la segunda fase de lamiando</p>
	
<p>Se ensamblan todas las partes del rodillo de la segunda fase de laminado</p>	<p>Se instala la segunda fase de laminado a la estructura al igual que el rototroquelador</p>
<p>6. Ensamblaje de la primera fase de lamiando</p>	<p>7. Ensamblar la primera fase de lamiando</p>
	
<p>Se ensamblan todas las partes del rodillo de la primera fase de laminado</p>	<p>Se instala la primera fase de laminado a la estructura al igual que la anterior fase</p>

Tabla 45. (Continuación)

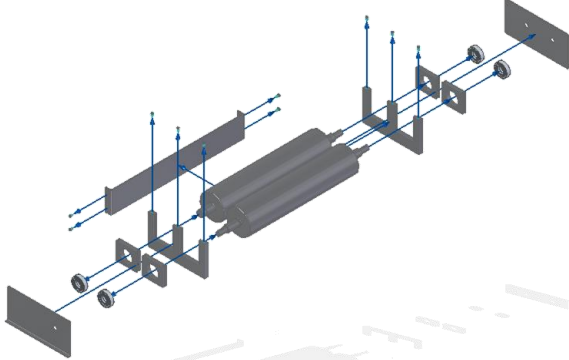
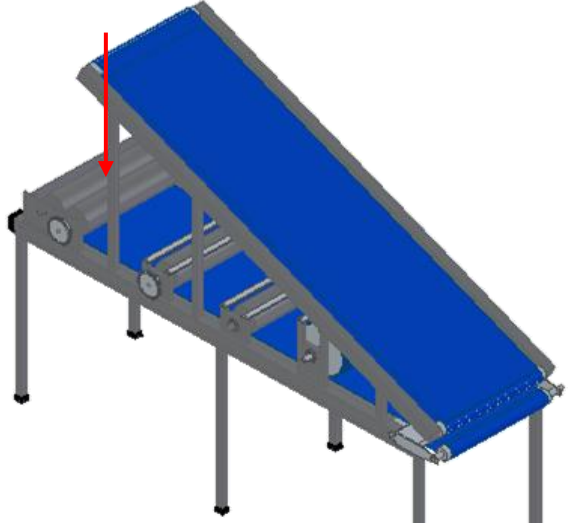
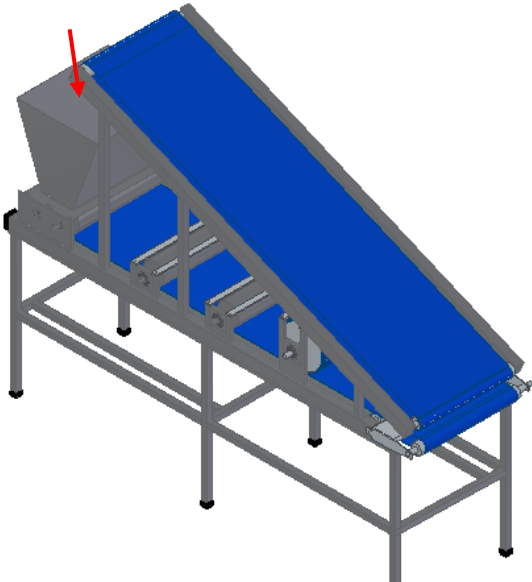
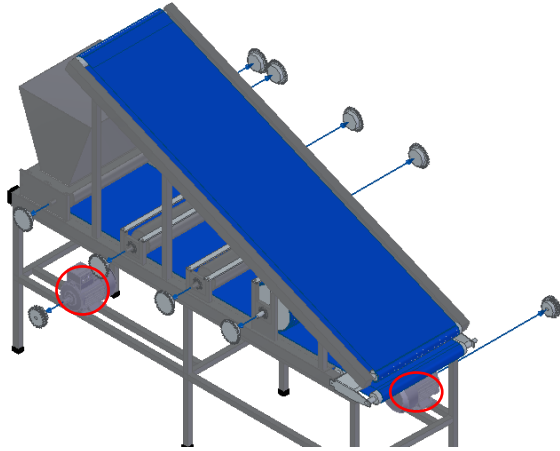
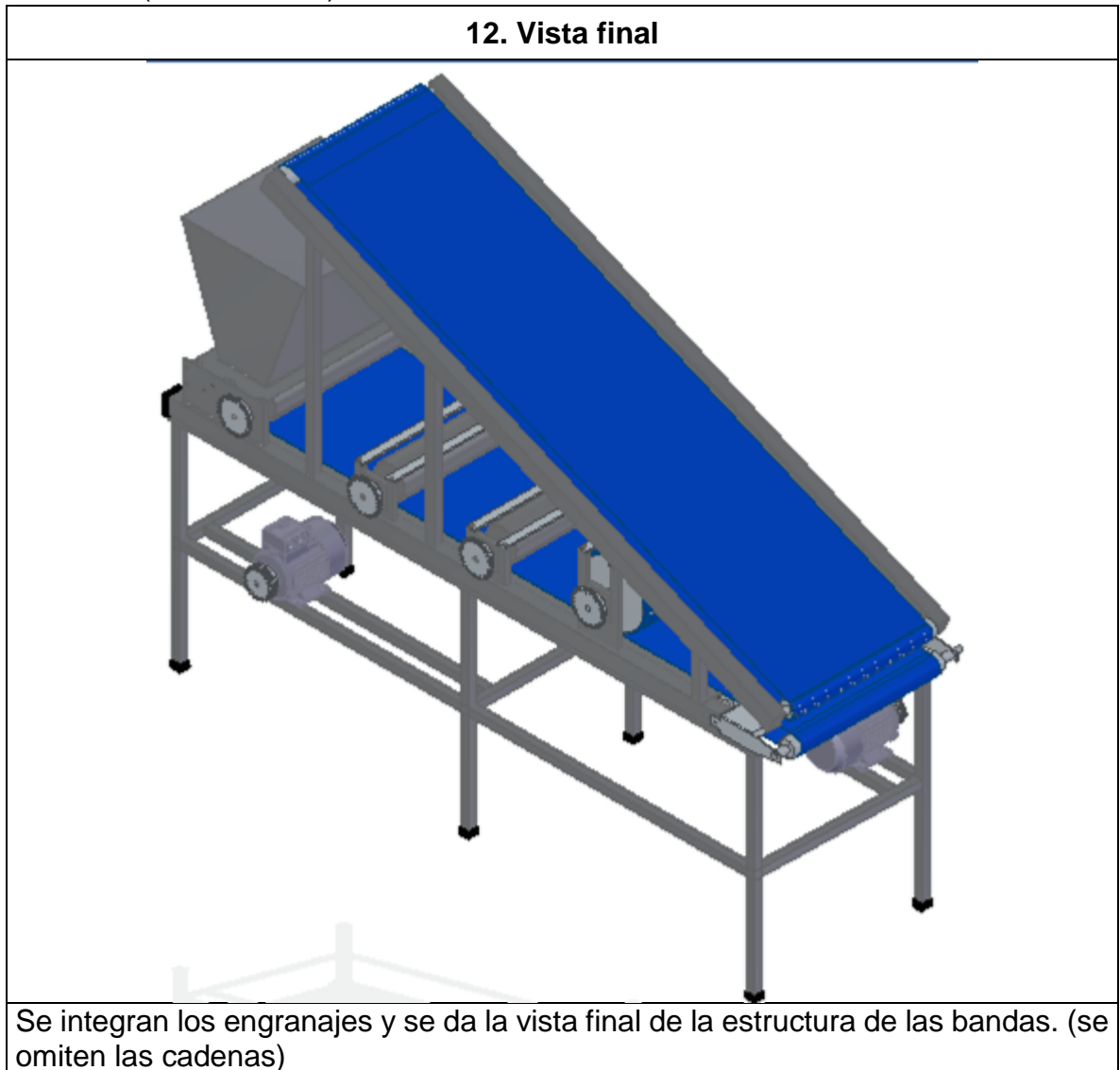
<p>8. Ensamblaje de los rodillos de acoplamiento</p>	<p>9. Ensamblar los rodillos de acoplamiento</p>
	
<p>Se ensamblan todas las partes de los rodillos acopladores</p>	<p>Se instala la fase de los rodillos acopladores como las fases anteriores</p>
<p>10. Ensamblar la tolva de cuña</p>	<p>11. Ensamblar sistema de potencia</p>
	
<p>Se ensambla la tolva a los soporte de la fase de los rodillos de acoplamiento por medio de seis tornillos M4 X 10</p>	<p>Se instalan los engranajes y los dos motores a la estructura</p>

Tabla 45. (Continuación)



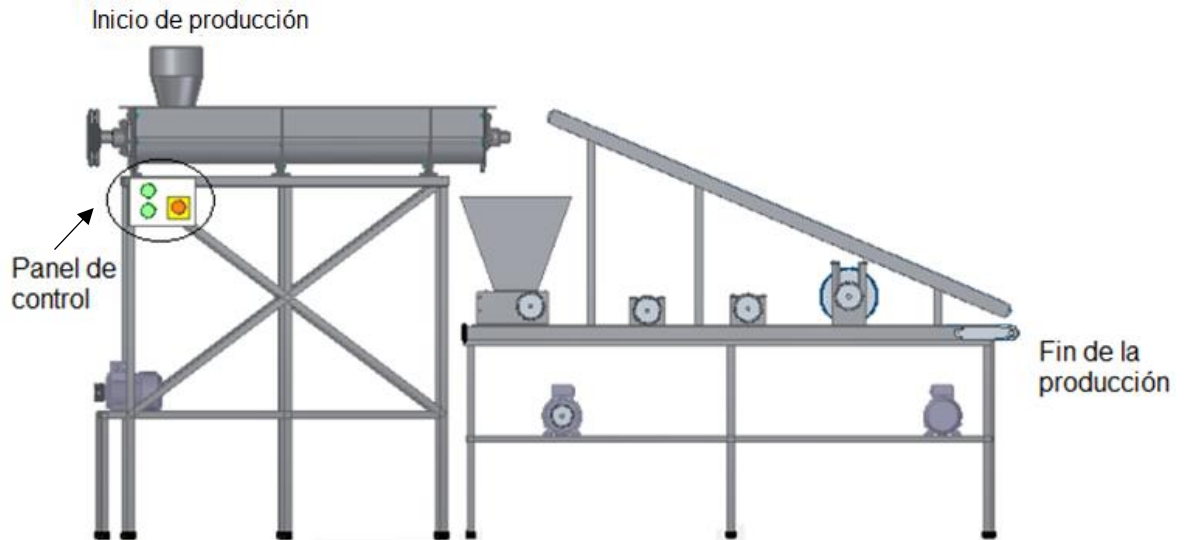
Fuente: elaboración propia

4.2 MANUAL DE OPERACIÓN

La máquina tiene una caja de mando con dos pulsadores para activar las dos fases de trabajo y un botón de paro, esta caja está ubicada en la estructura del transportador del tornillo sin-fin a una altura de 130 cm del suelo para que el operario tenga un fácil acceso a él, con un buen alcance para la activación o desactivación de la máquina. La operación de la máquina inicia en la tolva de carga cónica del

sistema de dosificación y termina con la obtención de las galletas para perros, que salen por la banda transportadora hacia las bandejas para después hornearlas.

Figura 114. Inicio y final de operación de la máquina

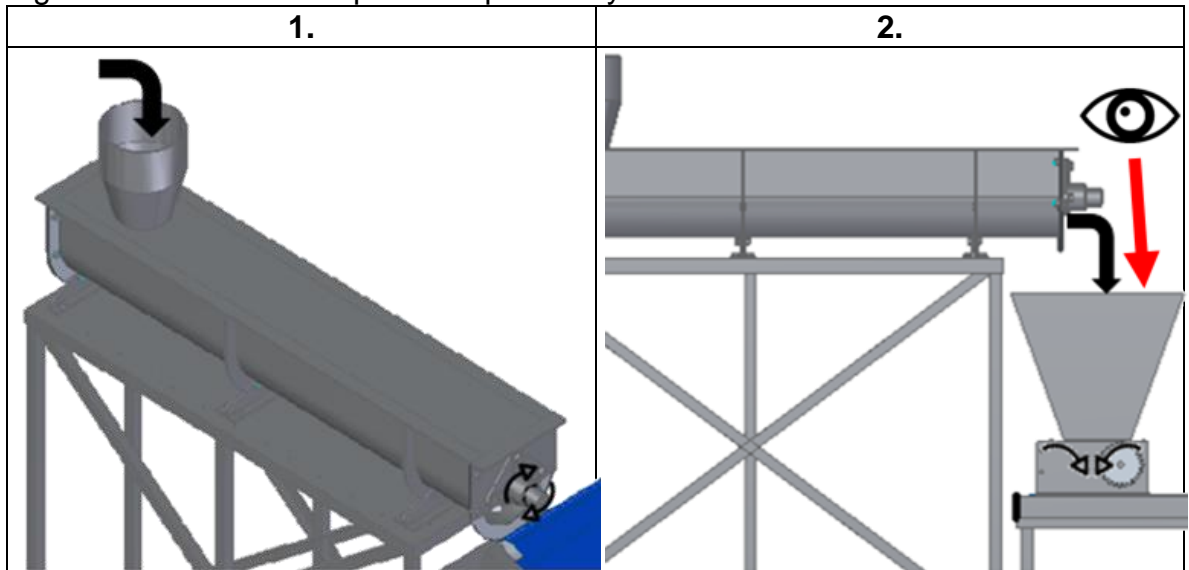


Fuente: elaboración propia

Al activar el primer pulsador de la caja de mando, se activará el transportador de tornillo sin-fin haciendo girar la hélice y con esto:

1. El operario también comienza a introducir masa para galletas en la tolva cónica de carga para ser amasada, dosificada y transportada hasta salir a la tolva de carga y almacenamiento.
2. La masa que sale del tornillo sin-fin cae a la tolva de cuña, donde será almacenada hasta que la tolva llegue a un 80% de su capacidad; el operario deberá revisar constantemente las condiciones de la masa que sale del canal del tornillo sin-fin. Cuando se cumplen las condiciones óptimas de almacenamiento, el operario deberá oprimir el segundo pulsador para continuar con el proceso.

Figura 115. Manual de operación pasos 1 y 2



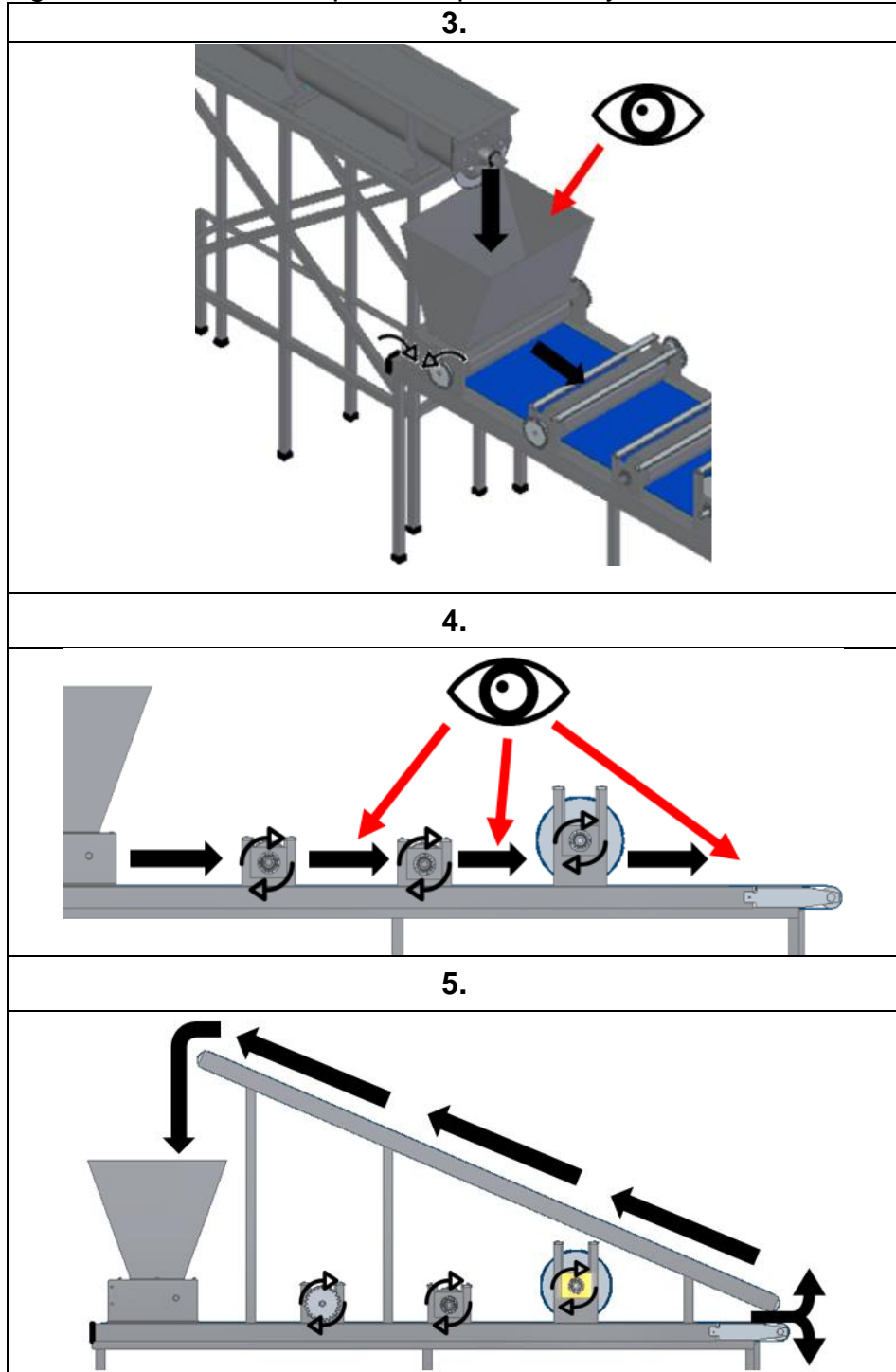
Fuente: elaboración propia

3. Al oprimir el pulsador se activarán los rodillos de acoplamiento ubicados debajo de la tolva de carga y almacenamiento, para que la masa salga a la banda transportadora principal.

4. La masa será transportada por la banda y pasa por las dos fases de laminado y el rototroquelador; en estas etapas, se requiere que el operario este pendiente de cómo sale la masa después de estos procesos, para verificar que la galletas cumplen con los estándares establecidos.

5. La masa ya moldeada con la forma de hueso, corazón o muslo de pollo se dirigirá por medio de la banda transportadora para caer en una bandeja que será llevada al horno para realizar el proceso de horneado. La masa que no fue moldeada, vuelve por la banda de re-alimentación a la tolva de cuña.

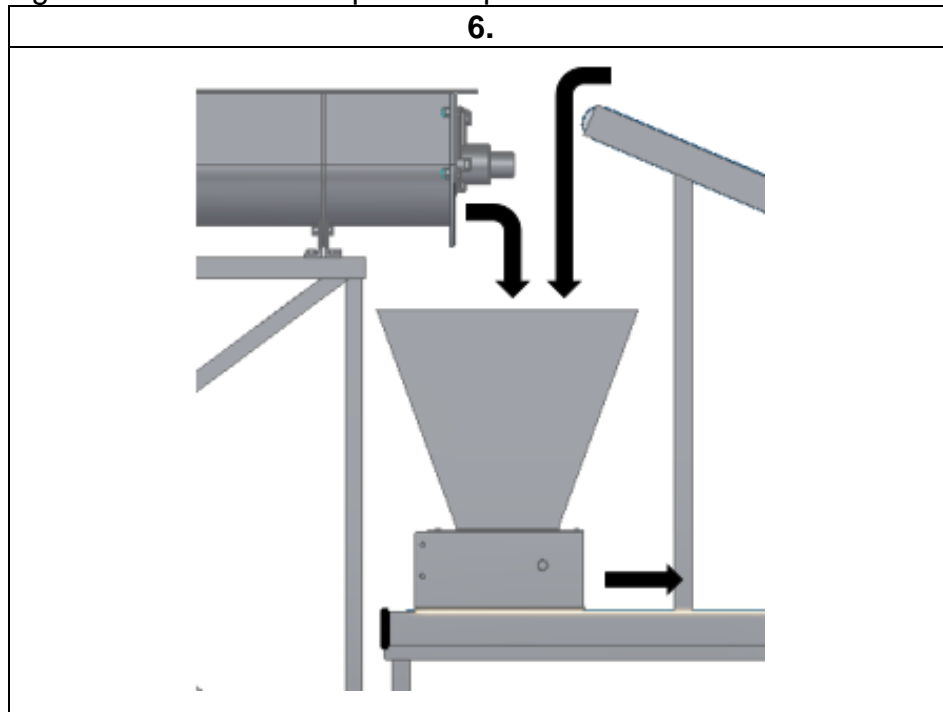
Figura 116. Manual de operación pasos 3, 4 y 5



Fuente: elaboración propia

6. La masa sobrante va a caer en la tolva de cuña, donde también va a estar cayendo la masa del tornillo sin-fin y con las masas sobrantes se va a repetir nuevamente el proceso descrito anteriormente, hasta que la totalidad de la masa sea moldeada con forma de galleta.

Figura 117. Manual de operación paso 6



Fuente: elaboración propia

4.3 MANUAL DE SEGURIDAD

En esta máquina hay varios componentes que pueden poner en riesgo tanto al operario como al producto. Debido a esto es necesario implementar un manual de seguridad donde se estipulen los cuidados que se deben tener con el equipo para su correcto funcionamiento y las instrucciones de obligatorio cumplimiento para el operario, con el objetivo de cuidar su integridad y obtener un producto de óptima calidad.

Tiendo en cuenta estas observaciones, es necesario acatar las siguientes recomendaciones.

1. Leer cuidadosamente y en su totalidad el manual de seguridad, antes de iniciar con el funcionamiento de la máquina.

2. Mantener el piso seco y sin agentes contaminantes en el lugar donde se encuentra ubicada la máquina.
3. Esta máquina debe ser desconectada en su totalidad cuando no esté en uso, antes y después de su montaje y para su debida limpieza.
4. Cuando la máquina esté en funcionamiento, evitar el contacto de las manos, cabello, ropa y utensilios con las partes móviles, cadenas y engranajes para prevenir accidentes o daños al operario o a la máquina.
5. Tenga en cuenta la ubicación del paro de emergencia y la forma de apagado de la máquina en el tablero de control para un caso de emergente.
6. Verificación de la correcta conexión de los pulsadores de seguridad, de lo contrario no se recomienda el uso normal de la máquina.
7. Mantener una organización en el cableado de la máquina, ya que puede provocar accidentes o daño al operario o al sistema eléctrico de la máquina.
8. La máquina no debe ser utilizada en exteriores.
9. El operario debe tener un conocimiento previo del funcionamiento de la máquina.
10. El operario no debe ingerir bebidas alcohólicas o agentes alucinógenos antes o durante la operación de la máquina.
11. Tener en cuenta el color original de la masa antes de operar la máquina, ya que si hay algún deterioro dentro de la máquina puede ir cambiando, afectando directamente la calidad del producto.
12. Prohibido subirse al canalón del tornillo sin-fin de transporte o a la banda transportadora.
13. Prohibido reparar la máquina en funcionamiento.

Asegúrese de que todos los operarios lean estas recomendaciones y estén completamente familiarizados con las operaciones de la máquina y los procedimientos de seguridad.

4.4 MANUAL DE MANTENIMIENTO

La máquina de galletas para perros tiene un diseño para funcionar continuamente por un periodo mínimo de cuatro horas de trabajo al día. Es necesario implementar un manual de mantenimiento que contenga todas las posibles fallas que puedan afectar el conjunto de elementos que componen la máquina, e informa los tiempos en que se deben realizar las inspecciones y el mantenimiento periódico de cada uno de los componentes de la máquina, debido a su desgaste o deterioro por las horas de trabajo día y por el agotamiento de su vida útil. La correcta producción de galletas para la empresa Cookie Pets & Co., dependerá de la apropiada implementación de este manual para mantener un normal funcionamiento del equipo.

La máquina está expuesta a diferentes problemas, de los cuales se destacan tres que afectan la producción y al producto.

1. Descarga del alimento. El alimento no descarga a una velocidad y distribución acorde con su flujo másico.
2. Transporte del alimento. El alimento no se transporta a la velocidad establecida.
3. Corte del alimento. El corte del alimento a la figura deseada no está acorde a las medidas establecidas.

Teniendo los principales problemas que se pueden presentar en la máquina para fabricación de galletas, se establecen sus posibles causas.

1. Descarga del alimento:

- 🐾 Acumulación de masa, residuos o materiales externos en los componentes de descarga como: las tolvas o el canal del tornillo sin-fin.
- 🐾 Pandeo o grietas en las tolvas.

2. Transporte del alimento:

- 🐾 Problemas de deslizamiento en los rodillos transportadores.
- 🐾 Falta de lubricación en las cadenas de transmisión de potencia.

- 🐾 Problemas de alineación y balanceo en el eje de los rodillos transportadores.
- 🐾 Excesos de carga sobre las bandas transportadoras.

3. Corte del alimento:

- 🐾 Mal estado en la banda de corte.
- 🐾 Problemas de alineación y balanceo en el eje del rodillo que afecta la presión de corte.

Para solucionar estos problemas se tendrá que revisar la máquina y sus diferentes sistemas y para ello se establecen unos cuadros de búsqueda de fallas donde se presentan las inspecciones, posibles fallas, un análisis de confirmación de la falla encontrada y su periodicidad, para cada uno de los componentes de cada sistema de la máquina, con la intención de evitar daños e interrupciones en la operación y producción del equipo.

Cuadro 6. Cuadro de búsqueda de fallas del sistema de dosificación

SISTEMA DE DOSIFICACIÓN				
COMPONENTE	INSPECCIÓN	FALLA A ENCONTRAR	ANÁLISIS DE CONFIRMACIÓN	PERIODICIDAD
Tolva cónica	Revisar desgaste de la cubierta	Grietas o fracturas en la tolva	Inspección visual de estado	Semanalmente
	Revisión de residuos acumulados	Problemas de descarga de alimento	Inspección visual de estado, limpieza de área	Diaria
	Revisión unión soldada	Desprendimiento de la estructura	Inspección visual de estado	Mensual
Canalón	Revisión de acumulación de material	Problemas de descarga de alimento	Inspección visual de estado, limpieza de área	Semanalmente
	Revisar desgaste de la cubierta	Grietas o fracturas en el canalón	Inspección visual de estado	Mensual
Tornillo transportador	Revisión de desgaste en el eje	Fractura en el eje	Inspección visual de estado y tintas penetrantes	Semestral
	Revisión de residuos acumulados	Problemas de transporte de alimento	Inspección visual de estado, limpieza de área	Semanalmente
	Revisión de alineación del eje	Problemas de alineación y balanceo en el eje	Inspección visual de estado	Semanalmente

Fuente: elaboración propia

Cuadro 7. Cuadro de búsqueda de fallas del sistema de laminado

SISTEMA DE LAMINADO				
COMPONENTE	INSPECCIÓN	FALLA A ENCONTRAR	ANÁLISIS DE CONFIRMACIÓN	PERIODICIDAD
Tolva en cuña	Revisión de residuos acumulados	Problemas de descarga de alimento	Inspección visual de estado, limpieza de área	Diaria
	Revisión de cargas expuestas	Pandeo o fractura de la tolva	Inspección visual de estado	Semanalmente
Rodillos calibradores	Revisión de alineación del eje	Problemas de alineación y balanceo en el eje	Inspección visual de estado	Semanalmente
	Revisión de acumulación de material	Problemas de descarga y calibración del alimento	Inspección visual de estado, limpieza de área	Diaria
Rodillos transportadores	Revisión de alineación del eje	Problemas de alineación y balanceo en el eje	Inspección visual de estado	Semanalmente
	Revisión de relación banda y rodillo	Problemas de deslizamiento	Inspección visual de estado	Mensual
Banda transportadora	Revisión de residuos acumulados	Problemas de transporte de alimento	Inspección visual de estado, limpieza de área	Semanalmente
	Revisión de tensión de banda	Problemas de alineación y balanceo en el eje	Inspección visual de estado	Semanalmente
	Revisión de lubricación	Problemas de desgaste ligero (peeling)	Inspección visual de estado y tintas penetrantes	Semestral
Rodamientos	Revisión de velocidades y de cargas	Problemas de patinado	Inspección visual de estado	Semestral
	Revisión de exceso de cargas	Fractura de pedazos del rodamiento	Inspección visual de estado y tintas penetrantes	Semestral
	Revisión de interferencia	Deslizamiento de rodamiento	Inspección visual de estado	Semestral

Fuente: elaboración propia

Cuadro 8. Cuadro de búsqueda de fallas del sistema estructural

SISTEMA ESTRUCTURAL				
COMPONENTE	INSPECCIÓN	FALLA A ENCONTRAR	ANÁLISIS DE CONFIRMACIÓN	PERIODICIDAD
Mesa	Revisión de los bordes de la mesa	Grietas o fractura de los bordes la mesa	Inspección visual de estado	Diaria
Perfil de acero	Revisión de la cubierta del perfil	Desgaste por corrosión	Inspección visual de estado	Mensual
Apoyos	Revisión de exceso de cargas	Desgaste, picaduras o fractura del perfil	Inspección visual de estado por tintas penetrantes	Semestral
Uniones soldadas	Revisión del cordón de soldadura	Desprendimiento de la estructura	Inspección visual de estado, limpieza de área	Mensual
	Revisión de exceso de cargas	Aplastamiento de los pernos	Inspección visual de estado	Anual
Uniones atornilladas	Revisión de interferencia	Corte en los pernos	Inspección visual de estado	Anual
	Revisión de distancias de perforación	Desgarramiento de material por cargas elevadas	Inspección visual de estado	Anual

Fuente: elaboración propia

Cuadro 9. Cuadro de búsqueda de fallas del sistema de potencia

SISTEMA DE POTENCIA				
COMPONENTE	INSPECCIÓN	FALLA A ENCONTRAR	ANÁLISIS DE CONFIRMACIÓN	PERIODICIDAD
Motor eléctrico	Revisión de alineación de ejes	sobre carga del motor	Inspección visual y auditiva de estado	Mensual
	Revisión de balance de tensión	Desbalanceo de tensión	Inspección visual y auditiva de estado	Mensual
	Revisión del sistema de aislamiento y lubricación de rodamientos	Problemas de sobrecalentamiento	Inspección visual y auditiva de estado	Mensual
Polea	Revisión de alineación	sobre carga del motor	Inspección visual y auditiva de estado	Semanalmente
	Revisión de suciedad	Deslizamiento de correa	Inspección visual de estado	Semanalmente
Correa de transmisión	Revisión de tensión de la correa	Deslizamiento de correa	Inspección visual de estado	Semanalmente
	Revisión de la superficie de la correa	Desgaste y corte de la correa	Inspección visual de estado	Semanalmente
Cadena de transmisión	Revisión de pasadores, los casquillos y rodillos	Desgaste de las articulaciones	Inspección visual de estado	Semestral
	Revisión de lubricación	Picaduras de los rodillos	Inspección visual de estado por tintas penetrantes	Anual
Sproket	Revisión tensión de la cadena	Ruido excesivo	Inspección visual de estado	Semanalmente
	Revisión de la alineación de los dientes	Desgaste de dientes de las ruedas	Inspección visual de estado	Anual
	Revisión de cargas de impacto en el sprocket	Rotura de los dientes	Inspección visual de estado	Anual
	Revisión de suciedad y materias extrañas entre dientes	La cadena se salta de los dientes del sprocket	Inspección visual de estado	Diario

Fuente: elaboración propia

Cuadro 10. Cuadro de búsqueda de fallas en el sistema de control

SISTEMA DE CONTROL				
COMPONENTE	INSPECCIÓN	FALLA A ENCONTRAR	ANÁLISIS DE CONFIRMACIÓN	PERIODICIDAD
Pulsadores	Revisión de adhesivos, polvo o agua en el pulsador	Inmovilidad del contacto	Inspección visual de estado	Diaria
Contactos	Revisión de la capacidad de cargas sobre el contacto	Sobrecarga	Inspección visual y auditiva de estado	Semanalmente
	Revisión de desgaste en el contacto	Falso contacto eléctrico	Inspección visual de estado	Semanalmente
Fuente de alimentación	Revisión del encendido normal de la máquina	Corto en la fuente por uso o descargas	Inspección visual de estado	Diaria
	Revisión del tiempo de encendido de la máquina	Sobrecalentamiento de la fuente	Inspección visual y auditiva de estado	Diaria
Relés	Revisión de polvo o suciedad del relé	Falla en el envío de la señal eléctrica	Inspección visual y auditiva de estado	Diaria
	Revisión de la soldadura de los contactos	Sobrecalentamiento o exceso de cargas de corriente	Inspección visual y auditiva de estado	Diaria
Tomas de corriente	Revisión de voltaje apropiado para la máquina	Falta de energía para el funcionamiento de la máquina	Inspección visual de estado	Diaria

Fuente: elaboración propia

Cuadro 11. Cuadro de búsqueda de fallas en el sistema de troquelado

SISTEMA DE TROQUELADO				
COMPONENTE	INSPECCIÓN	FALLA A ENCONTRAR	ANÁLISIS DE CONFIRMACIÓN	PERIODICIDAD
Rodillo	Revisión de alineación del eje	Problemas de alineación y balanceo en el eje	Inspección visual de estado	Semanalmente
Apoyos	Revisión de exceso de cargas	Desgaste, picaduras o fractura del rodillo	Inspección visual de estado por tintas penetrantes	Semestral
Banda de corte	Revisión de residuos acumulados	Problemas de corte de alimento	Inspección visual de estado, limpieza de área	Semanalmente
	Revisión del estado de la hoja	Grietas o agujeros en la lamina	Inspección visual de estado	Semestral

Fuente: elaboración propia

Cuadro 12. Cuadro de búsqueda de fallas del sistema de re-alimentación

Sistema de re-alimentación				
COMPONENTE	INSPECCIÓN	FALLA A ENCONTRAR	ANÁLISIS DE CONFIRMACIÓN	PERIODICIDAD
Banda transportadora	Revisión de residuos acumulados	Problemas de transporte de alimento	Inspección visual de estado, limpieza de área	Semanalmente
	Revisión de tensión de banda	Problemas de alineación y balanceo en el eje	Inspección visual de estado	Semanalmente
Rodillos transportadores	Revisión de alineación del eje	Problemas de alineación y balanceo en el eje	Inspección visual de estado	Semanalmente
	Revisión de relación banda y rodillo	Problemas de deslizamiento	Inspección visual de estado	Mensual

Fuente: elaboración propia

Los cuadros de fallas presentados a continuación complementan la información de los cuadros de búsquedas de fallas, dado que estos están enfocados en la solución de las fallas y orientan sobre los recursos a los que se debe recurrir para arreglar cada posible falla de los sistemas que componen la máquina.

Cuadro 13. Cuadro de fallas del sistema de dosificación

SISTEMA DE DOSIFICACIÓN			
FALLA PRESENTADA	DESCRIPCIÓN	SOLUCIÓN DE FALLA	RECURSOS A EMPLEAR
Grietas o fracturas	Pérdidas y atasco de alimento.	Limpieza y soldar grietas o cambiar por completo el componente.	Repuesto de componente y materiales de soldadura con técnico especialista.
Problemas de transporte y descarga de material	Exceso de ruido y bajo flujo de alimento.	Limpieza en la totalidad del área.	Componentes de aseo para aceros inoxidable.
Problemas de alineación y balanceo	Exceso de ruido y pérdida de alimento.	Revisión del estado de los apoyos y de acoples.	Uniones atornilladas y acoples.

Fuente: elaboración propia

Cuadro 14. Cuadro de fallas del sistema de laminado

SISTEMA DE LAMINADO			
FALLA PRESENTADA	DESCRIPCIÓN	SOLUCIÓN DE FALLA	RECURSOS A EMPLEAR
Problemas de descarga, calibración y transporte del alimento	Aparición de masa no laminada y sin forma para el tratamiento de la masa	Limpieza en la totalidad del área	Componentes de aseo para rodillos y bandas transportadoras
Problemas de alineación y balanceo en el eje	Exceso de ruido y pérdida de alimento	Revisión del estado de los apoyos y de acoples	Uniones atornilladas y acoples
Problemas de deslizamiento	Exceso de ruido y pérdida de transmisión	Revisión del estado del rodamiento y del rodillo y tensión de la banda	Repuestos de rodamientos y calibración de apoyos de los rodillos

Cuadro 14. (Continuación)

FALLA PRESENTADA	DESCRIPCIÓN	SOLUCIÓN DE FALLA	RECURSOS A EMPLEAR
Desgaste, patinado y fractura de rodamientos	Perdida de transmisión y de eficiencia en la producción	Revisión o cambio de rodamientos	Repuestos de rodamientos y lubricantes necesarios

Fuente: elaboración propia

Cuadro 15. Cuadro de fallas del sistema estructural

SISTEMA ESTRUCTURAL			
FALLA PRESENTADA	DESCRIPCIÓN	SOLUCIÓN DE FALLA	RECURSOS A EMPLEAR
Desgaste, grietas y picaduras del perfil y de los apoyos	Desprendimiento de material de recubrimiento y cambio de color.	Evitar el exceso de carga y aplicar anticorrosivo.	Emplear anticorrosivo adecuado para estos aceros.
Desprendimiento de la estructura	Desencaje del cordón de soldadura que provoca colisión total de la estructura.	Reforzamiento del cordón de soldadura.	Componentes de soldadura y técnico especialista.
Aplastamiento y corte en los perno	Desuniones de apoyos y de perfiles en la estructura.	Cambio de uniones o pernos atornillados.	Repuesto de pernos adecuados para la estructura.
Desgarramiento de material por cargas elevadas	Daños en los perfiles estructurales provocando grietas en el material.	Evitar el exceso de carga, revisión en el apriete de las uniones y cambio de perfil.	Repuestos de perfil estructural con uniones atornilladas y un técnico especialista.

Fuente: elaboración propia

Cuadro 16. Cuadro de fallas del sistema de potencia

SISTEMA DE POTENCIA			
FALLA PRESENTADA	DESCRIPCIÓN	SOLUCIÓN DE FALLA	RECURSOS A EMPLEAR
Sobrecarga, desbalanceo y sobrecalentamiento del motor	Excesiva elevación de temperatura y de ruido en el motor.	Revisión estado de ejes, de acoples y de rodamientos.	Repuestos de acoples y de rodamientos.
Deslizamiento y desgaste de correa	Sobre carga en el motor y ruido excesivo.	Revisión o cambio de correa.	Repuesto de correa de transmisión.
Desgaste y rotura en la cadena y en los dientes del sprocket	Falta de transmisión de potencia.	Lubricación en la cadena, o cambio de cadena y el sprocket.	Lubricante adecuado para transmisión de cadena y repuesto de cadena y de sprockets.

Fuente: elaboración propia

Cuadro 17. Cuadro de fallas del sistema de control

SISTEMA DE CONTROL			
FALLA PRESENTADA	DESCRIPCIÓN	SOLUCIÓN DE FALLA	RECURSOS A EMPLEAR
Sobrecarga en los pulsadores, contactos y relés	Mal funcionamiento de la máquina y exceso ruido.	Limpieza sobre las áreas o cambio de componentes.	Repuestos de componentes y técnico especializado.
Falta de energía para el funcionamiento de la máquina	La máquina no enciende.	Verificación y adecuación de las tomas eléctricas hacia la máquina.	Repuestos eléctricos y técnico especializado.
Corto en la fuente por uso o descargas	Ruido excesivo y mal funcionamiento de la máquina.	Revisión de conexión eléctrica en la fuente.	Repuestos necesarios para la fuente de alimentación y técnico especializado.

Fuente: elaboración propia

Cuadro 18. Cuadro de fallas del sistema de troquelado

SISTEMA DE TROQUELADO			
FALLA PRESENTADA	DESCRIPCIÓN	SOLUCIÓN DE FALLA	RECURSOS A EMPLEAR
Problemas de alineación y balanceo en el eje	Corte inadecuado del rodillo hacia la masa.	Ajustes a los apoyos del rodillo.	Implementos necesarios para el ajuste del apoyo.
Desgaste, picaduras o fractura del rodillo	Corte inadecuado del rodillo hacia la masa.	Cambio de rodillo y ajuste adecuado a los apoyos.	Repuestos necesarios e implementos necesarios para el ajuste del apoyo.
Problemas de corte de alimento	Deformidades de la masa sin su corte adecuado.	Limpieza en el área afectada.	Implementos de limpieza.
Grietas o agujeros en la lamina	Filtración y pérdidas de alimento en la lámina.	Cambio de recubrimiento en el rodillo.	Repuesto de recubrimiento de corte en el rodillo.

Fuente: elaboración propia

Cuadro 19. Cuadro de fallas del sistema de re-alimentación

SISTEMA DE RE-ALIMENTACIÓN			
FALLA PRESENTADA	DESCRIPCIÓN	SOLUCIÓN DE FALLA	RECURSOS A EMPLEAR
Problemas de alineación y balanceo en el eje	Exceso de ruido y pérdida de alimento	Revisión del estado de los apoyos y de acoples	Uniones atornilladas y acoples
Problemas de deslizamiento	Exceso de ruido y pérdida de transmisión	Revisión del estado o cambio del rodamiento, del rodillo y tensión de la banda	Repuestos de rodamientos y calibración de apoyos de los rodillos

Fuente: elaboración propia

5. EVALUACIÓN AMBIENTAL

Para llevar a cabo la evaluación ambiental del proyecto se utilizó la matriz de identificación de aspectos y valoración de impacto ambiental, herramienta usada por la Secretaria Distrital de Ambiente de Bogotá para la identificación de aspectos e impactos ambientales y su valoración, con el fin de identificar los aspectos y valorar los impactos ambientales de acuerdo a los procesos y actividades que las empresas o compañías desarrollan y que generan o pueden generar alguna afectación positiva o negativa al ambiente¹⁸.

Para esto se parte del ejercicio de hacer un análisis interpretativo de la situación ambiental, mencionando los procesos, actividades, productos y/o bienes que se lleva a cabo en las entidades que pueden estar asociados a los aspectos ambientales positivos y negativos. El resultado del análisis de los impactos ambientales establecerán las prioridades de la gestión ambiental de la entidad, para generar así estrategias que permitan ejecutar políticas ambientales¹⁹, utilizando los siguientes criterios de valoración para evaluar los impactos ambientales de la empresa.

- 🐾 Alcance (A): Área de influencia del impacto en relación con el entorno donde se genera, puede ser: puntual, local y regional.
- 🐾 Probabilidad (P): Referente a la posibilidad que se dé el impacto en relación a su regularidad, puede ser: baja, media y alta.
- 🐾 Duración (D): Referente al tiempo o duración del impacto ya sea positivo o negativo, puede ser: breve, temporal y permanente.
- 🐾 Recuperabilidad (R): Referente a la posibilidad de reconstrucción del recurso afectado por el impacto, puede ser: reversible, recuperable e irrecuperable.
- 🐾 Cantidad (D): Referente a la magnitud del impacto, puede ser: baja, moderada y alta.
- 🐾 Normatividad (N): Referente a la normativa aplicable al impacto o aspecto ambiental, puede ser: con normativa o sin normativa.

¹⁸ SECRETARIA DISTRITAL DE AMBIENTE DE BOGOTÁ, Subdirección de Políticas y Planes Ambientales. Instructivo, Diligenciamiento de la Matriz de Identificación de aspectos y valoración de impactos ambientales. Plan institucional de gestión ambiental. 2013

¹⁹ Ibíd.

Estos criterios tendrán las siguientes puntuaciones para valorar los impactos:

Tabla 46. Valoración de los impactos ambientales

Criterios de valoración	Puntuación		
Alcance (A)	1 (Puntual): El impacto queda confinado dentro del área donde se genera.	5 (Local): Trasciende los límites del área de influencia.	10 (Regional): Tiene consecuencias a nivel regional o trasciende los límites del Distrito
Probabilidad (P)	1 (Baja): Existe una posibilidad muy remota de que suceda.	5 (Media): Existe una posibilidad media de que suceda.	10 (Alta): Es muy posible que suceda en cualquier momento.
Duración (D)	1 (Breve): Alteración del recurso durante un lapso de tiempo muy pequeña.	5 (Temporal): Alteración del recurso durante un lapso de tiempo moderado.	10 (Permanente): Alteración del recurso permanente en el tiempo.
Recuperabilidad (R)	1 (Reversible): Puede eliminarse los efectos por medio de actividades para restablecer las condiciones originales del recurso.	5 (Recuperable): Se puede disminuir el efecto a través de control hasta un estándar determinado.	10 (Irrecuperable /irreversible): El/los afectados no retornan a las condiciones originales a través de ningún medio.
Cantidad (C)	1 (Baja): Existe una posibilidad muy remota de que suceda.	5 (moderada): Alteración moderada del recurso. Tiene un potencial de riesgo medio sobre el recurso o el ambiente.	10 (Alta): Alteración significativa del recurso. Tiene efectos importantes sobre el recurso o el ambiente.
Normatividad (N)	1: No tiene normatividad relacionada	10: Tiene normatividad relacionada.	

Fuente: SECRETARIA DISTRITAL DE AMBIENTE DE BOGOTÁ, Subdirección de Políticas y Planes Ambientales. Instructivo, Diligenciamiento de la Matriz de Identificación de aspectos y valoración de impactos ambientales. Plan institucional de gestión ambiental. 2013

Ahora se presentan los aspectos ambientales y los posible impactos que estos podrían producir con la utilización de la máquina en la empresa Cookie Pets & Co.

Generación de residuos: Acumulación de masa, recursos de masa o materiales usados en un proceso de producción o servicio.

- 🐾 Desperdicio de alimento: Residuos de alimento adheridos a las partes móviles o de corte, también en las partes no visibles de la máquina.
- 🐾 Generación de plagas de animales: Debido a una acumulación de residuos de alimentos, es probable la aparición de plagas que afecten la salud y el ambiente laboral.

Generación de ruido por fuentes de combustión eléctrica: Presión sonora generado por motores eléctricos que pueden afectar la salud y el bienestar laboral.

- 🐾 Alteración del ambiente de trabajo: Dificultades para el buen funcionamiento del trabajo por parte del operador, generando un riesgo en el ambiente laboral.
- 🐾 Afectación a la salud humana: Generación de riesgos o enfermedades que afecten la salud del trabajador.

Consumo de energía eléctrica: Uso de equipos o maquinaria que requieran de energía eléctrica para su funcionamiento.

- 🐾 Agotamiento de energía no renovable: Uso de motores eléctricos para el funcionamiento de la máquina, lo que genera un consumo de energía eléctrica el cual puede presentar un impacto negativo sobre el medio ambiente.

Generación de residuos peligrosos (aceites usados): Definido como aceites lubricantes para motor o de transmisión con base mineral o sintética, que se convierte en desecho una vez deje de cumplir su función principal.

- 🐾 Contaminación del recurso agua: Al momento de hacer la respectiva limpieza de la máquina, el residuo de este aceite puede tomar un curso de agua hacia el alcantarillado o sistemas de drenaje.

- 🐾 Contaminación del recurso aire: La quema de estos aceites o la mezcla con aceites dieléctricos contaminados aumenta la emisión de plomo afectando el ambiente laboral.
- 🐾 Contaminación del recurso suelo: El contacto del suelo con estos aceites puede afectar la impermeabilización de los suelos y generando alto riesgo de contaminación.

Generación de residuos no aprovechables: Acumulación de recursos o materiales usados en un proceso de producción o servicio que no son dispensables para una reutilización.

- 🐾 Objetos metálicos contaminados: La utilización de componentes metálicos desgastados por su funcionamiento como corrosión o residuos de alimento adheridos a grietas o fracturas en el objeto.
- 🐾 Empaques no reciclables: Empaques contaminados con residuos de alimento.

Cada uno de estos impactos ambientales que se tomaron en cuenta para la implementación de la máquina de galletas para perros de la empresa Cookie Pets & Co., serán evaluados con respecto a la ecuación de impacto ambiental.

Ecuación 88. Impacto ambiental

$$I = A * P * D * R * C * N$$

Fuente: SECRETARIA DISTRITAL DE AMBIENTE DE BOGOTÁ, Subdirección de Políticas y Planes Ambientales. Instructivo, Diligenciamiento de la Matriz de Identificación de aspectos y valoración de impactos ambientales. Plan institucional de gestión ambiental. 2013

Dónde:

- I = Importancia del impacto.
- A = Valoración al alcance del impacto.
- P = Valoración de la probabilidad del impacto.
- D = Valoración de la duración del impacto.
- R = Valoración de la recuperabilidad del recurso.
- C = Valoración de la cantidad del impacto.
- N = Valoración de la normativa del impacto.

Los resultados de los impactos ambientales que se evaluaron están dentro de los rangos registrados en la tabla 47. Esto se tendrá en cuenta para generar las estrategias de políticas ambientales al momento de implementar la máquina.

Tabla 47. Rango de importancia del impacto ambiental

Impacto	Rango
Bajo	1 – 25000
Medio	>25 – 125000
Alto	>125000 – 1000000

Fuente: SECRETARIA DISTRITAL DE AMBIENTE DE BOGOTÁ, Subdirección de Políticas y Planes Ambientales. Instructivo, Diligenciamiento de la Matriz de Identificación de aspectos y valoración de impactos ambientales. Plan institucional de gestión ambiental. 2013

Según la tabla 48 todos los impactos ambientales evaluados para la máquina de galletas para perros están en un rango de impacto bajo, teniendo en los aspectos de contaminación del recurso suelo, desperdicio de alimentos, alteración del ambiente de trabajo, afectación de la salud humano; los grados de impacto más altos y a los que se les prestará una mayor atención.

Como la máquina tiene un bajo rango de impacto ambiental la estrategia que se llevará a cabo en este caso, es la de realizar un seguimiento a la máquina cuando esté en funcionamiento y se llevarán a cabo gestiones ambientales integrales para seguir manteniendo un bajo impacto ambiental en el proceso. “Teniendo en cuenta que un impacto ambiental no significativo, puede convertirse en significativo” (Secretaria Distrital de Ambiente de Bogotá, 2013).

Tabla 48. Grado del impacto ambiental

Aspecto ambientales	Impacto ambiental	Alcance	Probabilidad	Duración	Cantidad	Recuperabilidad	Normatividad	Grado de importancia del impacto
Generación de residuos	Desperdicio de alimento	1	5	5	1	5	10	1250
	Generación de plagas de animales	1	1	1	1	5	10	50
Generación de ruido por fuentes de combustión eléctrica	Alteración del ambiente de trabajo	1	1	5	5	5	10	1250
	Afectación a la salud humana	1	1	5	5	5	10	1250
Consumo de energía eléctrica	Agotamiento de energía no renovable	1	1	5	1	10	1	50
Generación de residuos peligrosos (Aceites usados)	Contaminación del recurso agua	1	1	1	5	10	10	500
	Contaminación al recurso aire	1	1	1	5	10	10	500
	Contaminación del recurso suelo	1	5	5	5	10	10	12500
Generación de residuos no aprovechables	Objetos metálicos contaminados	1	1	1	1	5	1	5
	Empaques no reciclables	1	5	5	5	5	1	625

Fuente: Elaboración propia, basado en: SECRETARIA DISTRITAL DE AMBIENTE DE BOGOTÁ. Instructivo, Diligenciamiento de la Matriz de Identificación de aspectos y valoración de impactos ambientales. Plan institucional de gestión ambiental. 2013

6. EVALUACIÓN FINANCIERA

Para la evaluación de los costos de la máquina de elaboración de galletas, se hizo un cálculo total del proyecto teniendo en cuenta la lista de los componentes de la máquina y sus respectivos valores comerciales; además de los costos que se generen por el montaje y ensamblaje del equipo. No se tendrán en cuenta los gastos de mantenimiento en esta evaluación.

También se tuvo en cuenta la producción actual y la que va a tener la empresa Cookie Pets & Co., con la nueva máquina y con el proceso anterior, haciendo una diferencia entre estos flujos de caja para evaluar si el proyecto es viable en un periodo de tres años; en los que se va tener en cuenta sus ingresos, sus costos de producción, costos de administración, costos de comercialización y costo de la inversión para el proyecto. Se iniciará con el cálculo de los ingresos anuales de la empresa, presupuestándolos tanto con la implementación de la nueva máquina, como sin ella y teniendo en cuenta que la empresa vende la totalidad de la producción de galletas.

Los cálculos de los ingresos sin la nueva máquina van a iniciar con la estimación de las ganancias de un día, trabajando una cantidad de masa de 50 Kg.

Tabla 49. Cálculo de ingresos sin máquina

Tipo de producto	No. de paquetes diarios	Precio actual	Ganancias en un día
Kilo	25	\$ 13,000	\$ 325,000
Libra	55	\$ 7,000	\$ 385,000
Total			\$ 710,000

Fuente: elaboración propia

Con esto se calcula los ingresos netos de la empresa en diferentes periodos de tiempo.

Tabla 50. Ingresos sin máquina

	Ingresos
Diario	\$ 710,000
Mensual	\$ 16,330,000
Anual	\$ 195,960,000

Fuente: elaboración propia

Ahora también se calcula los ingresos con la máquina trabajando 4 horas y produciendo los 200 Kg de masa.

Tabla 51. Cálculo de ingresos con máquina

Tipo de producto	No de paquetes diarios	Precio actual	Ganancias en un día
Kilo	100	\$ 13,000	\$ 1,300,000
Libra	220	\$ 7,000	\$ 1,540,000
	Total		\$ 2,840,000

Fuente: elaboración propia

Después se calcula los ingresos netos con la máquina a periodos de tiempos mensuales y anuales.

Tabla 52. Ingresos con máquina

Ingresos	
Diario	\$ 2,840,000
Mensual	\$ 65,320,000
Anual	\$ 783,840,000

Fuente: elaboración propia

Esta información del flujo de caja sin la máquina se va a mantener estable, es decir, los ingresos anuales van a ser los mismos que están registrados en la tabla 50 para los tres años, en cambio para el flujo de caja con la máquina; el primer año va a tener un 30% de incremento en los ingresos anuales expuestos en la tabla 52 y para el segundo y tercero año se tomara un 60% de aumento con respecto al primero.

Luego de esto se analizan los costos de producción, teniendo en cuenta únicamente el valor de la materia prima.

Tabla 53. Costos de producción

Costo de la producción			
Empresa	Recurso	Cantidad	Valor diario
Sin máquina	Materia prima	50 kg	\$ 148,200
Con máquina	Materia prima	200 kg	\$ 592,800

Fuente: elaboración propia

También a estos costos de producción se les calcula su costo a periodos mensuales y anuales. Donde el flujo de caja con o sin máquina de la producción anual no va a variar durante los 3 años con respecto a la tabla 54.

Tabla 54. Costo de producción sin y con máquina

Sin máquina		Con máquina	
Diarios	\$ 148,200	Diarios	\$ 592,800
Mensuales	\$ 3,408,600	Mensuales	\$ 13,634,400
Anuales	\$ 40,903,200	Anuales	\$ 163,612,800

Fuente: elaboración propia

Después de esto, se realizan el cálculo de los gastos administrativos, abarcando los pagos de los servicios y de nómina, que se hace respecto al salario mínimo legal vigente para los dos empleados de la empresa.

Tabla 55. Gastos de nómina

GASTOS DE ADMINISTRACIÓN			
Gasto	No. de empleados	Valor	Gasto mensual
Nómina	2	\$ 877,802	\$ 1,755,604

Fuente: elaboración propia

También para estos gastos administrativos se tiene en cuenta los servicios a pagar por parte de la empresa.

Tabla 56. Gastos de servicios

GASTOS DE ADMINISTRACIÓN	
Gasto	Valor mensual
Servicios con máquina	\$ 50,000
Servicios sin máquina	\$ 10,000

Fuente: elaboración propia

Ahora sumando los gastos de los servicios y los gastos en nómina, se obtienen los gastos administrativos totales.

Tabla 57. Gastos administrativos

Gastos administrativos	Sin máquina	Con máquina
Nómina	\$ 1,755,604	\$ 1,755,604
Servicios sin máquina	\$ 10,000	\$ 50,000
Total mensual	\$ 1,765,604	\$ 1,805,604
Total anual	\$ 21,187,248	\$ 21,667,248

Fuente: elaboración propia

En el flujo de caja con o sin máquina en los gastos de administración anuales van a ser los mismos de las tablas anteriores y no van a variar durante los tres años. Los gastos comerciales van a estar dirigidos a calcular cuánto cuesta comercializar el producto, en lo que entraría todo lo que tiene que ver con el transporte, como son los gastos por combustible y peajes. Los cuales en el flujo de caja con o sin maquina van a ser los mismo de la tabla 58.

Tabla 58. Gastos de comercialización

Ítems	Costos
Combustible	\$ 120,000
Peajes	\$ 70,000
Total mensual	\$ 190,000
Total anual	\$ 2,280,000

Fuente: elaboración propia

Con estos datos ya podemos calcular el flujo de caja de la empresa Cookie Pets & Co., sin la máquina de galletas para perros.

Tabla 59. Flujo de caja proyectado a tres años sin la máquina

Flujo de caja neto	Años			
	0	1	2	3
Ingresos		\$195,330,000	\$195,330,000	\$195,330,000
Costos de producción		\$40,903,200	\$40,903,200	\$40,903,200
Gastos Administrativos		\$21,187,248	\$21,187,248	\$21,187,248
Gastos comercialización		\$2,280,000	\$2,280,000	\$2,280,000
Utilidad antes de impuestos		\$130,959,552	\$130,959,552	\$130,959,552
Impuesto (33%)		\$43,216,652	\$43,216,652	\$43,216,652
Utilidad después de impuestos		\$87,742,900	\$87,742,900	\$87,742,900
Flujo de caja neto		\$87,742,900	\$87,742,900	\$87,742,900

Fuente: elaboración propia

Conociendo ya el flujo de caja sin la máquina de galletas para perros, se calculan los costos de ingeniería que conlleva en proyecto:

- 🐾 Costo talento humano. Estos costos hacen referencia a las diferentes investigaciones y diseños realizados por los estudiantes para la culminación del proyecto.

Tabla 60. Costo talento humano

Cargo	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Valor total	Fuente financiera
Diseñador 1	H.P	75	\$12,000	\$ 900,000	Diseñadores
Diseñador 2	H.P	75	\$12,000	\$ 900,000	Diseñadores
Costo de ingeniería total				\$1,800,000	

Fuente: elaboración propia

- 🐾 Costos fungibles. Hacen referencia a los materiales necesarios para el desarrollo del proyecto.

Tabla 61. Costos fungibles

Actividad	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Valor total	Fuente financiera
Transportes	Unidad	24	\$5,000	\$120,000	Diseñadores
Impresión	Unidad	190	\$50	\$9,500	Diseñadores
Plotter	Unidad	20	\$1,500	\$30,000	Diseñadores
Fotocopias	Unidad	40	\$50	\$2,000	Diseñadores
Costo de fungibles total				\$161,500	

Fuente: elaboración propia

Se realiza la respectiva sumatoria de los costos de talento humano con los de los costos fungibles y se estima un porcentaje de imprevistos del 10% y se adiciona al total de los costos de ingeniería.

Tabla 62. Gastos totales de ingeniería

Ítems	Costos
Talento humano	\$ 1,800,000
Fungibles	\$ 161,500
Total	\$ 1,961,500
Imprevistos (10%)	\$ 196,150
Gasto total	\$ 2,157,650

Fuente: elaboración propia

Después de esto, se realizan los costos de materiales que componen la máquina.

Tabla 63. Costos de materiales

Componente	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Valor total
Perfil cuadrado ASTM A36	M	10	\$40,800	\$408,000
Lamina acero inoxidable 304-2 mm de espesor	m ²	8	\$260,000	\$2,080,000
Rodamientos UC 201-8	Unidad	12	\$35,000	\$420,000
Banda clina 10 FF 62.8 x 45 cm	Unidad	3	\$40,000	\$120,000
Banda standard TPU 1.85mx45cm sin-fin	Unidad	1	\$200,000	\$200,000
Rodillo de 4 in de diámetro	Unidad	4	\$30,000	\$120,000
Rodillo 10 in acero inoxidable (troquelado)	Unidad	1	\$474,000	\$474,000
Rodillo 4 in acero inoxidable (calibradores)	Unidad	4	\$235,000	\$940,000
Polea PQ 1-3V 90	Unidad	1	\$120,000	\$120,000
Polea PQ 1-3V 105	Unidad	1	\$150,000	\$150,000
Sprocket 10 dientes	Unidad	4	\$36,000	\$144,000
Cadena standard de rodillos 10B-1	M	4.3	\$492,000	\$2,115,600
Cadena standard de rodillos 10B-1	M	4.1	\$465,000	\$1,906,500
Banda standard TPU 2mx45cm sin-fin	Unidad	1	\$220,000	\$220,000
Sprocket 24 dientes	Unidad	2	\$33,000	\$66,000
Correa en V (A41)	Unidad	1	\$25,000	\$25,000
PLC	Unidad	1	\$130,000	\$130,000
Fuente de alimentación	Unidad	1	\$20,000	\$20,000
Interruptores	Unidad	3	\$17,728	\$53,184
Cable	M	2	\$17,728	\$35,456
Tornillería general	Unidad	100	\$500	\$50,000
Tuercas generales	Unidad	100	\$500	\$50,000
Soporte por rodamiento FL204	Unidad	12	\$75,000	\$900,000
Motor paso a paso	Unidad	3	\$570,000	\$1,710,000
Total costos de materiales				\$12,457,740

Fuente: elaboración propia

Y luego de esto, los costos de fabricación que se refieren a toda la parte de montaje y ensamble de la máquina.

Tabla 64. Costos de fabricación

Componente	Cantidad	Valor unitario	Valor total
Ensamble	1	\$3,500,000	\$3,500,000
Montaje	1	\$500,000	\$500,000
Total costos de fabricación			\$4,000,000

Fuente: elaboración propia

La inversión total es la suma de los gastos de ingeniería, costos de los materiales y los costos de la fabricación, con un porcentaje de imprevistos del 4% del total de la suma.

Tabla 65. Inversión total

Ítems	Costos
Gastos de ingeniería	\$ 2,157,650
Costos de componentes	\$ 12,457,740
Costos de fabricación	\$ 4,000,000
Total inversión	\$ 18,615,390
Imprevistos (4%)	\$ 744,615.60
Total inversión	\$ 19,360,006

Fuente: elaboración propia

La inversión total para la implementación de la máquina de galletas para perros en la empresa Cookie Pets & Co., tiene un valor total estimado de \$19'360.006 (diecinueve millones trescientos sesenta mil seis peso moneda corriente); y para avanzar en este proyecto la empresa está adelantando la consecución de un prestamos en el sistema financiero (Banco Caja Social) con un plazo de tres años.

Tabla 66. Datos del préstamo

Caja social, Tasa efectiva anual	21,73%
periodos (años)	3
total préstamo	\$ 19,360,006

Fuente: elaboración propia

Ahora utilizando la ecuación 89, se despeja y se halla la cuota anual a pagar por la inversión.

Ecuación 89. Cuota anual

$$R = \frac{P}{\left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right]}$$

Dónde:

R = Cuota anual.

P = Valor inversión.

i = Tasa efectiva anual.

n = Numero de periodos (años).

Reemplazando se obtiene;

$$R = \frac{\$19'360.006}{\left[\frac{(1 + 0,2173)^3 - 1}{0,2173(1 + 0,2173)^3} \right]} = \$ 9'440.609$$

La cuota anual a pagar por parte de la empresa por la máquina es de \$ 9'440.609 y para esto se hace la siguiente tabla de amortización.

Tabla 67. Tabla de amortización

Periodo	Saldo	Interés	Cuota	Amortización
0	\$ 19,360,006			
1	\$ 14,025,654	\$ 4,106,257	\$ 9,440,609	\$ 5,334,352
2	\$ 7,559,886	\$ 2,974,841	\$ 9,440,609	\$ 6,465,768
3	-\$ 277,271	\$ 1,603,452	\$ 9,440,609	\$ 7,837,157

Fuente: elaboración propia

Ya como últimos ítems a integrar para el flujo de caja con máquina en la empresa Cookie Pets & Co., se presupuesta un costo de mantenimiento anual de la máquina, que va a ser un 3% de la sumatoria de los costos de los materiales y el costo de fabricación²⁰, y estará adicionado a los costos de producción. El otro ítem es la depreciación de la máquina que se estima en 10 años de la sumatoria de los materiales y la fabricación.

Tabla 68. Flujo de caja proyectado a tres años con máquina

Flujo de caja neto	Años			
	0	1	2	3
Ingresos		\$235,152,000	\$376,243,200	\$601,989,120
Costos de producción		\$164,106,532	\$164,106,532	\$164,106,532
Gastos Administrativos		\$21,667,248	\$21,667,248	\$21,667,248
Gastos comercialización		\$2,280,000	\$2,280,000	\$2,280,000
Gastos Financiación		\$4,106,257	\$2,974,841	\$1,603,452
Depreciación fijos		\$1,645,774	\$1,645,774	\$1,645,774
Utilidad antes de impuestos		\$41,346,189	\$183,568,805	\$410,686,114
Impuesto (33%)		\$13,644,242	\$60,577,706	\$135,526,418
Utilidad después de impuestos		\$27,701,946	\$122,991,099	\$275,159,696
Depreciación fijos		\$1,645,774	\$1,645,774	\$1,645,774
Amortización crédito		\$5,334,352	\$6,465,768	\$7,837,157
Inversiones				

²⁰ GARCIA, Santiago. El presupuesto anual del mantenimiento. [En línea]. [31 Julio de 2020] disponible en: <http://ingenieriadelmantenimiento.com/index.php/26-articulos-destacados/10-el-presupuesto-de-mantenimiento>.

Tabla 68. (Continuación)

Flujo de caja neto	Años			
	0	1	2	3
Inversión de capital de trabajo	\$19,360,006			
Flujo de caja neto	-\$19,360,006	\$24,013,369	\$118,171,105	\$268,968,313

Fuente: elaboración propia

Para evaluar la viabilidad financiera del proyecto, se realiza la diferencia entre el flujo de caja con máquina y sin máquina de sus respectivos periodos, y se realiza una evaluación por Valor Presente Neto (VPN) con una Tasa de Interés de Oportunidad (TIO) de 25%.

Tabla 69. Diferencia de los flujos de caja

Años	0	1	2	3
Flujo de caja sin máquina		\$87,742,900	\$87,742,900	\$87,742,900
Flujo de caja con máquina	-\$19,360,006	\$24,013,369	\$118,171,105	\$268,968,313
Diferencia	-\$19,360,006	-\$63,729,531	\$30,428,206	\$181,225,413

Fuente: elaboración propia

Con las diferencias de los flujos de caja, se calcula el VPN para este proyecto.

Ecuación 90. VPN

$$VPN = -INV \sum_{t=1}^n \frac{st}{(1+i)^t}$$

Dónde:

VPN = Valor presente neto.

INV = Inversión del proyecto.

St = Flujo efectivo.

i = TIO

Reemplazando a ecuación de VPN, se obtiene;

$$VPN = -19'360,006 - \frac{63'729,531}{(1 + 0.25)^1} + \frac{30'428,206}{(1 + 0.25)^2} + \frac{181'225,413}{(1 + 0.25)^3} = \$ 41'917,833$$

La utilidad del proyecto para un periodo de 3 años es de \$ 41 '917,833, lo que quiere decir que es un proyecto rentable y viable, ya que es un valor superior a cero. Ahora se calcula la Tasa Interna de Retorno (TIR); Para hallarla se iguala a cero la ecuación del VPN.

Ecuación 91. Tasa interna de retorno (TIR)

$$0 = -INV + \frac{X1}{(1 - TIR)^1} + \frac{X2}{(1 - TIR)^2} + \frac{X3}{(1 - TIR)^3}$$
$$0 = -19'360,006 - \frac{63'729,531}{(1 - TIR)^1} + \frac{30'428,206}{(1 - TIR)^2} + \frac{181'225,413}{(1 - TIR)^3}$$
$$TIR = 56\%$$

Se obtiene un resultado para el TIR de 56%, lo que quiere decir que el proyecto es viable financieramente al tener un porcentaje más alto al de la Tasa Interna de Oportunidades (TIO) del 25%.

7. CONCLUSIONES

- 🐾 De acuerdo a los parámetros y requerimientos de la empresa y caracterizando máquinas en el mercado se realiza un diseño rentable que le permitirá a la empresa satisfacer sus necesidades e incrementar su producción en un mediano plazo pasando de 12,75 Kg al día a 200 Kg al día.
- 🐾 Conociendo las características de la masa de galletas a trabajar se seleccionan las mejores alternativas para llevar a cabo el diseño, teniendo en cuenta la asepsia que se debe mantener en el proceso.
- 🐾 El seguimiento de los manuales de ensamble y operación, que se elaboraron son fundamentales para el buen funcionamiento de la máquina de galletas para perros, por su parte el manual de seguridad da una guía para el buen uso de la máquina y para que el entorno de trabajo sea adecuado y sano. Por último al contar con las inspecciones recomendadas en el manual de mantenimiento y las posibles fallas que se pueden generar, se evita un mantenimiento correctivo a la máquina y se alarga su vida útil.
- 🐾 El impacto ambiental de la empresa Cookie Pets & Co., con la máquina es bajo según evaluación ambiental realizada con parámetros de la secretaría distrital de ambiente, aun así, se debe dar seguimiento una vez la máquina está puesta en marcha a los parámetros más representativos hallados en la matriz de grados de impacto ambiental para que no se afecte la materia prima, el lugar de trabajo y la vida del operario, manteniendo un proceso inocuo.
- 🐾 De acuerdo con los indicadores de Valor Presente Neto y Tasa Interna de Retorno, el proyecto es viable y rentable para que la empresa Cookie Pets & Co., que después de los gastos iniciales de \$19'360.006 COP podrá recuperar la inversión en dos años y además de esto hará aumentar los ingresos al generar una mayor producción.

8. RECOMENDACIONES

- 🐾 Se recomienda la implementación de sensores de nivel después del rototroquelador, para verificar el espesor de las galletas moldeadas, y en caso de que no se cumpla, poder parar la máquina para corregir este error.
- 🐾 Revisión de los costos de fabricación de las piezas mecanizadas en acero inoxidable con la finalidad de disminuir costos.
- 🐾 El proyecto es viable financieramente, sin embargo, es necesario la fabricación de prototipos en las partes críticas del equipo con el fin de realizar pruebas en físico para una posterior implementación en la máquina real.
- 🐾 Se sugiere que la mezcla de ingredientes o formación de la masa sea un proceso independiente, para posteriormente introducirlo a la máquina, debido a que esta no realiza el proceso de mezclado de ingredientes.
- 🐾 Cuando la máquina este en uso, se recomienda que un operario calificado este durante el proceso para alimentar la máquina y ejercer supervisión en el proceso de producción, además el operario debe tener cuidado con los sistemas de potencia y demás piezas móviles de la máquina, para no sufrir accidentes con ellos.
- 🐾 Se sugiere que para la alimentación del transportador de tornillo sin-fin se fabrique una base auxiliar, dado que la tolva de carga del sistema de dosificación está a una altura de 1,75 m del suelo, por lo cual a una persona de estatura promedio en Colombia le sería difícil introducir la masa en la máquina.
- 🐾 Se recomienda control sobre la masa sobrante para que nuevamente adquiera las características de inicio, con el propósito de poder mezclarla con la masa que ingresa a la tolva de carga y almacenamiento para la elaboración de las galletas.

BIBLIOGRAFIA

AGUIRRE, Galo F. Sistema de dosificación para una máquina empacadora de Snacks. [En línea]. Trabajo de grado de ingeniera mecatrónica. Ecuador, Ibarra, Universidad técnica del norte. 2018. [Consultado el 15 agosto, 2020]. Disponible en: <http://repositorio.utn.edu.ec/handle/123456789/7979>

BASTIDAS, Jose, y VILLAMARÍN Pablo. Plan de mantenimiento basado en confiabilidad de la planta extrusora 'Moderna Alimentos SA'. [En línea]. Trabajo de grado de ingeniero mecánico. Quito, Escuela Tecnológica Nacional. 2010. [Consultado el 15 agosto, 2020]. Disponible en: <https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/1470/1/CD-2714.pdf>

BAYETERO, Catherin. Diseño e implementación de una maquina laminadora de masa de granola para la Empresa Industrial productos El Chinito SCC. [En línea]. Trabajo de grado de ingeniera mecatrónica. Ecuador. Ibarra. Universidad técnica del norte. 2015. [Consultado el 29 julio, 2020]. Disponible en: <http://repositorio.utn.edu.ec/handle/123456789/4518>

BEER, Ferdinand. DEWOLF, John T. JOHNSTON E, Russell. Mecánica de materiales. Mc Graw Hill. Quinta Edición. México. 2010. 817p. ISBN: 958600127X.

BUDYNAS. R.G. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Mexico D.F. Mc Graw Hill. 2008. 96 p. ISBN: 970-10-6404-6.

CEMA® SCREW CONVEYORS CATALOG 2002, Texas Division First Edition 2002.

CHAPARRO Jovanny y PATERNINA Alvaro. Diseño y construcción de un sistema mecánico para la elaboración de moldes de rosquetes cocidos. [En línea]. Trabajo de grado de ingeniero mecánico. Bucaramanga, Universidad industrial de Santander. 2009. [Consultado el 14 de agosto 2020]. Disponible en: <https://docplayer.es/12082421-Diseno-y-construccion-de-un-sistema-mecanico-para-la-elaboracion-de-moldes-de-rosquetes-cocidos-jovanny-chaparro-suarez-alvaro-paternina-barboza.html>

CIA. GENERAL DE ACEROS S.A. Aceros Inoxidables Austeníticos. [en línea]. [Consultado el 10 agosto, 2020]. Disponible en: <http://www.cga.com.co/images/document/ficha-304-304L.pdf>.

CIFUENTES, Valerie. Mascotas, Negocio Que Movería \$3,5 Billones Este Año. En: Portafolio. 11 de agosto 2019. [Consultado 7 de abril 2020]. Disponible en: <https://www.portafolio.co/negocios/mascotas-negocio-que-moveria-3-5-billones-este-ano-532462>

DARIN. Línea de procesamiento de galletas para mascotas. [En línea]. [Consultado 31 marzo 2020]. Disponible en: <http://www.darin.cn/?page=ForPetFood-22.html>

ESBELT. Proceso de producción de una fábrica de galletas. [En línea]. Catálogo. 2000. [Consultado el 23 de octubre 2019]. Disponible en: <http://www.cadenasyequiposind.com/esbelt/produccion-de-galletas.pdf>.

FAYED Muhammad, SKOCIR Thomas; Screw conveyors and feeders. En: MECHANICAL CONVEYORS SELECTION AND OPERATION. CRC Press. 1996. 504 p. ISBN 1-56676-416-5.

GARCIA, Santiago. El presupuesto anual del mantenimiento. [En línea]. [31 Julio de 2020] disponible en: <http://ingenieriadelmantenimiento.com/index.php/26-articulos-destacados/10-el-presupuesto-de-mantenimiento>.

GIRALDO, Edison y HOYOS, Víctor. Diseño y montaje de un sistema dosificador para galletas tipo cracker fermentadas. [En línea]. Pereira, Colombia. Universidad tecnológica de Pereira. 2016. [Consultado el: 4 de abril 2020]. Disponible en: <http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/7089/6298074.pdf?sequence=1>

GÓMEZ, Luis M. Introducción a la Nutrición de Caninos y Felinos. En: Journal of Agriculture and Animal Sciences. Julio - diciembre de 2013. Vol. 2. [Consultado 31 de marzo 2020]. Disponible en: <http://repository.lasallista.edu.co:8080/ojs/index.php/jals/article/view/609/348>

INDURA. Tecnología a su servicio. Manual de aceros inoxidables para soldadores. [En línea]. Disponible en: <http://www.indura.cl/Descargar/Manual%20de%20Aceros%20Inoxidables%20para%20Soldadores?path=%2Fcontent%2Fstorage%2Fcl%2Fbiblioteca%2Ff5b79aa945a24c64ade8b60782765dea.pdf>

INGMECANICA. [En línea]. Transmisión por cadenas calculo y diseño. Disponible En: <https://ingmecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Compendio de normas para trabajos escritos. NTC-1486-6166. Bogotá D.C. El Instituto, 2018. ISBN 9789588585673. 153p.

KWS ENGINEERED EQUIPMENT. [En línea]. Screw conveyor capacity. [Consultado 5 mayo 2020]. Disponible en: <https://www.kwsmfg.com/engineering-guides/screw-conveyor/screw-conveyor-capacity/>

LINK-BELT COMPANY. Link-belt and components for materials handling and power transmission; catalog 1050.

METALTECO. Mezcladoras: cinta y paletas. Ventajas y desventajas. [En línea]. [Consultado 13 octubre 2020]. Disponible en: <https://metalteco.com/mezcladoras-cintas-paletas-ventajas-desventajas>.

MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Pearson. Cuarta Edición. México. 2006. 950p. ISBN: 9688805750.

NISBETT, Keith. BUDYNAS, Richard. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. México, D.F: McGraw-Hill, 2008, 889p. ISBN-13: 978-0-07-312193-2.

PAREDES, Alfredo. Diseño mecánico de tolvas industriales (modelo de cálculo con uso de tablas y gráficos. Mekanotecnica. [En línea]. 2017. [Consultado el 12 de agosto, 2020]. Disponible en: https://mekanotecnica.blogspot.com/2019/03/disenomecanico-de-tolvas-industriales.html?fbclid=IwAR0Ke0urlr9K50TDgpd7DgeXRo8KeRg_ALn9Gfk-chDLg6_tlCCudO_tVCA

PINO, Eduardo. Software para diseño de transportadores de tornillo sinfín. [En línea]. Ecuador, Guayaquil, Escuela Superior Politécnico del Litoral, 2005. [Consultado el 12 de agosto 2020]. Disponible en: <https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/4478/1/6998.pdf>

PRESENTACION DE LA NUEVA FORMA UNIFICADA AISC 360-2010. Nueva tendencia en la normalización del diseño de estructuras de acero. [Sitio web]. [Consultado 1 de agosto, 2020]. Disponible en: <https://www.slideshare.net/arturopena1401/4to-seminario-iet20124metalicas0>.

PROAÑO, Jhonatan Santiago. Análisis y diseño sísmico de un edificio de acero con aisladores sísmicos, modelamiento en el ETABS Quito. 2014. 41p. Trabajo de graduación previo a la obtención del título de ingeniero civil. Universidad Central de Ecuador. Facultad de ingeniería ciencias físicas y matemática.

QUIMINET. ¿Por qué seleccionar una mezcladora de paletas? [En línea]. [Consultado el 6 de octubre del 2020], disponible en: www.quiminet.com/articulos/por-que-seleccionar-una-mezcladora-de-paletas-47434.htm

QUIMINET. Beneficios y usos de la mezcladora. [En línea]. [Consultado el 6 de octubre de 2020]. Disponible en: <https://www.quiminet.com/articulos/beneficios-y-usos-de-la-mezcladora-4273107.htm>

RODAS ANDRADE, Hernán. Estructuras 1 apuntes de clase. Universidad de Cuenca, 2014. 82P. ISBN 978-9978-14-244-8.

SARÁUZ, Jorge y TIRIRA Javier. Diseño y construcción de una máquina para la elaboración de tortillas de harina de trigo para la empresa Taquito's. [En línea]. Trabajo de grado para ingeniero mecánico, Quito, Escuela politécnica nacional. 2011. [Consultado el 5 de octubre de 2020]. Disponible en: <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/4008>

SAVA; Bandas transportadoras. [Sitio web]. Bogotá D.C., 2019. [Consultado el: 5 de mayo de 2020]. Disponible en: http://www.savatech.eu/pdf/transport/Bandas_Transportadoras.pdf

SECRETARIA DISTRITAL DE AMBIENTE DE BOGOTÁ, Subdirección de Políticas y Planes Ambientales. Instructivo, Diligenciamiento de la Matriz de Identificación de aspectos y valoración de impactos ambientales. Plan institucional de gestión ambiental. 2013

SEMANA. La comida para perros se vende como pan caliente. [En línea]. 17 de febrero 2015. [Consultado 4 de abril 2020] .Disponible: <https://www.semana.com/empresas/articulo/mercado-comida-para-perros-colombia/205854/>

SIEGLING TRANSILON CONVEYOR AND PROCESSING BELTS. Calculation methods – conveyor belts. Editorial Forbo movement system

SIEMENS; Motores eléctricos, Catalogo general SDO3 2007. [Sitio web]. Bogotá D.C., 2020. [Consultado el: 24 de agosto de 2020]. Disponible en: https://frrq.cvg.utn.edu.ar/pluginfile.php/6825/mod_resource/content/1/Motores%20NNM.pdf

SILOS DESIGN, Flow of poder. [En línea]. [Consultado en 5, julio de 2020]; disponible en: https://www.powderprocess.net/Silo_discharge.html

SP CAUVAIN; Baker Tran. Cookies, biscuits and crackers: Formulation, processing and characteristics; Witney, UK. 2016.

THE AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION. Specification for structural steel buildings. Chicago, Illinois, Julio 7, 2016. 36P. ISBN: 60601-6204.

ANEXOS.

ANEXO A.

TABLA DE MATERIALES A GRANEL



BULK MATERIAL TABLE

Bulk Material	Maximum Particle Size (in.)	Bulk Density (lbs/ft ³)	% Trough Loading	Material Factor (MF)	Component /Bearing Series	Abrasive-ness	Corrosive-ness	Flowability	Special Notes
Fuller's Earth, Oil Filter, Burned	-1/8	40	15	2.0	C4	III	I	II	
Fuller's Earth, Oil Filter, Raw	-1/8	35-40	30B	2.0	B4	II	I	II	
Fuller's Earth, Oil Filter, Spent	35% oil	60-65	15	2.0	D4	III	I	III	I, O
Galena (Lead Sulfide)	-100M	240-260	30A	1.2	B4	II	I	II	G, L, P
Gelatin, Granulated	-1/8	32	30A	0.8	A2	I	I	III	J, K, M, V
Gilsonite	-1/2	37	30B	1.5	D4	II	II	III	H, L
Glass, Batch	-1/2	80-100	15	2.5	D4	III	I	III	
Glue, Ground	-1/8	40	30A	1.7	B4	II	I	IV	M
Glue, Pearl	-1/2	40	30A	0.5	A1-A2-A3	I	I	III	M
Glue, Veg. Powdered	-1/64	40	30A	0.6	A1-A2-A3	I	I	IV	M
Gluten Cake, Wet	-1/2	30-50	30A	2.5	A2	I	I	IV	
Gluten, Meal, Dry	-1/8	30-40	30A	0.6	A2	I	I	III	J
Granite, Broken	+1/2	95-100	15	2.5	D4	III	I	II	
Granite, Fines	-1/2	80-90	15	2.5	C4	III	I	II	
Grape, Pomace	-3	15-20	30A	1.4	B4	I	I	IV	M, Q, V
Graphite Flakes	-1/8	40	45	0.5	A1-A2-A3	I	I	II	F, J, V
Graphite Flour	-100M	28	30A	0.5	A1-A2-A3	I	I	III	F, G, J, V
Graphite Ore	+1/2	65-75	30A	1.0	B4	I	I	III	F
Grass Seed	-1/8	10-32	30A	0.4	A2	I	I	III	H, Q
Guano, Dry	-1/2	70	30A	2.0	C1-C2	I	I	III	•
Gypsum, Calcined	-1/8	55-60	30A	1.6	B4	I	I	III	M
Gypsum, Calcined, Powdered	-100M	60-80	30A	2.0	B4	I	I	III	M
Gypsum, Raw	-3	70-80	30A	2.0	B4	I	I	II	

ANEXO B.

PROPIEDADES DEL ACERO INOXIDABLE AISI 304

ACERO INOXIDABLE 304 (UNS S30400)

1. Descripción: éste es el más versátil y uno de los más usados de los aceros inoxidable de la serie 300. Tiene excelentes propiedades para el conformado y el soldado. Se puede usar para aplicaciones de embutición profunda, de rolado y de corte. Tiene buenas características para la soldadura, no requiere recocido tras la soldadura para que se desempeñe bien en una amplia gama de condiciones corrosivas. La resistencia a la corrosión es excelente, excediendo al tipo 302 en una amplia variedad de ambientes corrosivos incluyendo productos de petróleo calientes o con vapores de combustión de gases. Tiene excelente resistencia a la corrosión en servicio intermitente hasta 870 °C y en servicio continuo hasta 925°C. No se recomienda para uso continuo entre 425 - 860°C pero se desempeña muy bien por debajo y por encima de ese rango.

2. Normas involucradas: ASTM A 276

3. Propiedades mecánicas: Resistencia a la fluencia 310 MPa (45 KSI)
Resistencia máxima 620 MPa (90 KSI)
Elongación 30 % (en 50mm)
Reducción de área 40 %
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.8 g/cm³ (0.28 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.08 % C min
2.00 % Mn
1.00 % Si
18.0 – 20.0 % Cr
8.0 – 10.5 % Ni
0.045 % P
0.03 % S

6. Usos: sus usos son muy variados, se destacan los equipos para procesamiento de alimentos, enfriadores de leche, intercambiadores de calor, contenedores de productos químicos, tanques para almacenamiento de vinos y cervezas, partes para extintores de fuego.

7. Tratamientos térmicos: éste acero inoxidable no puede ser endurecido por tratamiento térmico. Para el recocido, caliente entre 1010 y 1120°C y enfríe rápidamente

NOTA:

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

ANEXO C. PIÑÓN CONDUCTOR

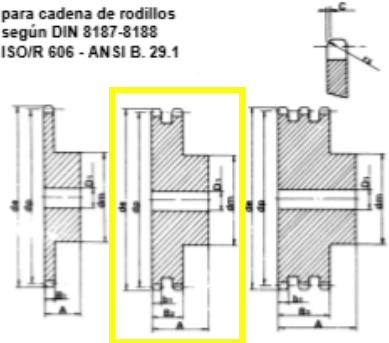
PIÑONES DENTADOS 08B

Calidad, dimensiones y acabados según normas DIN-ASA-ANSI

Z	d _e	d _p	SIMPLE			DOBLE			TRIPLE		
			d _m	D ₁	A	d _m	D ₁	A	d _m	D ₁	A
8	37,2	33,18	20	10	25						
9	41,0	37,13	24	10	25						
10	45,2	41,10	26	10	25	26	10	32			
11	48,7	45,07	29	10	25	30	11	35	30	14	50
12	53,0	49,07	33	10	28	35	12	35	34	14	50
13	57,4	53,06	37	10	28	38	12	35	38	14	50
14	61,8	57,07	41	10	28	42	12	35	42	14	50
15	65,5	61,09	45	10	28	46	12	35	46	14	50
16	69,5	65,10	50	12	28	50	14	35	50	16	50
17	73,6	69,11	52	12	28	54	14	35	54	16	50
18	77,8	73,14	56	12	28	58	14	35	58	16	50
19	81,7	77,16	60	12	28	62	14	35	62	16	50
20	85,8	81,19	64	12	28	66	14	35	66	16	50
21	89,7	85,22	68	14	28	70	16	40	70	20	55
22	93,8	89,24	70	14	28	70	16	40	70	20	55
23	98,2	93,27	70	14	28	70	16	40	70	20	55
24	101,8	97,29	70	14	28	75	16	40	75	20	55
25	105,8	101,33	70	14	28	80	16	40	80	20	55
26	110,0	105,36	70	16	30	85	20	40	85	20	55
27	114,0	109,40	70	16	30	85	20	40	85	20	55
28	118,0	113,42	70	16	30	90	20	40	90	20	55
29	122,0	117,46	80	16	30	95	20	40	95	20	55
30	126,1	121,50	80	16	30	100	20	40	100	20	55
31	130,2	125,54	90	16	30	100	20	40			
32	134,3	129,56	90	16	30	100	20	40			
33	138,4	133,60	90	16	30	100	20	40			
34	142,6	137,64	90	16	30	100	20	40			
35	146,7	141,68	90	16	30	100	20	40	110	20	55
36	151,0	145,72	90	16	35	110	20	40	120	25	55
37	154,6	149,76	90	16	35						
38	158,6	153,80	90	16	35	110	20	40	120	25	60
39	162,7	157,83	90	20	35						
40	166,8	161,87	90	16	35	110	20	45			

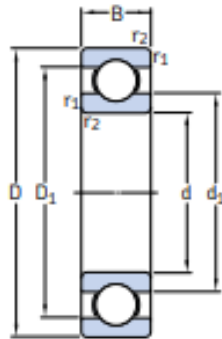
Piñón 1/2" x 5/16"

para cadena de rodillos
según DIN 8187-8188
ISO/R 606 - ANSI B. 29.1



PIÑÓN	ISO mm	ASA-40 mm
Radio diente r ₃	13	13,5
Ancho radio C	1,3	1,6
Ancho radio piñón B ₁	7,2	7,2
Ancho radio piñón b ₁	7	7
Ancho radio piñón B ₂	21	21,4
Ancho radio piñón B ₃	34,9	35,8
CADENA	mm	mm
Paso	12,7	12,7
Ancho interior	7,75	7,94
Ø Rodillo	8,51	7,94

ANEXO D. RODAMIENTOS DE LOS RODILLOS



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm	kg	-	
12	21	5	1,21	0,64	0,028	70 000	43 000	0,0063	W 61801
	24	6	1,9	0,95	0,043	67 000	40 000	0,011	W 61901
	28	8	4,23	2,28	0,1	60 000	38 000	0,022	W 6001
	32	10	5,85	3	0,132	50 000	32 000	0,037	W 6201
	37	12	8,19	4,05	0,176	45 000	28 000	0,060	W 6301
15	24	5	1,3	0,78	0,034	60 000	38 000	0,0074	W 61802
	28	7	3,64	2,16	0,095	56 000	34 000	0,016	W 61902
	32	9	4,68	2,75	0,12	50 000	32 000	0,030	W 6002
	35	11	6,5	3,65	0,16	43 000	28 000	0,045	W 6202
	42	13	9,56	5,2	0,228	38 000	24 000	0,085	W 6302
17	30	7	3,9	2,45	0,108	56 000	28 000	0,018	W 61903
	35	10	5,07	3,15	0,137	45 000	28 000	0,039	W 6003
	40	12	8,06	4,65	0,2	38 000	24 000	0,065	W 6203
	47	14	11,4	6,3	0,275	34 000	22 000	0,12	W 6303
20	32	7	3,38	2,24	0,104	45 000	28 000	0,018	W 61804
	42	12	7,93	4,9	0,212	38 000	24 000	0,069	W 6004
	47	14	10,8	6,4	0,28	32 000	20 000	0,11	W 6204
	52	15	13,5	7,65	0,335	30 000	19 000	0,14	W 6304
25	47	12	8,52	5,7	0,25	32 000	20 000	0,08	W 6005
	52	15	11,9	7,65	0,335	28 000	18 000	0,13	W 6205
	62	17	17,2	10,8	0,475	24 000	16 000	0,23	W 6305

ANEXO E. BANDA CLINA 10FF

CLINA 10FF - Características Técnicas



ESTRUCTURA


Espesor Total	1.40 mm
Nº Telas	2
Tejido	Poliest/algod
Trama	Flexible
Peso	1.25 kg/m ²
Temp. Constante °C	-15 / 90
Temp. puntual °C	-25 / 110

1	Cobertura superior	
	Espesor	0.00 mm
	Material	-
	Color	Crudo
	Acabado	Algodon-Poliest
	Dureza	0 ShA
2	Cobertura intermedia	
	Material	PU
3	Cobertura inferior	
	Espesor	0.00 mm
	Material	-
	Color	Crudo
	Acabado	Algodon-Poliest
	Dureza	0 ShA

TENSIONES N/mm

Carga rotura	110
Carga trabajo 1% alarg.	7
Carga máxima 1,5% alarg.	10

DIÁMETRO MÍN. TAMBORES mm

	Flexión [F]	10
	Contraflexión [C]	10

GRAPAS

25LL



APLICACIÓN PERFILES

Perfiles cobert. superior	Si
Perfiles cobert. inferior	Si
Perfiles runer	No

CARACTERÍST. ESPECIAL

FDA	FDA Alimentaria
EU	EU alimentaria (Directiva 2002/72/EC)
A	Resistente a aceites y grasas animales
V	Resistente a aceites y grasas vegetales
Lf	Baja fricción

SUPERFICIE APOYO

Cuna continua	Si
Rodillos	Si
Artesa	Si

COEF. FRICCIÓN COB. INFERIOR

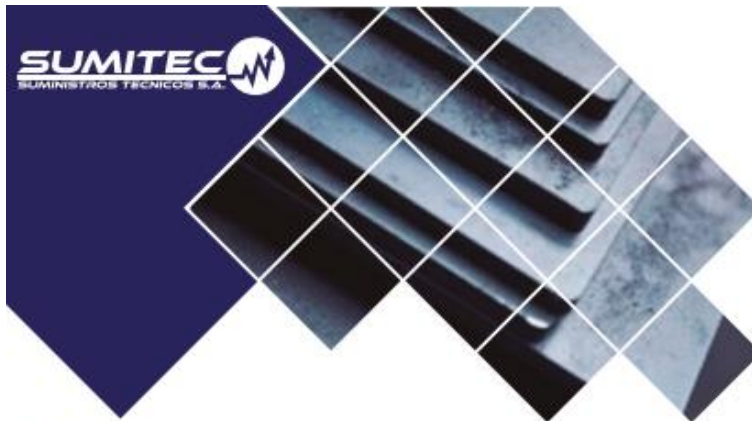
Sobre acero Din/Est	0.21 / 0.25
Sobre madera Din/Est	0.25 / 0.34
Sobre plástico Din/Est	0.27 / 0.32

OBSERVACIONES

Empalme longitudinal	No
Ancho max fabricación mm	2200
Última Modificación	15/03/2010

ANEXO F.

PROPIEDADES DEL ACERO ASTM A36



ACERO ESTRUCTURAL
ACERO ASTM A36



1. Descripción: Acero al carbono estructural conocido como hierro negro, de calidad estructural para el uso en puentes y edificaciones remachadas, atornilladas o soldadas.

2. Normas involucradas: ASTM A 36/A 36M - 04

3. Propiedades mecánicas: Esfuerzo a la fluencia mínimo: 250 MPa (36300 PSI)
Esfuerzo a la tensión: 400 – 550 MPa (58000 – 79800 PSI)
Elongación mínima en 50 mm (2"): 23%
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.85 g/cm³ (0.284 lb/in³)

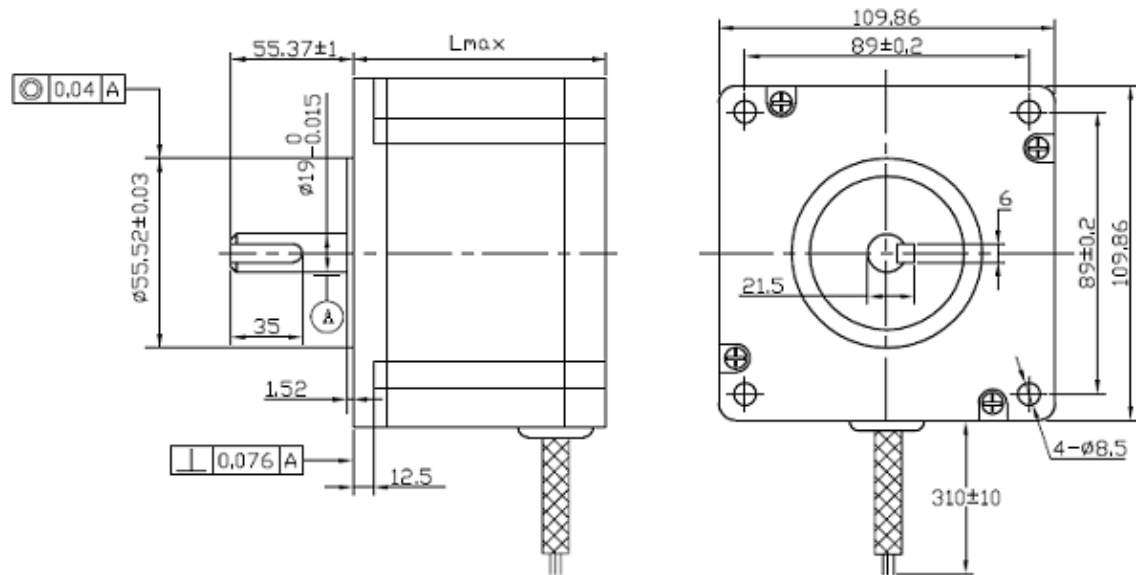
5. Propiedades químicas: 0.25 – 0.29 % C
0.60 – 1.20 % Mn
0.15 – 0.40 % Si
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: Para componentes estructurales en general.

7. Tratamientos térmicos: Usualmente a este material no se le da tratamiento térmico debido a que son parte estructural. Puede ser cementado para aumentar la dureza superficial mientras mantiene su núcleo tenaz.

ANEXO G.
DIMENSIONES DEL MOTOR PASO A PASO

Dimensions:
(Unit=mm)



ANEXO H.
PLANOS DE LA MÁQUINA DE GALLETAS PARA PERROS