

	UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA			
	Documento	Código	Fecha	Revisión
	FORMATO HOJA DE RESUMEN PARA TRABAJO DE GRADO	F-AC-DBL-007	10-04-2012	A
Dependencia	Aprobado		Pág.	
DIVISIÓN DE BIBLIOTECA	SUBDIRECTOR ACADEMICO		i(202)	

RESUMEN – TRABAJO DE GRADO

AUTORES	JORGE ARMANDO BAYONA CASTRO
FACULTAD	INGENIERIAS
PLAN DE ESTUDIOS	INGENIERIA MECANICA
DIRECTOR	JAIDER VERGEL PABÓN
TÍTULO DE LA TESIS	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE UN DOSIFICADOR AUTOMATIZADO PARA LA ALIMENTACIÓN DE LAS CABRAS DE LA GRANJA DE LA UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA

RESUMEN

ESTE PROYECTO ESTA ORIENTADO A EL DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA DOSIFICADORA AUTOMATIZADA PARA LA ALIMENTACION DE LAS CABRAS DE LA GRANJA EN LA UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA, POR LO QUE SE PLANTEA COMO SOLUSION A LAS PROBLEMATICAS QUE SE DAN MIENTRAS SE ORDEÑAN DICHAS CABRAS Y A LAS CONDICIONES DE TRABAJO EN LAS QUE SE DESENVUELVEN ESTOS; EL PROTOTIPO SE ENCARGARA DE ENTREGAR PORCIONES IGUALES A SIETE CABRAS AUTOMATICAMENTE MEDIANTE UN MECANISMO DE TOLVA MOVIL MOTORIZADA, CONTROLADA POR UN VARIADOR DE VELOCIDAD QUE EN EL MOVIMIENTO SE ENCONTRARA CON SECCIONES DE ENTRADA Y SALIDA, LA MAQUINA SERA DE FACIL MANTENIMIENTO Y MONTAJE SEGÚN LAS CONDICIONES LOCATIVAS DE LA GRANJA CAPRINA.

CARACTERÍSTICAS

PÁGINAS: 202	PLANOS: 13	ILUSTRACIONES: 118	CD-ROM: 1
--------------	------------	--------------------	-----------



SC-CER102673

**DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE UN DOSIFICADOR AUTOMATIZADO
PARA LA ALIMENTACIÓN DE LAS CABRAS DE LA GRANJA DE LA
UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA**

AUTOR:

JORGE ARMANDO BAYONA CASTRO

Trabajo de grado para optar por el título de ingeniero mecánico

Director:

JAIDER VERGEL PABÓN

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA

FACULTAD DE INGENIERIAS

PLAN DE ESTUDIOS DE INGENIERIA MECANICA

Ocaña, Colombia

Mayo de 2019

Índice

Capítulo 1. Diseño de la estructura de un dosificador automatizado para la alimentación de las cabras de la granja de la Universidad Francisco de Paula Santander	
Ocaña	1
1.1. Planteamiento del problema	1
1.2. Formulación del problema.....	2
1.3. Objetivos.....	2
1.3.1. Objetivo General	2
1.3.2. Objetivos específicos.....	2
1.4. Justificación.....	3
1.5. Delimitaciones.....	4
1.5.1. Conceptuales.....	4
1.5.2. Operativa	4
1.5.3. Temporal.....	4
1.5.4. Geográfica	4
Capítulo 2. Marco referencial	5
2.1. Antecedentes.....	5
2.1.1. A nivel mundial	5
2.2. Alcance	8
2.3. Marco conceptual	8
2.3.1. Caprino	8
2.3.2. La alimentación	8
2.3.3. Métodos no mecánicos de comederos	9
2.3.4. Tolva.....	11
2.3.5. Tipos de flujos en tolvas.....	12
2.3.6. Características físicas de materiales solidos a granel	14
2.3.7. Dosificación de granos	15
2.3.8. Dosificadoras	15
2.3.9. Dosificadores volumétricos	15
2.3.10. Propiedades mecánicas	16
2.3.11. Motor de inducción trifásico	16

2.3.12. Ecuaciones de cinemática.....	20
2.3.13. Rodamientos	20
2.3.14. Resistencia del material.....	21
2.3.15. Transmisiones por cadenas.....	21
2.3.16. Diseño asistido por computador “CAD”	22
2.3.17. Automatización.....	22
2.3.18. Tipos de comederos según su principio de funcionamiento.....	22
2.3.19. Dosificación de alimento.....	23
2.3.20. Eje de transmisión	24
2.3.21. Sistemas de dosificación.....	26
2.3.22. Tornillos, sujetadores y roscas	28
2.3.23. Material a utilizar	31
2.3.24. Transmisión por poleas.....	31
2.3.25. Bandas	31
2.4. Marco legal.....	34
2.4.1 A nivel local	34
2.4.2 A nivel nacional.....	36
2.4.3 A nivel internacional	36
Capítulo 3. Diseño metodológico	38
3.1. Tipo de investigación	38
3.2. Población	38
3.3. Muestra.....	39
3.4. Fases del proyecto de investigación	39
3.4.1. Fase I: Estudiar los mecanismos existentes en cuanto a dosificación de alimentos en el ámbito agropecuario para establecer los parámetros iniciales del sistema. Para el cumplimiento del objetivo se desarrollarán las siguientes actividades.....	40
3.4.2. FASE II: Realizar los cálculos del diseño correspondientes. Para el cumplimiento del objetivo se desarrollaran las siguientes actividades.....	40
3.4.3 FASE III: Diseñar en solidworks la estructura completa con su respectivo análisis cinemático. Para el cumplimiento del objetivo se desarrollaran las siguientes actividades.....	40
Capítulo 4. Desarrollo del proyecto por medio de las actividades propuestas	41

Fase I: Estudiar los mecanismos existentes en cuanto a dosificación de alimentos en el ámbito agropecuario para establecer los parámetros iniciales del sistema	41
4.1. Visitar a la granja para recolectar información específica del proceso.	41
4.1.1. El proceso de ordeñado	41
4.1.2. Condiciones del director	42
4.1.3. Condiciones locativas	42
4.2. Investigar los tipos de máquinas dosificadoras en el mercado y cómo funcionan... 43	
4.3. Establecer y especificar los requerimientos y funcionamientos de la maquina dosificadora.....	51
4.4. Diseñar la tolva y sistema de dosificación de granos	52
4.4.1. La Tolva El peso del material de la tolva está dado por su geometría:	52
4.5. Sistema de dosificación de granos.....	66
4.5.1. La Base	66
4.5.2. Soporte de la base	71
4.5.3. Unión entre la tolva y el cilindro interior	74
4.5.4. La expulsión del concentrado	76
4.5.5. Protección lateral de la tolva	79
4.5.6. Diseño del dosificador interior	82
4.5.7. Diseño de la tapa de la tolva.....	84
4.6. Seleccionar los ejes, catarinas, cadenas y materiales más óptimos para el sistema establecido.....	87
4.6.1. Cálculo del peso de la tolva.....	87
4.6.2. Diseño del eje que sostiene la tolva.....	88
4.6.3. Selección del material del eje.	91
4.6.4. Selección de los rodamientos de los patines.....	94
4.6.5. Sistema de cadena y catarinas	98
4.6.6. Selección de la banda	104
4.6.7. Diseño del eje de las catarinas y selección de sus rodamientos.	106
4.7. Establecer la ecuación de movimiento del sistema establecido	116
4.8. Selección del motor adecuado basado en los cálculos realizados.	119
4.8.1. Cálculo de la velocidad de giro óptima del motor en rpm.	119

4.8.2. Sistema eléctrico.....	121
4.8.3. Variador de frecuencia	122
4.9. Determinar las sujeciones de los materiales seleccionados.....	122
4.9.1. Tornillos y pernos.....	122
4.10. La estructura	123
4.10.1. Armazón principal	123
4.10.2. Rieles	126
4.10.3. Cálculo de las columnas	131
4.11. Realizar el ensamblaje de la maquina en SolidWorks.....	135
4.12. Simular la cinemática del sistema establecido	136
4.13. Generar los planos de la maquina dosificadora diseñada.....	137
4.13.1. Partes de la máquina.....	137
Presupuesto para la construcción del prototipo	150
4.14. Manual de instalación.....	151
4.15 Manual Seguridad Ocupacional	153
4.15.1 Manual de mantenimiento	153
Conclusiones.....	159
Recomendaciones.....	160
Referencias	161
Apéndices.....	167
Apéndice A. Resistencias mínimas a la tensión y fluencia ASTM de algunos aceros..	167
Apéndice B. Tabla de espesores y pesos para láminas de acero.	169
Apéndice C. Tabla de característica de motores siemens NEMA.....	170
Apéndice D. Catálogo de rodamientos SFK.....	171
Apéndice E. Catálogo de rodamientos SFK.....	172
Apéndice F. Cables para instalaciones eléctricas.....	173
Apéndice G. Disyuntores trifásicos.....	174
Apéndice H. Catalogo CorpAcero de perlines en C y sus especificaciones técnicas....	175
Apéndice I Catalogo CorpAcero de tubería cuadrada.....	176
Apéndice J. Catalogo motores Siemens	177

Apéndice K. Catálogo de variadores de velocidad laumayer.....	178
Apéndice L. Recomendaciones	179
Apéndice M. Reglas de seguridad	180
Apéndice N. Recomendaciones para el mantenimiento de la máquina dosificadora....	182
Apéndice O. Manual de seguridad ocupacional	184

Listado de tablas

Tabla 1. Prueba y error para diferentes diámetros reemplazados en la ecuación (3).	57
Tabla 2. Parámetros para calcular P_v (Presión en el fondo de la tolva).....	60
Tabla 3. Peso de la tolva en Newton.	65
Tabla 4. Peso de la base en Newton.	70
Tabla 5. Peso de la base en Newton.	73
Tabla 6. Peso del anclaje en Newton.....	76
Tabla 7. Peso de cada tubo individual y el total de los 7 tubos.....	79
Tabla 8. Peso de las dos chapas metálicas.....	81
Tabla 9. Peso del dosificador interior.....	83
Tabla 10. Peso del dosificador interior.....	86
Tabla 11. Peso del eje de la tolva	93
Tabla 12. Características principales del rodamiento de bolas.....	98
Tabla 13. Características principales del rodamiento de bolas.....	115
Tabla 14. Variables y magnitudes de la ecuación propuesta.....	118
Tabla 15. Especificación del motor seleccionado.	120
Tabla 16. Características del motor eléctrico.	121
Tabla 17. Selección de los elementos eléctricos para el motor.	121
Tabla 18. Peso de todos los elementos que soporta la canal en C.....	127
Tabla 19. Peso del perlin C p-75-45-2.5.....	130
Tabla 20. Peso total que soporta el marco estructural.	134
Tabla 21. Presupuesto para la construcción del prototipo.....	150
Tabla 22. Manual de instalación.....	151

Tabla 23. Rutina diaria de inspección visual	154
Tabla 24. Rutina diaria de inspección	156
Tabla 25. Mantenimiento programado	157
Tabla 26. Formato hoja de vida	157

Listado de figuras

Figura 1. Vista superior de los cubículos.	7
Figura 2. Sistema completo de alimentación.....	7
Figura 3. Comedero cilindrico con forraje y malla metalica.....	9
Figura 4. Comedero de malla en V.....	10
Figura 5. Comedero malla colgante en forma de U.	10
Figura 6. Comedero tipo parrilla.	11
Figura 7. Flujo másico en un silo.	13
Figura 8. Flujo de embudo en un silo.....	14
Figura 9. Dosificadora volumétrica.....	15
Figura 10. Selección de motor considerando el conjugado resistente de la carga.	18
Figura 11. Características para diferentes cargas en motores trifasicos.....	19
Figura 12. Clasificación de tipos de rodamientos.	20
Figura 13. Conexión entre una cadena y su catarina.....	21
Figura 14. Fuerzas que actúan sobre una flecha hueca.	25
Figura 15. Dos engranes ubicados sobre un eje y los dos engranes representados por una caja con una x dentro.	26
Figura 16. Maquina dosificadora mediante dosificación por gravedad.	26
Figura 17. Sistema de dosificación por cinta transportadora	27
Figura 18. Sistema de dosificación por canal vibrante.....	27
Figura 19. Sistema de dosificación por tornillo sin fin	28
Figura 20. Terminología de roscas de tornillos.....	29
Figura 21. Tipos de cabezas de tornillos usados en máquinas.	30

Figura 22. Tipos de bandas.....	32
Figura 23. Clases de secciones de bandas en V estándar.	32
Figura 24. Circunferencias interiores de bandas en V estándar.	33
Figura 25. Dimensiones de longitud de bandas en V estándar.....	33
Figura 26. Velocidades menores	34
Figura 27. Foto satelital de la ubicación de la granja caprina de la universidad francisco de Paula Santander Ocaña	42
Figura 28. Vista superior de los cubículos	43
Figura 29. Sistema completo de alimentación.....	44
Figura 30. Representación gráfica del funcionamiento del mecanismo de dosificación. ..	45
Figura 31. Dispensador de comida por fuerza centrífuga.	45
Figura 32. Sistema de distribución móvil.....	46
Figura 33. Tolva alimentando gran población de cabras.....	47
Figura 34. Tolva de distribución de alimento delaval	47
Figura 35. Tolva con suministro motorizado.	48
Figura 36. Tolva automatizada con sensores.....	50
Figura 37. Bosquejo de la tolva y subdivisiones de sus volúmenes para facilitar el cálculo.	52
Figura 38. El concentrado granulado caprino.	53
Figura 39. Ecuación de volumen del cono truncado.	55
Figura 40. Geometría de la tolva en solidworks.....	57
Figura 41. Angulo de reposo es muy parecido al ángulo de fricción interna efectivo.	59
Figura 42. Medida con transportador y regla del ángulo de reposo del concentrado.....	59

Figura 43. Radio hidraulico de un cono truncado.	61
Figura 44. Medidas internas de la tolva sin tener en cuenta el espesor. Cotas en mm.....	63
Figura 45. Medidas externas de la tolva. Cotas en mm.....	64
Figura 46. Tolva realizada en solidworks.	66
Figura 47. Pieza en solidworks del método de dosificación.	67
Figura 48. Pieza en solidworks vista desde abajo.	67
Figura 49. Vista lateral de la base dibujada en solidworks.	67
Figura 50. Cotas de separación de los agujeros de la base.	68
Figura 51. Área sombreada de verde calculada por Solidworks.	69
Figura 52. Soporte de la base vista tridimensional en SolidWorks.....	71
Figura 53. Geometría del soporte de la base medidas en mm.	71
Figura 54. Área sombreada de verde calculada por Solidworks.	72
Figura 55. Ensamble entre la base y el soporte.	73
Figura 56. Sistema interno entre la tolva, el anclaje y el cilindro interior.	74
Figura 57. Ensamblaje y como se encuentra ubicado dentro de la base.	74
Figura 58. Geometría del anclaje, medidas en mm.	75
Figura 59. Pieza en solidworks del tubo de salida con sus cotas.	77
Figura 60. Distancia del tubo de salida al comedero.....	77
Figura 61. Especificaciones técnicas de tubería PVC comercial.	78
Figura 62. Especificaciones técnicas de tubería PVC comercial.	78
Figura 63. Codo de 90° de salida del catálogo DURMAN ESQUIVEL	78
Figura 64. Protección lateral del sistema de dosificación (resaltado en azul).....	79
Figura 65. Perfil geométrico de las chapas metálicas (medidas en mm)	80

Figura 66. Perfil geométrico del dosificador interior, (medidas en mm).....	82
Figura 67. Tapa de la tolva en solidworks.....	84
Figura 68. Perfil geométrico de la tapa de la tolva, (medidas en mm).....	84
Figura 69. Ensamble de la tapa con la tolva en SolidWorks.....	86
Figura 70. Representación gráfica de la tolva en el plano transversal con las fuerzas que actúan en ella.....	87
Figura 71. Ensamblaje de la tolva y su eje en SolidWorks.....	88
Figura 72. Bosquejo de las fuerzas sobre el eje.....	88
Figura 73. Plano tridimensional del eje con fuerzas puntuadas.....	89
Figura 74. Tablas de coeficiente de rozamiento estatico y dinamico.....	90
Figura 75. Diametro del eje que sostiene la tolva, vista frontal en mm.....	92
Figura 76. Ensamble del patín con el eje estático de la tolva móvil.....	94
Figura 77. Eje de la tolva con las fuerzas de los patines incluidas.....	94
Figura 78. Dimensiones de cadenas estándares de torón sencillo.....	99
Figura 79. Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único en torón sencillo de una catarina de 19 dientes.....	99
Figura 80. Factor de corrección de dientes K1.....	100
Figura 81. Factores de torones múltiples K2.....	101
Figura 82. Torón de la cadena realizado en SolidWorks.....	101
Figura 83. Longitud de la cadena determinada por la geometría del sistema (medidas en mm).....	102
Figura 84. Características técnicas de las cadenas ANSI según su número.....	102
Figura 85. Catarina de 19 dientes realizada en SolidWorks.....	103

Figura 86. Secciones de bandas V estándar.	104
Figura 87. Circunferencias interiores de bandas V estándar.	104
Figura 88. Ecuación distancia entre centros	105
Figura 89. Catalogo Intermec para correas y poleas En V	106
Figura 90. Perfil geometrico de la catarina dibujada en SolidWorks.....	106
Figura 91. Bosquejo de las fuerzas sobre el eje.	109
Figura 92. Plano tridimensional del eje con fuerzas puntuadas.	110
Figura 93. Eje de las catarinas con las fuerzas que actúan sobre él.	112
Figura 94. Acople en solidworks de las chumaceras, el eje y la catarina.	116
Figura 95. Perno de alta resistencia.....	122
Figura 96. Tabla de dimensiones estandares de pernos y tuercas.	123
Figura 97. Dimensiones en mm del área de la estructura, vista superior.	124
Figura 98. Dimensiones en mm de toda la estructura completa.....	125
Figura 99. Canales en forma de C con función de rieles.....	126
Figura 100. Diagrama de cuerpo libre de la canal en C, medidas en mm.....	127
Figura 101. Criterios de selección de factor de seguridad F.S.	129
Figura 102. Representación del pandeo del perlin en C en SolidWorks.....	131
Figura 103. Coeficientes para K.....	132
Figura 104. Carga crítica	133
Figura 105. Ensamblaje completo de la maquina en SolidWorks.....	135
Figura 106. Estudio de movimiento en solidworks de la tolva.	136
Figura 107. Simulación del movimiento de la tolva horizontalmente para 5 seg.	136
Figura 108. Planos técnicos de la Tolva.....	137

Figura 109. Planos técnicos de la Base.	138
Figura 110. Planos técnicos del Anclaje.	139
Figura 111. Planos técnicos del tubo PVC y su codo.....	140
Figura 112. Planos técnicos de la tapa lateral izquierda.....	141
Figura 113. Planos técnicos de la tapa lateral derecha.	142
Figura 114. Planos técnicos de la tapa lateral derecha.	143
Figura 115. Planos técnicos de la tapa de la tolva.....	144
Figura 116. Planos técnicos del patín.	145
Figura 117. Planos técnicos de la catarina.	146
Figura 118. Planos técnicos de la polea.	147
Figura 119. Planos técnicos de la estructura, vista lateral.....	148
Figura 120. Planos técnicos de la estructura, vista frontal.	149

Agradecimientos

Total, agradecimientos a mi padre Alfredo Bayona Quintana quien se esforzó como padre viudo por velar por mí y mi hermano en esta etapa universitaria, el cual ha hecho lo inimaginable para darme un mejor futuro y cambiar el destino que el no logro conseguir. A mi familia que siempre ha estado aconsejándome sobre mis actitudes, en especial a mi tía Carmenza Bayona y mi prima Karen Palacios quienes lograron lidiar conmigo en momentos muy difíciles en el transcurso de la carrera.

Agradezco a mi hermano que ha sido un apoyo incondicional durante esta etapa el cual nunca ha permitido que me sienta solo, apoyándome en los momentos claves. A mis vecinos que desde que vivimos solos nos han estado protegiendo y aconsejando, los cuales han introducido las mejores ideas y actitudes en mi formación.

Por último, agradecerle a mi director de tesis Jaider Vergel Pabón y no menos importantes mis profesores que lograron soportarme durante este camino de incertidumbres, por colaborar en momentos realmente difíciles y por enseñarme los mejores conocimientos que un ingeniero puede necesitar.

Jorge Armando Bayona Castro

Capítulo 1. Diseño de la estructura de un dosificador automatizado para la alimentación de las cabras de la granja de la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña

1.1. Planteamiento del problema

Actualmente se registran tres grupos de economía en el mundo: primario, secundario y terciario, perteneciendo al primero la agricultura, la ganadería, la minería y la pesca; el segundo sector aborda la industria y la construcción y el tercero a la prestación de servicios.

Siendo parte del sector primario la labor agropecuaria de la granja de la universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, de la cual se extraen diferentes productos para la venta, y a su vez la comercialización de las diferentes especies como lo son las vacas, gallinas, cerdos, conejos, etc.

La leche de los bovinos y caprinos es uno de los procesamientos más representativos en las labores diarias del sector agrícola de la universidad, las cuales requieren de una adecuada atención para el aumento de producción y excelente calidad.

Recientemente el proyecto caprino ha adquirido plataformas elevadas para eliminar riesgos ergonómicos cuando se ordeñan dichas especies, actualmente quienes realizan estas actividades reúnen grupos de siete cabras las cuales son apresadas mediante un sistema de cepo para impedir su movilidad, esto genera pataleo y movimientos bruscos por parte de las cabras con el objetivo de intentar escapar, por lo que se convierte en una solución al mano el darles concentrado para que se distraigan.

El problema se genera en que el operador está obligado a parar constantemente su actividad para alimentarlas y así estas permitan ser ordeñadas, las cabras acaban dicha ración de concentrado en un promedio de 30 segundos, además en el proceso manual no se reparte la

misma cantidad a todas por igual, y esto en términos de rendimiento es muy insuficiente pues el proceso tarda media hora.

1.2. Formulación del problema

¿A través de cual diseño mecánico de un dosificador automatizado se podrá alimentar las cabras de la granja en la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, permitiendo este sistema obtener la atención por parte de esta especie mientras son ordeñadas?

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General. Diseñar la estructura de un dosificador automatizado para la alimentación de las cabras de la granja de la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña.

1.3.2. Objetivos específicos. Estudiar los mecanismos existentes en cuanto a dosificación de alimentos en el ámbito agropecuario para establecer los parámetros iniciales del sistema.

Realizar los cálculos del diseño correspondientes.

Diseñar en solidworks la estructura completa con su respectivo análisis cinemático.

1.4. Justificación

El sector agrícola juega un papel relevante en la economía colombiana, su importancia radica en que Colombia es un país de tercer mundo y como tal, la ganadería es fundamental en su producto interno bruto. Ocaña es una región que posee industria cerámica y agrícola.

La necesidad a resolver se encuentra dentro de las instalaciones de la sede principal de la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, exactamente en el laboratorio caprino, donde los operarios requieren un método de alimentación y distracción que les permita cumplir con una mayor eficiencia el proceso de ordeñar este tipo de especies.

El queso y leche de cabra hacen parte de productos que ofrece la universidad, referenciado por su buen sabor, por lo cual en este proyecto se busca el diseño de un mecanismo que les permita extraer la materia prima sin pérdidas, fundamentando en este sentido lo económico y reflejados en estándares de calidad.

1.5. Delimitaciones

1.5.1. Conceptuales. Las temáticas a emplearse en este proyecto son: sistema de transmisión de potencia, Sistema de alimentación, Estructura, Ecuación de dosificación, Velocidad de avance y retroceso de la tolva, Análisis de fuerzas en las cadenas, Análisis de potencia calculada, selección de materiales, Rodamientos, Engranajes, Tornillos, ejes.

1.5.2. Operativa. El cumplimiento y desarrollo de los objetivos del proyecto se harán con base en los parámetros y requerimientos del presente documento y con la asesoría del director del mismo y de las personas que se necesiten como asesores o consultores en el transcurso de la investigación.

1.4.3. Temporal. El presente proyecto tendrá una duración estimada de 12 semanas a partir de la fecha de aprobación del anteproyecto.

1.5.4. Geográfica. El desarrollo se realizará en la granja de la Universidad Francisco de Paula Santander seccional Ocaña

Capítulo 2. Marco referencial

2.1. Antecedentes

2.1.1. A nivel mundial. El primer pueblo que se conoce que domesticó animales para ganadería de diferentes especies fue el ario, que mediante sus expediciones a otras tierras se difundieron a diferentes regiones. Existen una serie de pueblos que incluso erigieron monumentos, cultos religiosos como en la biblia que se menciona a Abel, como primer pastor de ovejas. (Ferrín, 2012, p.5)

En los inicios de la ganadería la alimentación se organizaba en pastoreos recurrentes de forraje, luego cuando surgía la escasez debido a la falta de lluvias o sequía, era normal alimentar el ganado en corrales con forraje segado y almacenado, granos de maíz, sorgo y cebada. (Mendoza 2015, p.44). Esta entrega de alimento se hacía manual, directamente al suelo y otros casos en canaletas de madera.

En 1872 los hermanos John e Isaías Hyatt fueron los pioneros en construir y patentar la primera máquina dosificadora, consistía en un pistón que contenía en la cámara de derivados celulósicos fundidos y era accionada manualmente; varios años después se le atribuye a Foster Grant en 1934 la primera máquina de dosificación hidráulica. (Sanchez & Sanchez, 2008, p. 17).

Con la llegada de nuevos materiales y nuevos conocimientos se han propuesto nuevas formas de alimentar todo tipo de ganado, el uso de estructuras que dosifican con gravedad como sucedió en el año 2015, los estudiantes conformados por: Gilmar Hernando Tuta Navajas, Juan Sebastián Rivera Cabezas, Katherin Gutiérrez Ávila y Sebastián Roa Prada de la universidad autónoma de Bucaramanga construyeron un dosificador de alimentos automáticos para perros de raza media.

La estructura está diseñada en madera tipo mdf, con una división para dosificar agua y concentrado, consiste en una caja de 46cm x 40cm x 40cm con espacio suficiente para almacenar aproximadamente un kilogramo de concentrado y tres kilogramos de agua.

(Gilmar Hernando Tuta Navajas, 2015). Al activarse la gravedad empujaba el alimento hacia una caja de plástico y lo mismo con el agua.

“Hoy en día se encuentran compañías dedicadas a la fabricación de máquinas de dosificación y de dosificación como es la compañía Gusther que se enfoca a la automatización de dichas máquinas y cuenta con equipos de dosificación para productos líquidos capaz de adecuarse a las necesidades de la industria cosmética, alimenticia y química.” (Sanchez y Sanchez, 2008, p. 17)

Se han presentado plataformas, comederos, dosificadores incluso regulados por bluetooth y wifi, tal es el caso de una tesis de grado en la cual dos estudiantes (Duván Alejandro Suarez Aguirre, David Manrique Pérez) diseñan un sistema dosificador de alimento para ganado bovino, en su tesis se basan en el comportamiento y fisiología del animal para reducir el estrés y su mal comportamiento.

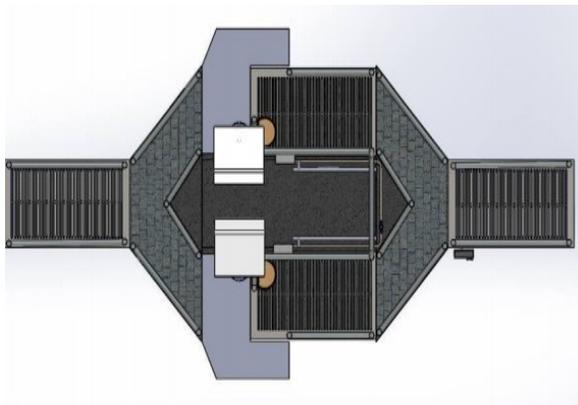


Figura 1. Vista superior de los cubículos.

Fuente: (Suárez, 2016).

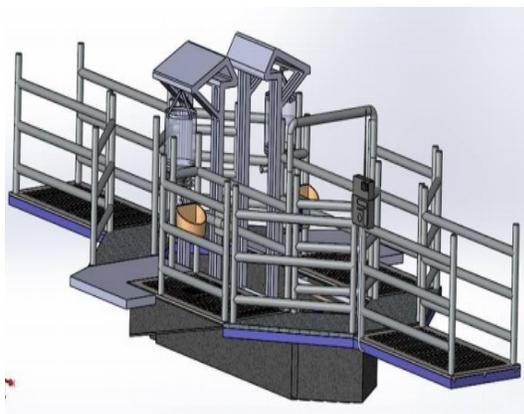


Figura 2. Sistema completo de alimentación.

Fuente: (Suárez, 2016).

En cuanto a la dosificación cuenta con una tolva regulada por Arduino y un actuador que permite el paso del alimento mediante sensores de peso del animal, esto sobre una estructura que puede moverse por el potrero que tiene 4 ruedas en la base. (Duván Alejandro Suarez Aguirre, 2016).

2.2. Alcance

El alcance de este proyecto es a nivel municipal ya que beneficiara a los ordeñadores de cabras dentro de la granja caprina en la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, debido a que con un diseño de una maquina dosificadora de bajo costo, semiautomática y plan de mantenimiento, con el cual se fomenta el uso de maquinaria semiautomática dentro de la estructura de producción de la granja caprina, además que cualquier estudiante de ingeniería mecánica de la universidad que quiere realizar el proceso de construcción de la maquina tendrá a disposición muy buen material para realizarlo.

2.3. Marco conceptual

2.3.1. Caprino. La cabra se engloba dentro de la clase Mamíferos, orden Ungulados, familia Bovidae, género Capra, especie Capra hircus. Existen numerosas teorías respecto al origen de la cabra, siendo la más aceptada para los tratadistas europeos la teoría de Auschler, que contempla tres tipos originarios de la cabra doméstica: Capra prisca, actualmente extinto y que ya se encontraba domesticada en la región del Caúcaso, Capra aegagrus, en zonas de Asia y Capra falconeri, cuyo representante más típico es la cabra de Cachemira.

2.3.2. La alimentación. Un alimento se puede definir como cualquier componente de una dieta que tiene una función útil, la mayoría de los alimentos proporcionan una serie de nutrientes, pero también se pueden incluir ingredientes para dar volumen, reducir la oxidación de nutrientes que se oxidan fácilmente, emulsionar grasas o dar sabor, color u otros factores relacionados con la aceptabilidad.

El alimento que en su mayoría es forraje de baja calidad (granos, complementas vitamínicos y minerales, matorrales, pastos herbáceos de escaso valor forrajero, especies arbustivas y arbóreas) representa el principal costo en la producción animal. En los rumiantes,

que comúnmente consumen más forraje que otras especies domésticas, el alimento representa o más total de los costos de producción y, en los animales no rumiantes, el costo del alimento puede ser de 80% o más del total de los costos de producción. (M. & Alonso, 2002, p.2)

Por lo tanto, es imperativo suministrar una dieta adecuada desde el punto de vista nutricional y preparar la ración de manera que se favorezca el consumo sin desperdicio y se permita una alta eficiencia en la utilización del alimento.

Los métodos de preparación de alimentos que se utilizan para cerdos y aves de corral son relativamente sencillos y pocos en comparación con la variedad de métodos disponibles para los alimentos de los rumiantes. Nuestro estudio se referirá a los métodos que se usan principalmente con forrajes de fibra, granos y no a los métodos que se usan para procesar harinas de semillas oleaginosas y subproductos de granos.

2.3.3. Métodos no mecánicos de comederos. Existen formas de alimentación muy ingeniosas para otras especies, las cuales son criadas por sus carnes como los cuyes, estos modelos estáticos sin elementos mecánicos generan una idea de cómo podría implementarse para la alimentación caprina con forraje solamente, las siguientes imágenes muestran estos 4 modelos.



Figura 3. Comedero cilíndrico con forraje y malla metálica.

Fuente: (Pinto y Duran, 2006)

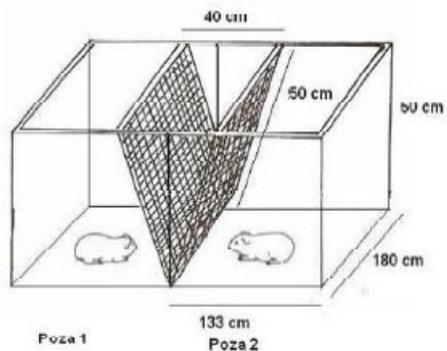


Figura 4. Comedero de malla en V.

Fuente: (Pinto y Duran, 2006)

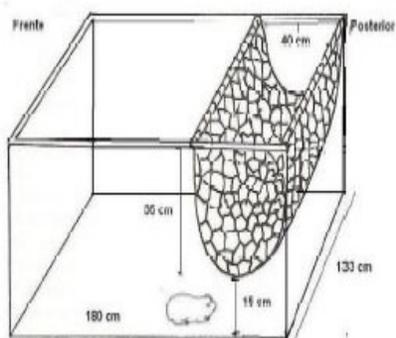


Figura 5. Comedero malla colgante en forma de U.

Fuente: (Pinto & Duran, 2006).

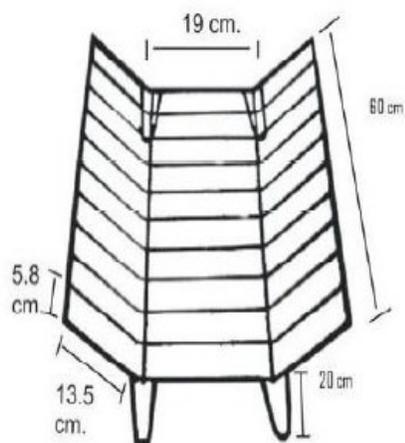


Figura 6. Comedero tipo parrilla.

Fuente: (Pinto & Duran, 2006)

2.3.4. Tolva. “Se denomina tolva a un dispositivo destinado a depósito y canalización de materiales granulares o pulverulentos. En muchos casos, se monta sobre un chasis que permite el transporte”, estas varían de tamaño y de materiales, casi siempre son cónicas siendo la entrada de material la parte superior y salida la inferior. (Avella y Sánchez, 2008, p.26). Los tipos de tolvas más conocidos son:

2.3.4.1. Tolva de grueso. Son depósitos usados para almacenar el mineral bruto que viene de la mina, y así alimentar las chancadoras en forma regular, generalmente son de concreto armado, Según Ramiro Suice Bonifacio, ingeniero mecánico, “Es un paralelepípedo truncado por un plano inclinado en el fondo, la parte superior generalmente tiene una parrilla para no dejar pasar los materiales más grandes que la recepción de la chancadora, en la parte inferior central

tiene una compuerta de descarga. El acceso al interior será por una escalerilla, la misma que contará con una soga y cinturón de seguridad”.

2.3.4.2. Tolva de finos. Son tolvas con forma de cono, usualmente fabricadas con planchas de acero. Así como su nombre lo indica se utiliza para almacenar minerales finos, y abastecer a los molinos de forma regular. (Calvo, 2018, p.20)

Variables a considerar en el diseño de una tolva:

1. Densidad aparente del mineral.
2. Propósito de la tolva y el efecto que tendrían sus dimensiones básicas para su aplicación
3. Material necesario para la construcción de la tolva.
4. Angulo de reposo del mineral.
5. Angulo de la tolva = ángulo de reposo del mineral + 15 grados de acuerdo al Euro código.
6. Volumen inútil de 15 a 30 % del volumen total.
7. Porcentaje de humedad del mineral que este en el rango permisible.

(Calvo, 2018, p. 31)

2.3.5. Tipos de flujos en tolvas. Es la cantidad de concentrado que puede salir de una tolva a determinada velocidad, alta o baja o si no logra salir, depende de factores como la geometria y el material constructivo de la tolva (principalmente en las paredes de la tolva de

descarga) y las características del material almacenado. Pueden desarrollarse dos tipos de flujos para sólidos a granel, como son:

2.3.5.1. Flujo másico. Se presenta cuando las paredes de la tolva están lo suficientemente inclinadas y suaves que permite la salida del material, siempre está en movimiento y no se pega en las paredes.

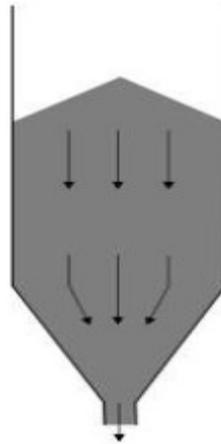


Figura 7. Flujo másico en un silo.

Fuente: (Guerrero, 2016, p.5)

2.3.5.2. Flujo de embudo. Ocurre cuando las paredes no son lo suficientemente inclinadas y el material no desliza bien sobre ellas, o cuando la abertura de descarga no es efectiva; en este tipo de flujo, la salida de material solamente es céntrica, el resto se mantiene atrapada en las regiones circundantes ocasionando pérdidas económicas.

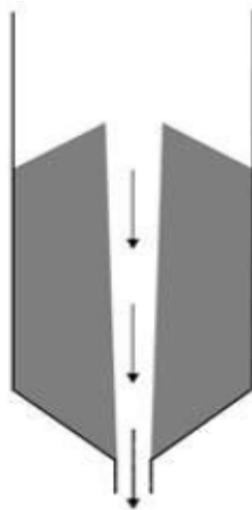


Figura 8. Flujo de embudo en un silo.

Fuente: (Guerrero, 2016, p.6)

2.3.6. Características físicas de materiales sólidos a granel

2.3.6.1. Distribución granulométrica. “Corresponde a la distribución en tamaño que poseen las partículas que forman un material sólido a granel. Estos materiales se caracterizan principalmente por poseer un tamaño de partícula irregular y no homogéneo entre sí. Es por ello que conocer la distribución granulométrica es determinante a la hora de diseñar equipos de almacenamiento. Para el caso particular del diseño de silos, la relación de abertura de descarga de una tolva cónica debe ser al menos 6 a 8 veces el tamaño máximo de partícula del material. Según la norma chilena NCh435. Of55” (Guerrero, 2016, p.7)

2.3.6.2. Contenido de húmedas. Hace referencia a la cantidad de agua presente en la superficie del material sólido, ya que afecta la cohesión y fluidez entre las partículas. Se determina la Norma Chilena NCh 1515. Of79 (Guerrero, 2016, p.7)

2.3.6.3. Densidad de partícula. Es la densidad real que tiene el sólido a granel, se determina llenando cierto volumen del material y luego aplanándose para retirar la mayor

cantidad de aire posible dentro y reducir el espacio que existe entre las partículas, luego se aplica la ecuación de masa/volumen y obtenemos la densidad (Guerrero, 2016, p.8).

2.3.7. Dosificación de granos. Es un sistema que permite regular la cantidad o porción de elementos dispuestos a ser implementados. (Ramírez, 2000).

2.3.8. Dosificadoras. Son dispositivos o estructuras destinadas a proporcionar alimento al ganado de forma periódica o constante, pero siempre racionada, existen en el mercado muchos sistemas de dosificación siendo los cónicos que funcionan por gravedad muy comunes, un ejemplo son los utilizados en los gallineros. (Gil, 1995).

2.3.8.1. Por pistón. Su funcionamiento es simple, el movimiento de la biela que genera el retroceso en el pistón permite la entrada de fluido en la cabina donde este se aloja, luego el pistón vuelve a subir inyectando el fluido a los envases y así se mantiene constantemente todo el proceso (Nuñez y Palacio, 2005, p.32).

2.3.9. Dosificadores volumétricos. “Son utilizados principalmente para dosificar productos homogéneos en sus características físicas, forma, tamaño, peso como polvos, líquidos viscosos, algunos cereales y granos”. (Fajardo & Sanchez, 2006, p.27)

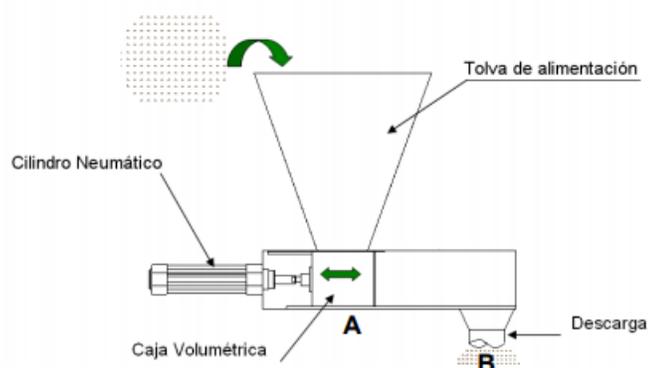


Figura 9. Dosificadora volumétrica.

Fuente: (Zapata, 2010, p.73)

Ventajas de este tipo de dosificadoras:

Facil de manufacturarse y reemplazo de componentes.

Moderados costos de materiales.

Aceptable exactitud en la cantidad a empacar.

Desventajas:

Bajo rendimiento.

Si se requiere un cambio de volumen cuando el producto es modificado, debe cambiarse el cilindro, el piston y la tolva (Zapata, 2010, p. 73).

2.3.10. Propiedades mecánicas. “Describe la forma en que un material soporta fuerzas aplicadas, incluyendo fuerzas de tensión, compresión, impacto, cíclicas o de fatiga por altas temperaturas”. (Fajardo y Sanchez, 2006, p.34)

2.3.11. Motor de inducción trifásico. Es una máquina que opera con corriente eléctrica y que no requiere conexiones a la parte rotatoria llamada rotor, la transferencia de energía se realiza mediante inducción electromagnética, que es producido por el devanado estacionario del estator que induce una fuerza electromotriz y una corriente al rotor. (Harper, 2005, p.327).

En general, los motores electricos desempeñan un papel importante en diferentes tipos de aplicaciones, en especial en la industria, seestima que un 90% de las aplicaciones industrial se utiliza algun tipo de motor electrico.

2.3.11.1. Principio de funcionamiento. El devanado del estator esta constituido por tres arrollamientos desfasados 120 grados y de 2p polos, se se hace circular por ellos una corriente trifasica se produce una onda rotativa fmm distribuida senoidalmente por la periferia

del entrehierro, que genera el giro en el rotor. Se expresa la velocidad de sincronismo en r.p.m y esta dada por la ecuacion:

$$N1 = 60 * f/p \text{ (r.p.m.)}$$

(Bort, 2002, p.30)

Siendo:

N1: velocidad de sincronismo.

f: frecuencia de la red.

p: número de polos.

2.3.11.2. Selección de motores eléctrico. La ingeniería ha desarrollado metodos analiticos y computacionales para determinar el mejor tipo de motor y sus características para aplicaciones en concreto. Los parametros que deben tenerse en cuenta son los siguientes:

Costo inicial.

Capacidad de la red.

Necesidad de correccion del factor de potencia.

Conjugados requeridos.

Efecto de inercia de la carga.

Necesidad o no de regulacion de velocidad.

Ambiente al que se expone el motor.

(WEG, 2010, p.55).

Aspectos mecanicos a tener en cuenta:

2.3.11.3. Conjugado de arranque. Al encender un motor existe una fuerza en el eje que debe vencerse para que este gire, se le conoce como inercia estatica, es necesario que el conjugado del motor sea siempre superior al conjugado de la carga.

2.3.11.4. Conjugado de aceleración. Conjugado necesario para acelerar la carga a la velocidad nominal, graficamente se selecciona degradando la horizontal debajo de la curva de resistencia a la carga.

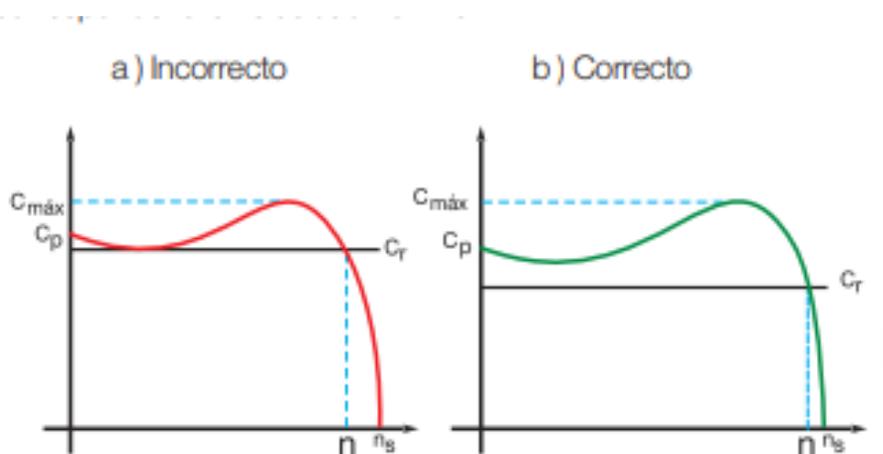


Figura 10. Selección de motor considerando el conjugado resistente de la carga.

Fuente: (WEG, 2010, p.55).

Siendo:

C_{max} : conjugado máximo.

C_p : conjugado de arranque.

C_r : conjugado resistente.

n_s : rotación síncrona.

n : rotación nominal.

2.3.11.5. Conjugado nominal. Es necesario para mover la carga en condiciones de funcionamiento a la velocidad específica, puede ser constante o variable. Puede dividirse en tres: Conjugado constante, conjugado variable o potencia constante. (WEG, 2010, p.56).

2.3.11.6. Selección de motor para diferentes cargas

Tipos de carga	Conjugado requerido		Característica de la carga	Tipo de motor usado
	Arranque	Máximo		
 Bombas centrífugas, ventiladores, taladradoras, compresores, rectificadoras, trituradores.	Entre 1 y 1,5 veces el conjugado nominal	Valores máximos entre 220% y 250% del nominal	<ul style="list-style-type: none"> ■ Condiciones de arranques fáciles, tales como: engranajes intermediarios, baja inercia o uso de acoplamientos especiales, simplifican el arranque ■ Máquinas centrífugas, tales como: bombas donde el conjugado aumenta al cuadrado de la velocidad hasta un máximo, conseguido en la velocidad nominal ■ En velocidad nominal puede estar sujeta a pequeñas sobrecargas 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Conjugado normal ■ Corriente de arranque normal ■ Categoría N
 Bombas alternativas, compresores, cargadores, alimentadores, laminadoras de barras.	Entre 2 y 3 veces el conjugado nominal	no mayor a 2 veces el conjugado nominal	<ul style="list-style-type: none"> ■ Conjugado de arranque alto para vencer la elevada inercia, contra presión, fricción de parada, rigidez en los procesos de materiales o condiciones mecánicas similares ■ Durante la aceleración, el conjugado exigido cae para el valor del conjugado nominal ■ No es aconsejable sujetar el motor a sobrecargas, durante la velocidad nominal 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Conjugado de arranque alto ■ Corriente de arranque normal ■ Categoría N
 Prensas punzones, grúas, puentes rodantes, elevadores de grúa, tijeras mecánicas, bombas de aceite para pozos.	3 veces el conjugado nominal	Requiere 2 a 3 veces el conjugado nominal. Son consideradas pérdidas durante los picos de carga.	<ul style="list-style-type: none"> ■ Cargas intermitentes, las cuales requieren conjugado de arranque, alto o bajo ■ Requieren arranques frecuentes, paradas y reversiones; ■ Máquinas accionadas, tales como: prensas punzones, que puedan usar volantes para soportar los picos de potencia ■ Es conveniente una pequeña regulación para amenizar los picos de potencias y reducir los esfuerzos mecánicos en el equipo accionado ■ La alimentación precisa ser protegida de los picos de potencias, resultantes de las fluctuaciones de carga 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Conjugado de arranque alto ■ Corriente de arranque normal ■ Alto deslizamiento ■ Categoría D
 Ventiladores, máquinas-herramientas.	Algunas veces se precisa solamente parte del conjugado nominal; y otros, muchas veces el conjugado nominal.	1 o 2 veces el conjugado nominal en cada velocidad.	<ul style="list-style-type: none"> ■ Dos, tres o cuatro velocidades fijas son suficientes ■ no es necesario el ajuste de velocidad ■ El conjugado de arranque puede ser pequeño (ventiladores) o alto (transportadores) ■ Las características de funcionamiento en varias velocidades, pueden variar entre potencia constante, conjugado constante o de conjugado variable ■ Las máquinas de cortar metal tienen potencia constante ■ Las cargas de fricción son típicas de conjugado constante ■ Las cargas de fricción son típicas de conjugado constante 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Conjugado normal o alto (velocidades múltiples)

Figura 11. Características para diferentes cargas en motores trifásicos.

Fuente:(WEG, 2010, p.56).

2.3.12. Ecuaciones de cinemática. “También llamada mecánica clásica, es cuando se considera el movimiento en una dimensión, esto es: el movimiento de un objeto a lo largo de una línea recta”. (Serway y Jewett, 2008).

2.3.13. Rodamientos. Son elementos mecánicos de apoyo que se utilizan, por lo general, para permitir movimientos en ejes de rotación, consiste en dos aros o anillos (interior y exterior), entre los cuales se aloja una jaula o separador que previene el contacto entre los elementos rodantes existen de muchas formas, como esferas, conos, agujas, rodillos, etc. (Castro, 2007)

2.3.13.1. Clasificación de rodamiento. Se clasifican según la carga que soporten como el mostrado en la siguiente tabla:

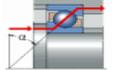
Tipo de rodamiento	Gráfico	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga de empuje
Una hilera de bolas con ranura profunda		Buena	Regular
Doble hilera de bolas, ranura profunda		Excelente	Buena
Contacto angular		Buena	Excelente
Rodillos cilíndricos		Excelente	Mala
Agujas		Excelente	Mala
Rodillos esféricos		Excelente	Regular a Buena
Rodillos cónicos		Excelente	Excelente
Axiales		Mala	Excelente

Figura 12. Clasificación de tipos de rodamientos.

Fuente: (Zapata, 2010, p.38)

2.3.14. Resistencia del material. “Es una propiedad interna de un material o de un elemento mecánico, por la selección de un material particular, un proceso o ambos.” (Budynas y Nisbett, 2008, p. 30).

2.3.15. Transmisiones por cadenas. “Las características básicas de las transmisiones de cadenas incluyen una relación constante puesto que no se involucran al deslizamiento ni el arrastre, vida larga y capacidad de impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia”. (Budynas y Nisbett, 2008, p. 876).

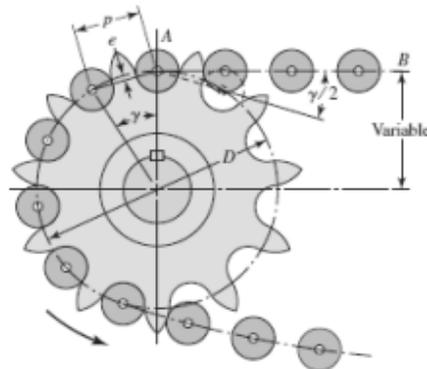


Figura 13. Conexión entre una cadena y su catarina.

Fuente: (Budynas y Nisbett, , 2008, p.817).

Las cadenas y catarinas no se diseñan, sino que se seleccionan, para hacerlo deben seguirse los siguientes pasos:

- a) Determinar el tipo de carga a transmitir.
- b) Seleccionar el factor de servicio.
- c) Calcular la potencia de diseño.
- d) Seleccionar el tipo de cadena.
- e) Determinar el número de dientes de la rueda pequeña.
- f) Determinar el número de dientes de la rueda grande.

g) Determinar la distancia entre centros.

h) Calcular el largo de la cadena.

El factor de servicio se toma en consideración de la carga y si hay presencia humana, con el fin de evitar accidentes por diseño será alto si hay empleados manejándolo o muy cerca, en general se puede tomar de catálogos de fabricantes o libros de diseño mecánico (Zapata, 2010, p.45).

2.3.16. Diseño asistido por computador “CAD”. “Es una técnica de análisis, una manera de crear un modelo del comportamiento de un producto aun antes de que se haya construido” (Lazo y Rojas, 2006, p.2).

2.3.17. Automatización. Para la ingeniería mecánica, la automatización hacer parte de su programa integral de formación, esencial para la era moderna que dirige los procesos industriales a eliminar la intervención humana; “en términos técnicos automatización significa funcionamiento automático de una maquina encaminado a un fin único, lo cual permite realizar la poca intervención de la mano del hombre. El término de automatización se ha utilizado para describir sistemas no destinados a la fabricación en los que dispositivos automáticos puedan funcionar en forma independiente” (Quiroz, 2008, p.8).

2.3.18. Tipos de comederos según su principio de funcionamiento

2.3.18.1. Comedero Automático de tornillo sin fin. Un tornillo con espiras ondeadas se encuentra dentro de un tubo cilíndrico, los granos caen desde la tolva verticalmente y el movimiento giratorio del tornillo lo empuja lentamente hacia la salida.

2.3.18.2. Comedero automático de varillas de empuje. “Consta de un listón de arrastre afectado de un movimiento de vaivén que lleva a los lados las varillas de empuje del

alimento. Estos transportadores son idóneos para forrajes picados, tanto verdes como ensilados hasta una longitud de 15 cm”. (Suarez y Pérez, 2016, p.11)

2.3.18.3. Comedero automático de cadena. “Funciona en circuito cerrado y lleva unos listones de arrastre a intervalos de 60-70 cm. El canal de transporte sirve al mismo tiempo de comedero. Las instalaciones de cadenas son apropiadas, además para piensos granulados, para forrajes verdes, ensilados y para heno picado cuya longitud no sobrepase los 12 cm, no permitiendo una dosificación diferente para las distintas plazas del ganado” (Suarez y Perez, 2016, p. 11).

2.3.18.4. Comedero automático de banda móvil suspendida. Una banda móvil de longitud considerable lleva el pienso en su superficie que al moverse llega al ganado hasta sus corrales.

2.3.18.5. Comedero automático de espira. “Se utiliza fundamentalmente para la distribución de alimentos en gallineros y granjas de cerdos. El hecho de no tener eje interior y ser un elemento elástico hace que tengan menos averías” (Suarez y Pérez, 2016, p.12).

2.3.19. Dosificación de alimento

2.3.19.1. Dosificación excesiva de concentrado. “El principal problema de este exceso, es la pérdida económica significativa; y el segundo acarrea aún más problemas, dado que un excesivo consumo de concentrado en el animal puede causar trastornos ruínales como la denominada acidosis del rumen (Es un trastorno digestivo que más afecta a los bovinos lecheros). Numerosos factores influyen en la presentación de esta patología, que van desde el tipo y proporción de ingredientes de la ración, hasta la temperatura y el agua consumida.

Lo que se traduce en una disminución de la cantidad de leche que produce la vaca” (Suarez y Perez, 2016, p.12).

2.3.19.2. Dosificación insuficiente de concentrad. La dosificación insuficiente de concentrado es aún más perjudicial, dado que el ganado no recibe los nutrientes completos necesarios para el desarrollo de su producto. “Así mismo la demanda de energía para ejecutar este proceso es alta por lo tanto si el animal no cuenta con una fuente de suplementación adecuada para su producción se genera un proceso en el cual el bovino empieza a sacar el calcio de sus huesos para inyectarlos a la leche, y paralelamente las reservas de grasa de su cuerpo para generar la energía suficiente para mantenerse, dando como resultado un deterioro en la condición corporal lo que puede causar la muerte del animal” (Suarez y Perez, 2016, p.12).

2.3.20. Eje de transmisión. Es un elemento cilíndrico de sección transversal circular, que puede estar fijo o girando, sobre el cual se montan engranes, poleas, volantes, ruedas de cadena, manivelas o manubrios, así también como otros elementos mecánicos de transmisión de fuerza y potencia. Un eje de soporte es aquel que no transmite carga de torsión y puede ser fijo o rotatorio mientras que el husillo es un eje de transmisión rotatoria de corta longitud; el diseño de una flecha o eje comienza luego de diseñarse los demás componentes de la máquina. (Mischke, 2004, p.1118).

Los ejes están sometidos a diferentes fuerzas que están dadas para la función que están siendo diseñados, los tres existentes son radial, tangencial y axial.

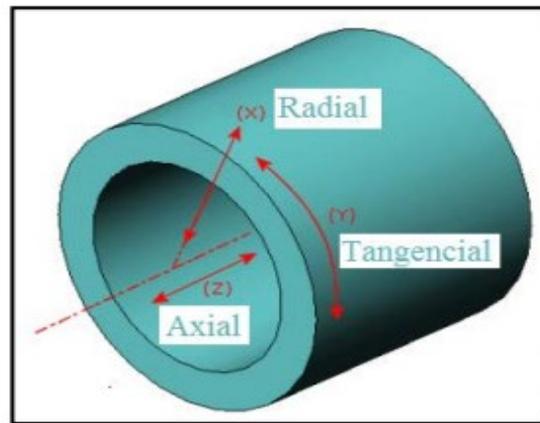


Figura 14. Fuerzas que actúan sobre una flecha hueca.

Fuente: (Velez y Quishpe, 2013, p.16)

Radial: Es la fuerza en el sentido del radio, imaginen un lazo que hala el eje desde el centro hacia afuera y así en toda su longitud.

Axial: Es la fuerza en el sentido horizontal del eje, a lo largo de este, es una fuerza que hala en esa dirección.

Tangencial: Es la fuerza en la tangente de la geometría de la barra (Velez y Quishpe, 2013, p.16).

2.3.20.1. Configuración del eje. Se refiere al acomodo de los elementos que lo conformaran, por ejemplo, engranes, cojinetes y poleas, estos deben ser especificados en los primeros pasos del proceso de diseño ya que son necesarios para realizar los analisis de fuerzas y los momentos cortantes. (Budynas y Nisbett, 2008).

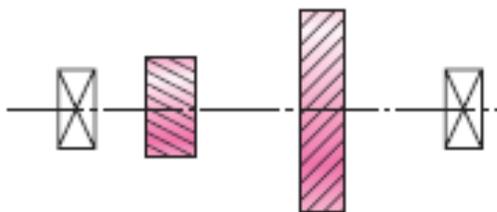


Figura 15. Dos engranes ubicados sobre un eje y los dos engranes representados por una caja con una x dentro.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008).

2.3.21. Sistemas de dosificación

2.3.21.1. Dosificación por gravedad. Es cuando se aprovecha la fuerza de la gravedad para dosificar fluidos, polvos, granos y demás, tienden a ser anchos en la parte superior que a medida que desciende se simplifica el tamaño de la tolva, controlando solamente la salida del material con valvulas.



Figura 16. Máquina dosificadora mediante dosificación por gravedad.

Fuente: (Rosero, 2013, p.14).

2.3.21.2. Dosificación por cinta transportadora. “Es un sistema de transporte continuo formado básicamente por una banda continua que se mueve entre dos tambores y un

motor que la acciona. El material es depositado sobre la tolva y la banda se encuentra debajo de la salida de la misma, su movimiento lleva afuera el material depositandolo donde se requiera (Rosero, 2013, p.15).

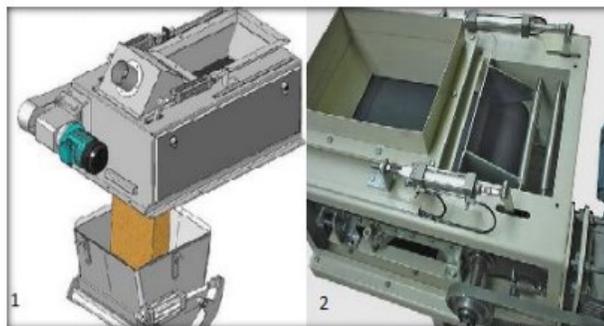


Figura 17. Sistema de dosificación por cinta transportadora

Fuente: (Rosero, 2013, p.15).

2.3.21.3. Dosificación por canal vibrante. Este sistema también aprovecha a dosificación por gravedad, con una adición que es un motor que genera vibración a la tolva, de esta forma mejora la caída del material, aumentando su velocidad y cantidad.

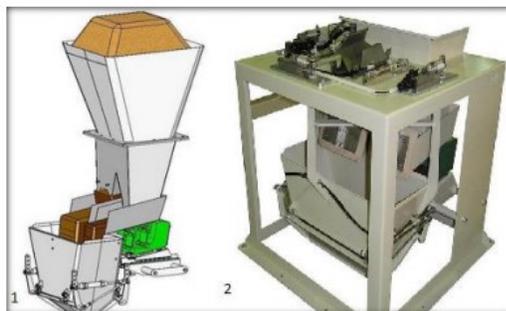


Figura 18. Sistema de dosificación por canal vibrante

Fuente: (Rosero, 2013, p.16).

2.3.21.4. Dosificación por tornillo sin fin. Se utilizan para elevar a una tolva el material a dosificar, o de otra forma, esta a la salida de la tolva como metodo para llevar horizontalmente las particulas para que por gravedad caigan donde se requiera.

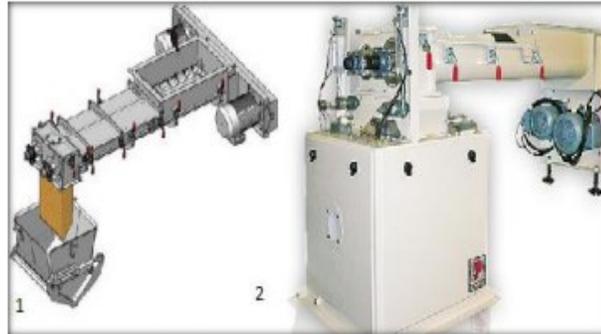


Figura 19. Sistema de dosificación por tornillo sin fin

Fuente: (Rosero, 2013, p.17).

2.3.22. Tornillos, sujetadores y roscas. Los métodos típicos para sujetar o unir partes usan dispositivos tales como pernos, tuercas, pasadores, cuñas, remaches, soldadura o adhesivos, el propósito de ingeniería es reducir la mayor cantidad de estos para reducir costos, pero a la vez para facilitar el mantenimiento.

2.3.22.1. Definiciones de roscas

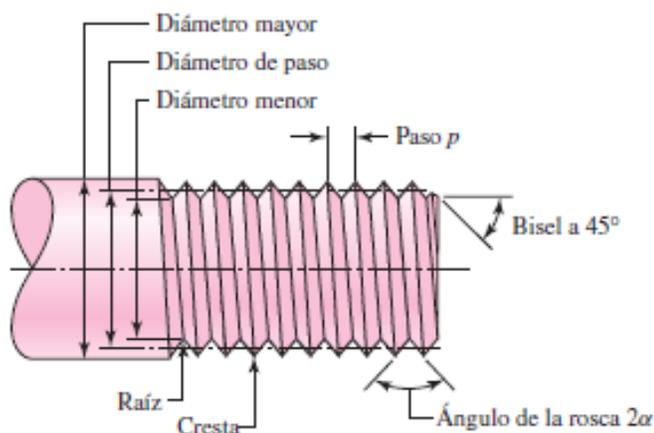


Figura 20. Terminología de roscas de tornillos.

Fuente: (Budynas y Nysbett, 200, p.397)

Siendo:

El *paso* es la distancia entre dos cuerdas adyacentes, medida en forma paralela al eje de la rosca.

El *diámetro mayor* d es el diámetro más grande de una rosca de tornillo.

El *diámetro menor* (o raíz) d_r es el diámetro más pequeño de una rosca de tornillo.

El diámetro de paso d_p es un diámetro teórico entre los diámetros mayor y menor.

El *avance* l , que no se muestra, es la distancia que se desplaza una tuerca en forma paralela al eje del tornillo cuando a ésta se le da una vuelta. En el caso de una rosca simple el avance es igual al paso. Toda rosca se fabrica con la condición de la mano derecha. (Budynas y Nysbett, 200, p.396).

2.3.22.2. Sujetadores roscados. El más conocido es el de cabeza hexagonal roscado y su propósito es sujetar mientras une dos o más partes; la arandela para este tornillo se selecciona

en base a las dimensiones del ancho entre las caras planas de la cabeza hexagonal, existen otros tipos de tornillos dependiendo del material al que se aplicara.

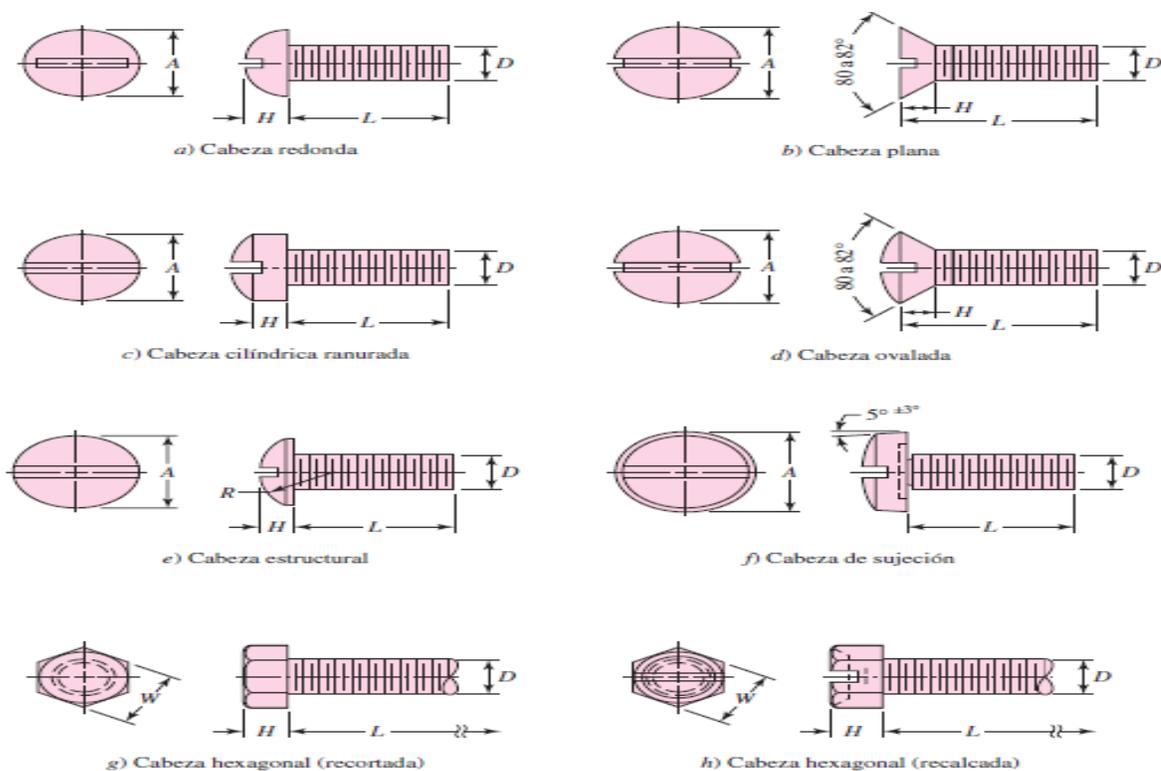


Figura 21. Tipos de cabezas de tornillos usados en máquinas.

Fuente: (Budynas y Nysbett, 2009, p.410).

2.3.23. Material a utilizar

2.3.23.1 Acero Inoxidable. “En metalurgia, el acero inoxidable se define como una aleación de acero con un mínimo de 10% de cromo en su composición. El acero inoxidable es resistente a la corrosión, dado que el cromo, posee gran afinidad con el oxígeno y reacciona con él formando una capa de óxido cromoso que evita el contacto del aire con el hierro impidiendo su corrosión”. El acero inoxidable se encuentra en gran cantidad de artículos en el mercado, destacando los 4 principales, como son: los electrodomésticos, los vehículos, la construcción y la industria alimentaria. (Navas, 2012, p.13).

2.3.24. Transmisión por poleas. Para la transmisión por polea las cuerdas o bandas deben ir unidas a un punto fijo para así lograr su cometido que es transmitir la velocidad sin deslizamiento y la potencia requerida, aunque se pierda una parte de esta; su principal ventaja es que reduce el peso de la mano y además que es fácil de implementar.

Su funcionamiento es como sigue, cuando el eje de una maquina motriz (motor) gira a una velocidad de rotación n , una polea se encuentra solidaria, enchavetada, atornillada o soldada, que girará a la misma velocidad de rotación n y la velocidad tangencial v en la periferia de la polea dependerá del radio de la misma. Transmite por fricción a través de una correa o cuerda, su movimiento a otra polea que este montada sobre el eje de otro mecanismo receptor de movimiento, el cual según sea la relación de transmisión, podrá reducir, igualar o mayor velocidad de rotación, la polea que transmite es la motora y la que recibe es la conducida (Burgos, 2010).

2.3.25. Bandas. Los cuatro principales tipos de bandas son: las bandas planas, las redondas, las V y las de sincronización, van sostenidas por poleas según el tipo de banda, son utilizadas para distancias grandes entre centros, transmitir velocidad y potencia, aunque

algunas no la transmiten adecuadamente por las holguras y deslizamientos, errores de montaje.

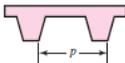
Tipo de banda	Figura	Unión	Intervalo de tamaños	Distancia entre centros
Plana		Si	$t = \begin{cases} 0.03 \text{ a } 0.20 \text{ pulg} \\ 0.75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No hay límite superior
Redonda		Si	$d = \frac{1}{8} \text{ a } \frac{3}{4} \text{ pulg}$	No hay límite superior
Tipo V		Ninguna	$b = \begin{cases} 0.31 \text{ a } 0.91 \text{ pulg} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limitada
De sincronización		Ninguna	$p = 2 \text{ mm y mayor}$	Limitada

Figura 22. Tipos de bandas.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008).

2.3.25.1 Bandas en V. Las siguientes tablas son usadas para diseñar y seleccionar la banda en V.

Sección de la banda	Ancho a , pulg	Espesor b , pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 y mayores

Figura 23. Clases de secciones de bandas en V estándar.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008)

Sección	Circunferencia, pulg
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Figura 24. Circunferencias interiores de bandas en V estándar.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008)

Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

Figura 25. Dimensiones de longitud de bandas en V estándar.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008)

“Para especificar una banda en V, se proporciona la letra de sección de la banda, seguida por la circunferencia interior en pulgadas (las circunferencias estándar se proporcionan en la tabla 17-10). Por ejemplo, B75 es una banda con sección B que tiene una circunferencia de

75 pulg”. (Budynas & Nisbett, 2008) 879.

Con frecuencia, los cálculos implicados en la longitud de la banda se basan en la longitud de paso. Para cualquier sección de banda dada, la longitud de paso se obtiene

sumando una cantidad a la circunferencia interior (tablas 17-10 y 17-11). Por ejemplo, una banda B75 tiene una longitud de paso de 76.8 pulg.

Para velocidades menores de 1000 ft/min o mayores de 5000 ft/min:

La longitud de paso L_p y la distancia entre centros C se determinan mediante

$$L_p = 2C + \pi(D + d)/2 + (D - d)^2/(4C)$$

$$C = 0.25 \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\}$$

Figura 26. Velocidades menores

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

La distancia entre centros no deberá ser mayor que tres veces la suma de los diámetros de la polea y no debe ser menor que el diámetro de la polea mayor.

2.4. Marco legal

2.4.1 A nivel local. En la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña existe:

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

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

a. Proyecto de Investigación

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

b. Proyecto de extensión.

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

- Pasantía
- Trabajo dirigido

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

Parágrafo 2. Para algunos planes de estudio y de acuerdo a sus características el consejo académico podrá obviar la presentación de trabajo de grado. (Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, 1996)

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

- a. Presentación de anteproyecto o plan de trabajo correspondiente a la modalidad del proyecto seleccionado.
- b. Desarrollo de la investigación o ejecución física del proyecto.
- c. Sustentación de la investigación y/o verificación o aval de la realización del proyecto.

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

Parágrafo 1. La universidad incorporara los trabajos de grado como componentes básicos de su hacer y creara bancos de proyectos en los Departamentos Académicos y en la Vicerrectoría asistente de Investigación y Extensión. (Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, 1996).

2.4.2 A nivel nacional. Constitución Colombiana. Capítulo II. De los derechos sociales, económicos y culturales.

Artículo 61. El Estado protegerá la propiedad intelectual por el tiempo y mediante las formalidades que establezca la ley.

Artículo 65. La producción de alimentos gozará de la especial protección del Estado. Para tal efecto, se otorgará prioridad al desarrollo integral de las actividades agrícolas, pecuarias, forestales y agroindustriales, así como también a la construcción de obras de infraestructura física y adecuación de tierras.

De igual manera, el Estado promoverá la investigación y la transferencia de tecnología para la producción de alimentos y materias primas de origen agropecuario, con el propósito de incrementar la productividad.

2.4.3 A nivel internacional. (Asociación Americana de Ensayo de Materiales) ASTM-A913. Especificación estándar para formas de acero de baja aleación de alta resistencia de la calidad estructural, producido por el proceso de templado y auto-templado (QST) (ASTM, 2015)

Norma ASTM A 36/A 36M – 00a, la norma ASTM A-36 habla de los métodos de sujeción de estructuras, la cual incluye los pernos y remaches que son removibles, el cual debe ser más resistente y de mayor tamaño si la carga a soportar aumenta (ASTM, 2015).

Norma técnica NTC 5022, habla de materiales en contacto con productos alimenticios, esta norma trata temas para la correcta elección del tipo de ensayo, de las condiciones y del método más apropiado para una determinada aplicación.

5022-1 específica sobre los elementos plásticos que estén en contactos con alimentos.

5022-2 especifica los metales y aceros utilizados para elementos que están en contacto con los alimentos. (Vaca y Cortes, 2016, p.34)

Norma NTC 1560 se encarga de verificar de dos tipos de aceros utilizados para la fabricación de estructuras.

ISO 9001 esta norma internacional se aplica a los sistemas de gestión de calidad (SGC) y se centra además en todos los elementos de administración de calidad con los que una empresa debe contar para tener un sistema efectivo que le permita administrar y mejorar la calidad de sus productos o servicios.

UNE- EN 1672-2, norma europea que dice para las maquinas en contacto con alimentos; “ Durante la producción, y para proteger el alimento, los componentes de la máquina no deben desprender sustancias nocivas ni que alteren negativamente el sabor ni el olor de los alimentos, tanto por contacto directo como indirecto”. (UNE, 2009).

Capítulo 3. Diseño metodológico

3.1. Tipo de investigación

El Proyecto universitario se realizará en la granja de la sede algodonal, de la universidad francisco de paula Santander donde, mediante una investigación aplicada ya que se busca resolver una necesidad y una metodología descriptiva ya que se desarrolla un diseño de comederos para el hato caprino en las instalaciones de Producción Animal, la cual se basó en el problema actual y supervisando la necesidad que requería dichas instalaciones. Para investigar el material y el diseño más factible de los comederos, se basó en el enfoque lógico del problema actual y en las necesidades que requiere la universidad. Para esto se utilizaron los métodos factibles como son:

Entrevista directa.

Observación directa.

Investigación Bibliográfica.

3.2. Población

En el desarrollo del presente proyecto la población que se estudia será los conceptos de las maquinas dosificadoras de granos y todo elemento mecánico asociado con la finalidad de cumplir con su diseño y funcionamiento.

3.3. Muestra

Se recopilarán datos arrojados por bases teóricas que se ha tenido a lo largo de la carrera, mediante recomendaciones de asesores y documentación bibliográfica para determinar los requerimientos para el diseño de la maquina dosificadora de granos.

3.4. Fases del proyecto de investigación

Acá están las fases para el desarrollo del proyecto cumpliendo con los objetivos específicos antes elaborados. De esta forma se formulan cada una de las fases y sus actividades al fin de dar una solución al problema mencionado.

3.4.1. Fase I: Estudiar los mecanismos existentes en cuanto a dosificación de alimentos en el ámbito agropecuario para establecer los parámetros iniciales del sistema.

Para el cumplimiento del objetivo se desarrollarán las siguientes actividades.

3.4.1.1 visitar a la granja para recolectar información específica del proceso.

3.4.1.2 investigar los tipos de máquinas dosificadoras en el mercado y cómo funcionan.

3.4.1.3 Establecer y especificar los requerimientos y funcionamientos de la maquina dosificadora.

3.4.2. FASE II: Realizar los cálculos del diseño correspondientes. Para el cumplimiento del objetivo se desarrollarán las siguientes actividades.

3.4.2.1 Diseñar la tolva y sistema de dosificación de granos.

3.4.2.2 Seleccionar los ejes, catarinas, cadenas y materiales más óptimos para el sistema establecido.

3.4.2.3 seleccionar el motor necesario que cumpla los requerimientos de los cálculos realizados.

3.4.2.4 Determinar las sujeciones de los materiales seleccionados.

3.4.2.5 Establecer la ecuación de movimiento del sistema establecido.

3.4.3 FASE III: Diseñar en solidworks la estructura completa con su respectivo análisis cinemático. Para el cumplimiento del objetivo se desarrollaran las siguientes actividades.

3.4.3.1 Realizar el ensamble de la maquina diseñada en solidworks.

3.4.3.2 Simular la cinemática del sistema establecido.

3.4.3.3 Generar los planos de la maquina dosificadora diseñada.

Capítulo 4. Desarrollo del proyecto por medio de las actividades propuestas

Fase I: Estudiar los mecanismos existentes en cuanto a dosificación de alimentos en el ámbito agropecuario para establecer los parámetros iniciales del sistema

4.1. Visitar a la granja para recolectar información específica del proceso.

El director del proyecto caprino de la granja ha establecido unas condiciones de implementación del sistema mecánico, además de las condiciones locativas del lugar donde este debe operar.

4.1.1. El proceso de ordeñado. Todos los días a las 7 A.M. las cabras son llevadas de sus establos en grupos de 7 a la plataforma donde deben subirla para ser ordeñadas, esta plataforma está dentro de una bodega con excelente iluminación y su función es aprisionar la cabra mientras esta es ordeñada a la altura de las manos del operario.

Antes de comenzar el ordeño, las 7 cabras son aprisionadas por la cabeza en un sistema de guillotina y delante de ellas se les esparce un tazón de concentrado para que coman y se distraigan, según el director del proyecto, debe ser de esa forma o la cabra estará muy inquieta y pateará al empleado que ordeña.

Durante el ordeñado, la cabra se mantendrá comiendo, mientras las otras 6 esperan su turno; luego de 30 minutos las 7 cabras salen por la parte posterior de la plataforma y regresan a sus establos.

4.1.2. Condiciones del director. La máquina debe ser automatizada o semi-automática.

Debe operar dos sesiones a las 7 A.M. de 25 minutos cada uno y por cada sesión solamente debe cargarse con concentrado 1 vez la tolva.

Solo un operador debe encender y apagar el dosificador, y será el mismo que estará ordeñando. Debe ser de fácil mantenimiento.

4.1.3. Condiciones locativas. El largo máximo es de 2400cm y el ancho máximo es de 45cm, mayor a eso chocara con las paredes e impedirá el paso de los empleados.

La altura de la tolva, debe estar ubicada más alta que la cabeza de la cabra o habrá inconvenientes con sus cuernos.

El concentrado es cilíndrico, alargado con una longitud de 0.5cm a 2cm, su radio es de 0.2cm aproximadamente. Su composición es sólida, no es húmeda.

Debido a la exposición con el aire y el ambiente, la tolva debe estar bien sellada para impedir humedad dentro del concentrado, los metales deben ser anti-oxidantes y en general, verificar la no existencia de cuencanos que permitan la acumulación de agua.



Figura 27. Foto satelital de la ubicación de la granja caprina de la universidad francisco de Paula Santander Ocaña

Fuente: Google maps.

4.2. Investigar los tipos de máquinas dosificadoras en el mercado y cómo funcionan

No es la primera vez que una universidad apoya a sus estudiantes a desarrollar proyectos de este tipo, se han presentado plataformas, comederos, dosificadores incluso regulados por bluetooth y wifi, tal es el caso de una tesis de grado en la cual dos estudiantes (Duván Alejandro Suarez Aguirre, David Manrique Pérez) diseñan un sistema dosificador de alimento para ganado bovino, en su tesis se basan en el comportamiento y fisiología del animal para reducir el estrés y su mal comportamiento, proponen un dosificador de alimento y agua que mediante telemetría, bluetooth y wifi.

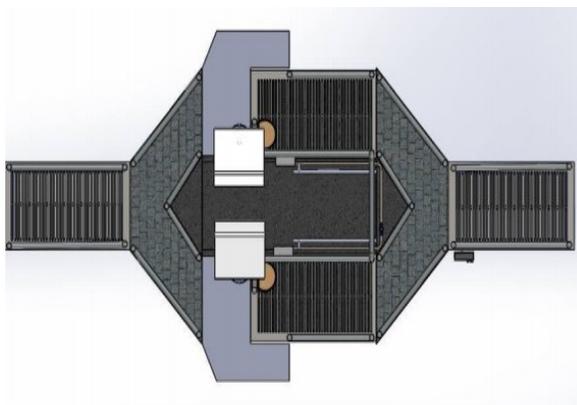


Figura 28. Vista superior de los cubículos

Fuente: (Suárez y Manrique, 2016)

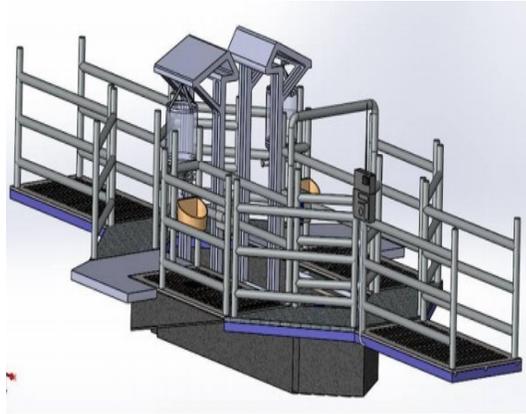


Figura 29. Sistema completo de alimentación.

Fuente: (Suárez y Manrique, 2016)

En cuanto a la dosificación cuenta con una tolva regulada por arduino y un actuador que permite el paso del alimento mediante sensores de peso del animal, esto sobre una estructura que puede moverse por el potrero que tiene 4 ruedas en la base (Suárez y Manrique, 2016).

Otro desarrollo de este tipo se encuentra en Nicaragua donde dos ingenieros aportan un diseño para la alimentación de ganado vacuno para una finca, en este se usan sensores de proximidad y electroválvulas para repartirle cierta cantidad de agua y alimento al rumiante.

Su idea se basa en que el animal entra a un cubículo con una abertura al frente de él, cuando el sensor de proximidad siente su presencia, manda una señal al PLC para que active las electroválvulas de la tolva elevada que se encuentra alejada cierta distancia, debajo de ella hay una banda transportadora conectada a un motor, durante 15 segundos la porción cae a la banda y luego el motor se activa acercándole el alimento a la vaca (Suárez y Manrique, 2016).

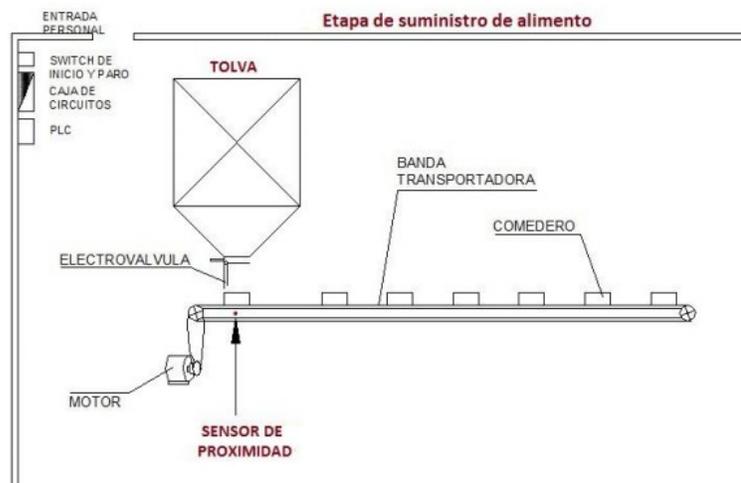


Figura 30. Representación gráfica del funcionamiento del mecanismo de dosificación.

Fuente: (Montes, 2013).

En el mercado mundial existen varios mecanismos electrónicos capaces de dosificar concentrado granulado tales como el racionador de alimentos magnum feeder el cual cuenta con un panel de control dentro de la caja. Esta construido totalmente de acero. El tamaño de su tolva y su salida permite la distribución de muchos tipos de granos. Funciona de tal forma que al activarse su motor se abre una puerta pequeña que permite la salida de los granos a una distancia ya registrada en la máquina.



Figura 31. Dispensador de comida por fuerza centrífuga.

Fuente: (Emmanuel, 2016).

Racionador de alimento Avec roll food 1 es un robot móvil automático de gran envergadura que posee un tubo de salida donde dispara los granos hacia los corrales de las ovejas, es de tecnología avanzada y se caracteriza por su sencillez de uso y eficacia, además un bastidor con un cable en la parte superior que sostiene la tolva lo ayuda a moverse en línea recta a través de los corrales, puede determinarse que su inconveniente principal es que solo entrega alimento de un solo lado, y lo que demora en volver a dar la vuelta.



Figura 32. Sistema de distribución móvil.

Fuente: (Emmanuel, 2016).

Racionador de alimento Avec roll food 2 este sistema tiene una tolva que cuelga de una varilla guiada con un motor o manualmente, este dosificador al igual que el anterior se usa para alimentar hileras de 100 a 1500 cabezas de ganado, su control se encuentra en la parte frontal de la tolva.



Figura 33. Tolva alimentando gran población de cabras.

Fuente: (Emmanuel, 2016).

Racionador de alimento delaval tienen diferentes mecanismos a la venta que sirven de dosificadores, el delaval 1 está diseñada para dispensar automáticamente forraje, grano y minerales hasta 10 veces al día, su comportamiento es muy flexible ya que permite modular la salida del material al acorde del usuario. (Emmanuel, 2016).



Figura 34. Tolva de distribución de alimento delaval

Fuente: (Emmanuel, 2016).

En el mes de marzo del año 2015, Angélica Alexandra Carrillo Mayanquer diseño y simulo una planta dosificadora automática de suplemento nutricional para ganado lechero en la provincia del Carchi ubicada en Quito, Ecuador. Para el diseño se usó un dosificador horizontal

con 4 dosificadores verticales, esto dosifica la mezcla balanceada por un transportador sin fin con cuatro canales que contienen puertas que se abren y se cierran progresivamente accionado por un cilindro neumático, hasta obtener una cantidad requerida y que está controlada por un sensor capacitivo que está ubicado a una determinada altura del canal dosificador, para luego ser evacuado hasta el comedero, los materiales que se usaron para el diseño son aceros inoxidables. Para el cálculo se tomó en cuenta el peso total de la mezcla y la proporción de los componentes, el tiempo que el animal come el alimento dosificado a la hora del ordeño y la cantidad de suplemento.

Esta máquina dosificadora cumplió con los requerimientos y parámetros funcionales de acuerdo a las necesidades y establecimientos destinados para el ordeño. La dosificadora estaba diseñada para una mezcla balanceada establecida y muy usada en la mayoría de recintos productores de leche que consta de porciones de papas, zanahoria y algún balanceado en polvo o en grano esférico o cilíndrico. Al simular la maquina en el programa STEP-7 y en el programa inventor 2014, se comprobó los cálculos realizados y cumplió con los parámetros requeridos como tiempo de trabajo de los diferentes sistemas de la dosificadora. (Carillo Mayanquer, 2015)

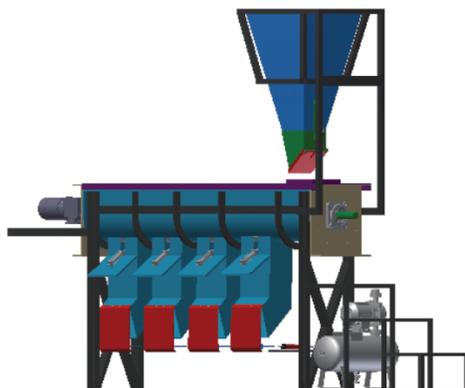


Figura 35. Tolva con suministro motorizado.

Fuente: (Ramírez, 2000).

En el año 2006 un grupo de estudiantes de la universidad de la Salle conformados por: Carlos Humberto pinto fajardo y Hernán Durán Sánchez realizaron el diseño, modelamiento y simulación de una máquina dosificadora de alimento granulado para animales en Bogotá, Colombia. En el desarrollo del proyecto se pudo dar cuenta de la importancia de utilizar sistemas simples para la dosificación, evitando así gastos innecesarios de tiempo y dinero. Se diseñó un dosificador de producto granular diferente a los que vienen en libros y los usados en la industria, donde se aconseja el uso de un tornillo sin fin. Se descartó desde un principio el uso de un tornillo sin fin, al ver que el producto granulado manejado en el proyecto es maltratado por el tornillo.

En el diseño de la tolva se tuvo en cuenta la forma de ésta, ya que en el mercado se encuentran diferentes tipos de tolvas (circulares, triangulares, cuadradas), Se escogió el diseño de la tolva cuadrada debido a su facilidad en el montaje, permitiendo su fácil aseguramiento en la estructura y mantenimiento dado el caso.

La selección del método de dosificación por volumen y no por peso, simplificó el diseño de la máquina dosificadora sin introducir grandes errores en el peso total dosificado.

En el diseño del sistema de control se tuvo en cuenta la importancia que juega el operario en el manejo de la misma, ya que esta máquina debe simplificar las operaciones que realiza el operario.

Se implementó un sistema de verificación de nivel de material en la tolva, se tuvo en cuenta la importancia de escoger un sensor que no tuviera contacto con el material para evitar algún tipo de contaminación en el producto y evitar lecturas erradas por restos de producto que pudieran estar en contacto con el sensor.

Para la seguridad del operario, en la operación de la máquina se implementaron unas láminas en acrílico transparentes para evitar introducir objetos extraños (manos, destornilladores, palos), en las partes móviles de la máquina. Con lo que se espera seguridad en la operación del equipo. (Fajardo y Sánchez, 2006)

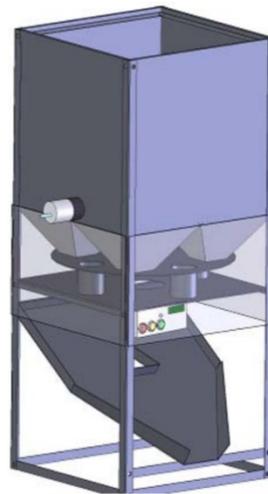


Figura 36. Tolva automatizada con sensores.

Fuente: (Fajardo y Sanchez, 2006).

En el año 2016 del mes de octubre el estudiante Emmanuel Azcona Gutiérrez Siddharta del Instituto Politécnico Nacional desarrolló un sistema de distribución de alimento con programación basada en PLC, para el suministro de alimento para ganado ovino en la ciudad de México. La presente investigación desarrolló un sistema de distribución automática de alimentos a base de granos ensilados, operado mediante un control en PLC instalado en una computadora personal con el fin de optimizar la forma de racionar el alimento para ganado ovino. A través de la investigación se logró reducir la cantidad de desperdicio de alimento generado incrementando la eficiencia de la alimentación. Se redujo el tiempo de alimentación de un mayor número de

cabezas de ganado y se incrementó la cantidad de almacenaje de alimentos para reducir los costos de compra. Además, se logró formular varias dietas ajustadas a las condiciones de producción geográfica. La presente investigación busco coadyuvar con el mejoramiento del sector ovino y así generar alternativas que incrementen la eficiencia de la producción del sistema productos ovinos en México.

Utilizar un proceso sistematizado lleva a alcanzar niveles de eficiencia productivas elevados, siendo particularmente notable el impacto en la salud del ganado. Esta implementación tiene un impacto muy positivo en la productividad, porque la alimentación es uno de los principales factores condicionantes de la producción animal y sus efectos pueden apreciarse, en general, tanto en lo que se refiere a la cantidad como en la calidad de los productos de animales producidos. Además la alimentación es el costo productivo más importante en las explotaciones ganaderas, lo que en la práctica hace que sea un punto de especial interés y preocupación con vistas a mejorar su margen económico (Siddhart, 2016).

4.3. Establecer y especificar los requerimientos y funcionamientos de la maquina dosificadora.

La tolva será en forma de cono con una base cilíndrica, completamente de acero galvanizado.

El sistema de dosificación será un método booleano de apertura y bloqueo, haciendo referencia a que cuando está abierto es 1 y cerrado es 0, sin embargo, la sección móvil será la tolva la cual siempre estará en 1. Su movimiento será de vaivén.

La tolva se accionará mediante un motor eléctrico monofásico o bifásico de 110V y 60 Hz, que a su vez estará conectado a una cadena en el exterior de la tolva el cual será el halador para

imprimirle el movimiento, tanto de venida como de ida, las cadenas serán soportadas por catarinas en la estructura.

La velocidad de movimiento estará dictaminada por la ecuación que se propondrá para controlar el motor mediante PLC.

Para establecer los demás requerimientos de la estructura, sujetadores, ejes, etc., se deberán realizarse los cálculos pertinentes, teniendo en cuenta los tres aspectos fundamentales, basados en la producción, economía, consumo energético y en la operación óptima.

FASE II: Realizar los cálculos del diseño correspondientes.

4.4. Diseñar la tolva y sistema de dosificación de granos

4.4.1. La Tolva. El peso del material de la tolva está dado por su geometría:

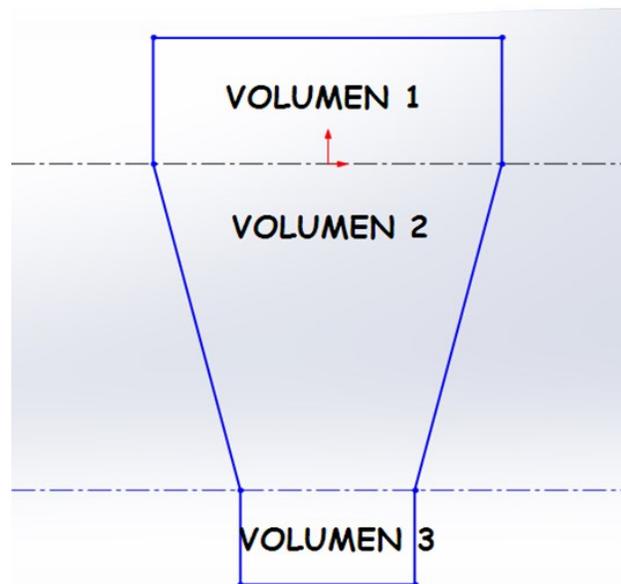


Figura 37. Bosquejo de la tolva y subdivisiones de sus volúmenes para facilitar el cálculo.

Fuente: Autor 2019.

4.4.1.1. Volumen o capacidad de la tolva. $Volumen\ total = volumen1 + volumen2 + volumen3$

Ecuación (1)

El operador usa a modo de tazón un cuarto de vaso de una botella coca cola de 2 litros, él lo llena de concentrado y lo pesa en una báscula, el peso fue de 0.4kg.

En la investigación y toma de información se conoce que las 7 cabras cuando son ordeñadas consumen una peso de 0.4 kg que caben en el tazón de reparto y esta se repite 7 veces; de la forma que cuando se ordeña una cabra el operador se levanta y entrega una dosis de ese peso.

4.4.1.1.1. El concentrado. El alimento tiene forma cilíndrica y de diferentes longitudes, en la prueba con el prototipo existe obstrucción, el alimento no cae debido a que el diámetro de 1/2 pulgada es pequeño.



Figura 38. El concentrado granulado caprino.

Fuente: Autor 2019.

Para diseñar la tolva se debe hallar el peso que se ejerce sobre esta, para esto, se determina la densidad del material como sigue a continuación:

Los siguientes datos fueron pesados en una gramera y el volumen se determina geométricamente con un pie de rey (cilindro).

Para una masa de 14.7 gr tasada.

En un volumen de 18.4 cm³.

$$D = \frac{m}{V}$$

Siendo:

D: densidad.

M: masa.

V: volumen.

$$D = \frac{14.7 \text{ gr}}{18.4 \text{ cm}^3}$$

$$D = 0.798 \text{ gr/cm}^3$$

aproximadamente 0.8 gr/cm³.

Como la densidad del material fue de 0.0008 kg/cm³ y la cantidad repartida de concentrado es de 7*0.4Kg=2.8 Kg, se puede calcular el volumen consumido:

Densidad = masa consumida/volumen consumido

$$\text{Volumen consumido} = \frac{2.8 \text{ Kg}}{0.0008 \text{ Kg/cm}^3}$$

$$\text{Volumen consumido} = 3500 \text{ cm}^3$$

Retomando la ecuación (1) de la tolva tenemos

$$\text{Volumen total} = \text{volumen1} + \text{volumen2} + \text{volumen3}$$

Volumen1=cilindro. volumen2=cono truncado. volumen3= cilindro.

Reemplazando el volumen total

$$3500\text{cm}^3 = \text{volumen1} + \text{volumen2} + \text{volumen3}$$

$$3500\text{cm}^3 = (\pi \cdot D_1^2 / 4) L_1 + (1/3)(\pi \cdot L_2)(R^2 + r^2 + R \cdot r) + (\pi \cdot D_3^2 / 4) L_3 \quad \text{Ecuación (2)}$$

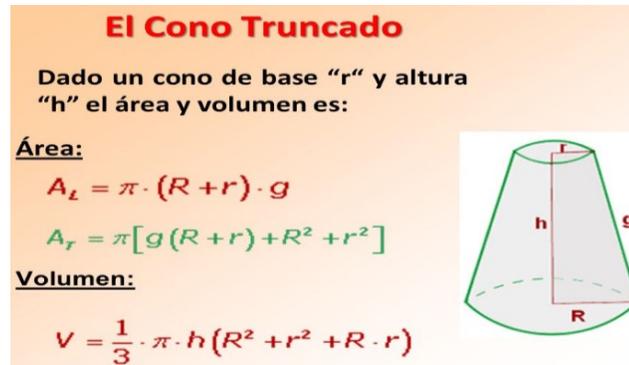


Figura 39. Ecuación de volumen del cono truncado.

Fuente: Diccionario geométrico.

Conociendo el diámetro D_3 es de 50.8 mm porque ese es el diámetro óptimo para evitar obstrucciones en la salida.

$$D_3 = 50.8\text{mm}. \quad r_2 = 25.4\text{mm}.$$

Damos parámetros de entrada para calcular el diámetro superior de entrada D_1 .

La longitud tres es L_3

$$L_3 = 50.8\text{mm}.$$

Si esta longitud es muy larga puede ocurrir obstrucción, preferimos una salida de concentrado más fluida.

La longitud L_2 puede ser calculada con la relación de esbeltez de las tolvas:

Para el cálculo de la esbeltez se toma en cuenta las reglas que pone la norma UNE - EN 1991 - 4, 2011:

- Silos esbeltos, en los que $2.0 < L_2/D_2$
- Silos de esbeltez media, en los que $1.0 < L_2/D_2 < 2.0$

- Silos poco esbeltos, en los que $0,4 < L_2/D_2 < 1.0$
- Silos granero, en los que el fondo es plano y $L_2/D_2 \leq 0.4$

$$L_2/D_2 > 2$$

$$L_2 > 2 * D_2$$

Conociendo que el diámetro D_2 es igual al diámetro D_1 , reemplazamos:

$$L_2 > 2(D_1)$$

Se toma la siguiente consideración para los cálculos:

$$L_2 > 2.5 * (D_1)$$

Para la longitud L_1 damos un valor de entrada de 101.6mm.

$$L_1 = 127\text{mm}$$

Ahora reemplazamos los valores en la ecuación (2)

$$3500\text{cm}^3 = (\pi * D_1^2 / 4) L_1 + (1/3)(\pi * L_2)(R_1^2 + r_2^2 + R_1 * r_2) + (\pi * D_3^2 / 4) L_3$$

$$3500\text{cm}^3 = (\pi * D_1^2 / 4) 127\text{mm} + (1/3)(\pi * 2.5 * D_1) ((D_1/2)^2 + (25.4\text{mm})^2 + (D_1/2) * (25.4\text{mm})) + (\pi * (50.8\text{mm})^2 / 4) (50.8\text{mm})$$

$$3500\text{cm}^3 = (D_1^2) 99.75\text{mm} + ((2.62) D_1) ((D_1/2)^2 + (25.4\text{mm})^2 + ((D_1/2) * 25.4\text{mm})) + (102963\text{mm}^3)$$

$$3500\text{cm}^3 = (D_1^2) 99.75\text{mm} + (0.655 D_1^3 + 1690.3 D_1 + 33.27 D_1^2) + 102963\text{mm}^3$$

$$3500\text{cm}^3 - 103\text{cm}^3 = (99.75 D_1^2 + 0.1309 D_1^3 + 1690.3 D_1 + 33.27 D_1^2)$$

$$3397\text{cm}^3 = 133.02 D_1^2 + 0.1309 D_1^3 + 1690.3 D_1$$

$$3397000\text{mm}^3 = 133.02 D_1^2 + 0.1309 D_1^3 + 1690.3 D_1 \text{ Ecuación (3)}$$

Por el método de prueba y error

Tabla 1.

Prueba y error para diferentes diámetros reemplazados en la ecuación (3).

Valores de D_1	Resultado
127 mm	2628243 mm ³
144 mm	3392528 mm ³
153 mm	3841263.6 mm ³

Fuente: Autor 2019.

Como se ve en la tabla el valor más cercano es el diámetro de 144 mm por una pequeña diferencia que puede despreciarse.

El diámetro de entrada de la tolva será de $D_1 = 144$ mm

Reemplazando para hallar L_2

$$L_2 > 2.5 * (D_1)$$

$$L_2 = 2.5 * (144 \text{ mm})$$

$$L_2 = 360 \text{ mm}$$

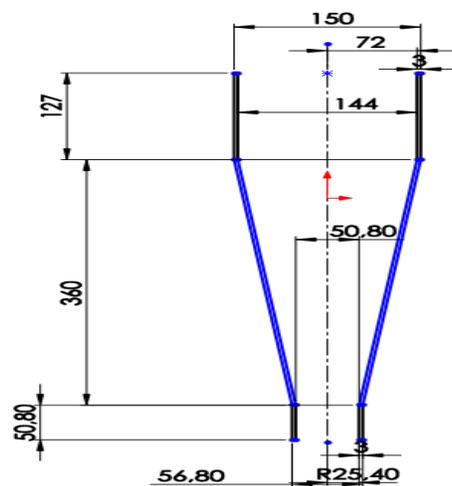


Figura 40. Geometría de la tolva en solidworks.

Fuente: Autor 2019.

4.4.1.2. Espesor de la tolva. Se calcula con la siguiente ecuación:

$$t = \frac{P_w * r}{\sigma_f}$$

Ecuación 1. Espesor de la tolva.

Fuente: (Guerra, 2017)

Siendo:

P_w : Presión en la pared.

r : radio o radio hidráulico.

σ_f : Esfuerzo admisible del acero.

La presión en la pared se calcula con la siguiente ecuación.

4.4.1.3. Cálculo de esfuerzo en la tolva

$$P_v = \frac{\rho * g * D}{4 * \mu * K * g_c} \left(1 - \exp\left(-\frac{4 * z * \mu * K}{D}\right) \right)$$

Ecuación 2. Presión en el fondo de la tolva.

Fuente: (Guerra, 2017)

Siendo:

P_v : presión en el fondo de la tolva (Pa).

ρ : Densidad del material (Kg/m³).

z : Altura de la tolva (m).

D : Diámetro mayor de la tolva (m).

μ : Coeficiente de fricción.

g_c : 1kg*m/N*s².

g : gravedad (m/s²).

δ : Angulo efectivo de fricción interna.

4.4.1.4. Angulo de fricción interna. El ángulo de fricción interna es una propiedad de los materiales granulares, este se mide en base al material en reposo sobre una superficie horizontal.

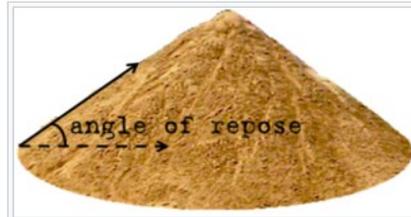


Figura 41. Angulo de reposo es muy parecido al ángulo de fricción interna efectivo.

Fuente: (Guerrero, 2016).

Procedemos a medir el concentrado con compas y regla.



Figura 42. Medida con transportador y regla del ángulo de reposo del concentrado.

Fuente: Autor 2019.

Para un valor de fricción interno efectivo de 35 grados.

Para hallarlo usamos las siguientes ecuaciones y tomamos el valor máximo.

$$K = 0.4$$

$$K = \frac{1 - \sin \delta_1}{1 + \sin \delta_1}$$

$$K = \frac{1 - \sin^2 \delta_1}{1 + \sin^2 \delta_1}$$

Ecuación 3. Valores adimensionales para 35 grados.

Fuente: (Guerra, 2017)

Resolvemos:

$$a) K = 0.4$$

$$b) K = 0.27$$

$$c) K = 0.5$$

Se elige el de mayor valor:

$$k = 0.5$$

Para hallar P_v necesitamos los datos presentados en la siguiente tabla

Tabla 2.

Parámetros para calcular P_v (Presión en el fondo de la tolva)

Factor	Magnitud
Densidad	800 Kg/m ³
Altura de la tolva	53.78cm
Diámetro mayor	14.4cm
Coefficiente de fricción	0.12
Gravedad específica	1 kg*m/N*s ²
gravedad	10m/s ²
Angulo efectivo de fricción interna	35 °

Fuente: Autor 2019.

Reemplazando en la ecuación 2:

$$P_v = \frac{p * g * D}{4 * \mu * K * g_c} \left(1 - \exp\left(-\frac{4 * z * \mu * K}{D}\right) \right)$$

Resolviendo:

$$P_v = (1016/0.24)(1-0.4114)$$

$$P_v = 2491,74 \text{ Pa}$$

4.4.1.5. Presión en la pared de la tolva. Para hallarlo se utiliza la siguiente ecuación:

$$P_w = K * P_v$$

Ecuación 4. Presión en la pared de la tolva.

Siendo:

P_w = Presión en la pared de la tolva.

Reemplazando:

$$P_w = 0.5 (2491,74) \text{ Pa}$$

$$P_w = 1245.87 \text{ Pa}$$

4.4.1.6. Espesor de la plancha de la tolva

$$t = \frac{P_w * R_h}{\Phi_{adm}}$$

Ecuación 5. Espesor de la plancha de la tolva.

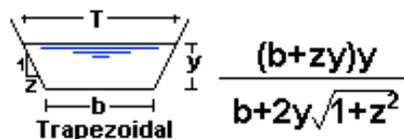
Siendo:

P_w : Presión en la pared de la tolva.

R_h : Radio hidráulico.

Φ_{adm} : Esfuerzo admisible del material.

Para un cono truncado, el radio hidráulico está dado por la siguiente ecuación:



$$\frac{(b+zy)y}{b+2y\sqrt{1+z^2}}$$

Trapezoidal

Figura 43. Radio hidraulico de un cono truncado.

Fuente: Diccionario geometrico.

Reemplazado:

$$R_i = (50.8\text{mm} + (46.6 \cdot 360\text{mm})) \cdot 360\text{mm} / 50.8\text{mm} + (2 \cdot 360\text{mm}) \cdot (1 + 46.6^2)^{1/2}$$

$$R_h = 6057648 \text{ mm}^2 / 33610.52 \text{ mm}$$

$$R_h = 180.23\text{mm}$$

$$R_h = 0.18\text{m}$$

4.4.1.7. Selección de material para la tolva. El esfuerzo permisible se calcula con la siguiente ecuación:

$$\Phi_{adm} = 0.4 \cdot S_y$$

Siendo:

S_y : Resistencia a la fluencia Mpa.

$$\Phi_{adm} = 0.4 (S_y)$$

Seleccionamos un acero UNS G10060 del Apéndice (1).

$$\Phi_{adm} = 0.4 (170\text{Mpa})$$

$$\Phi_{adm} = 68\text{Mpa}$$

Reemplazando en la ecuación 5:

$$t = (1245.87 \text{ Pa} \cdot 0.18\text{m}) / 68\text{Mpa}$$

$$t = 0.00000329 \text{ m} = 0.00329\text{mm}$$

Esto demuestra que el acero sobredimensiona el espesor de la tolva, sin embargo en el mercado de Ocaña se consiguen con mayor facilidad las láminas de acero galvanizado y zinc.

Se selecciona la lámina de acero galvanizado debido que esta puede soportar los posibles golpes de las cabras a la tolva.

Del Apéndice (2) tabla de pesos y espesores para láminas de acero se toma la de espesor 1/8 pulg o 3mm.

4.4.1.8. Especificaciones de la tolva

4.4.1.8.1. *Peso de la tolva.* El peso de la tolva está en base a su geometría y material.

Volumen total interno 3500cm³.

Volumen de la tolva medida desde el espesor.

Retomando la ecuación (2)

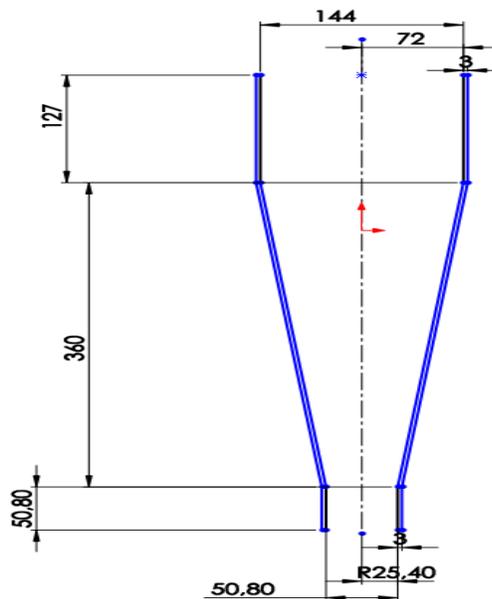


Figura 44. Medidas internas de la tolva sin tener en cuenta el espesor. Cotas en mm.

Fuente: Autor 2019.

$$\text{Volumen total} = \text{volumen1} + \text{volumen2} + \text{volumen3}$$

$$\text{Volumen total} = (\pi * D_1^2 / 4) L_1 + (1/3)(\pi * L_2)(R^2 + r^2 + R * r) + (\pi * D_3^2 / 4) L_3$$

Ahora reemplazamos los valores en la ecuación

$$\begin{aligned} \text{Volumen total} &= (\pi * (144\text{mm})^2 / 4)(127\text{mm}) + \\ & (1/3)(\pi * 360\text{mm})(72\text{mm}^2 + 25.4\text{mm}^2 + 72\text{mm} * 25.4\text{mm}) + (\pi * 50.8\text{mm}^2 / 4) 50.8\text{mm} \end{aligned}$$

$$\text{Volumen total} = 2068324.07\text{mm}^3 + 2886982.90\text{mm}^3 + 102962.96\text{mm}^3$$

$$\text{Volumen total} = 5058269.93\text{mm}^3$$

Debido a que la tolva es hueca, ese valor de 5058269.93mm³ representa el interior hueco, ahora hallamos el volumen sumado al espesor de la tolva y operamos la resta para hallar el volumen exacto.

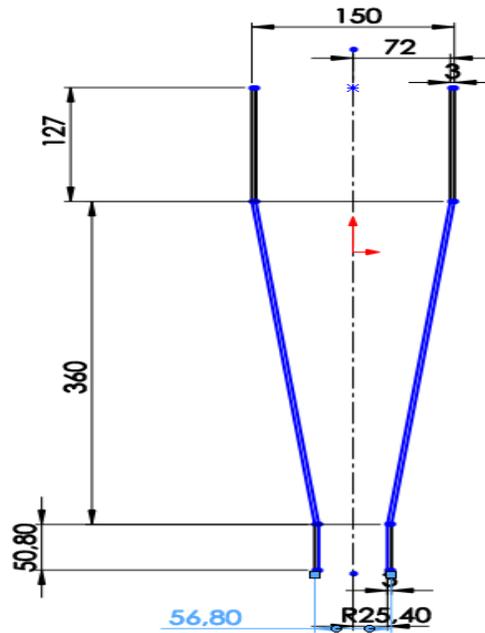


Figura 45. Medidas externas de la tolva. Cotas en mm.

Fuente: Autor 2019.

$$V_s = (\pi \cdot D_1^2 / 4) L_1 + (1/3) (\pi \cdot L_2) (R^2 + r^2 + R \cdot r) + (\pi \cdot D_3^2 / 4) L_3$$

Siendo:

Vs volumen con espesor de la tolva.

$$V_s = (\pi \cdot 150 \text{ mm}^2 / 4) 127 \text{ mm} + (1/3) (\pi \cdot 360 \text{ mm}) ((75 \text{ mm})^2 + (28.4 \text{ mm})^2 + 75 \text{ mm} \cdot 28.4 \text{ mm}) + (\pi \cdot (56.80 \text{ mm})^2 / 4) 50.80 \text{ mm}$$

$$V_s = 2244275.25 \text{ mm}^3 + 3227632.08 \text{ mm}^3 + 128721.25 \text{ mm}^3$$

$$V_s = 5600628.58 \text{ mm}^3$$

Volumen total de la tolva = Vs - Volumen total

$$\text{Volumen total de la tolva} = 5600628.58\text{mm}^3 - 5058269.93\text{mm}^3$$

$$\text{Volumen total de la tolva} = 542358.65\text{mm}^3$$

$$\text{Volumen total de la tolva} = 542358.65\text{mm}^3$$

$$\text{Volumen total de la tolva} = 0.00054235865\text{m}^3$$

La densidad del acero galvanizado es 7850kg/m^3

$$\text{Densidad} = \text{masa/volumen}$$

$$\text{Masa} = \text{densidad} * \text{volumen}$$

$$\text{Masa} = 7850 \text{ Kg/m}^3 * 0.00054235865\text{m}^3$$

$$\text{Masa} = 4.2575 \text{ Kg}$$

$$\text{Wtolva} = \text{Masa} * g$$

Siendo:

Wtolva: peso real de la tolva.

g: gravedad (10m/s^2).

$$\text{Wtolva} = 4.2575 \text{ Kg} * 10\text{m/s}^2$$

$$\text{Wtolva} = 42.57 \text{ N}$$

Tabla 3.

Peso de la tolva en Newton.

Factor	Magnitud
Wtolva	42.57N

Fuente: Autor 2019.

La tolva está diseñada en base a su salida que es de 50.8mm. Y su entrada de 144mm. Debe tener un volumen máximo 3397cm³ y un espesor de 3mm (1/8pulg). Altura total de la tolva es de 53.78cm.

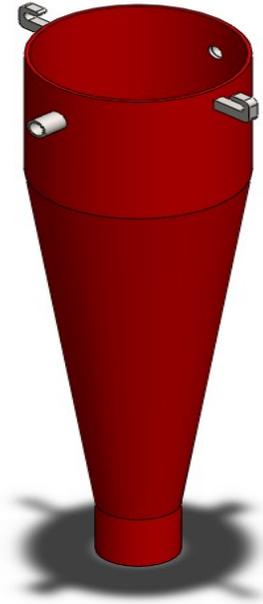


Figura 46. Tolva realizada en solidworks.

Fuente: Autor 2019.

4.5. Sistema de dosificación de granos

4.5.1. La Base. El mecanismo seleccionado para repartir las porciones es un esquema de llenado en movimiento, primero la tolva esta estacionada en el agujero 1 (figura 46) donde llenara un pequeño diámetro en medio.

Su longitud es igual a la distancia de la estructura donde comen las cabras: 2400mm

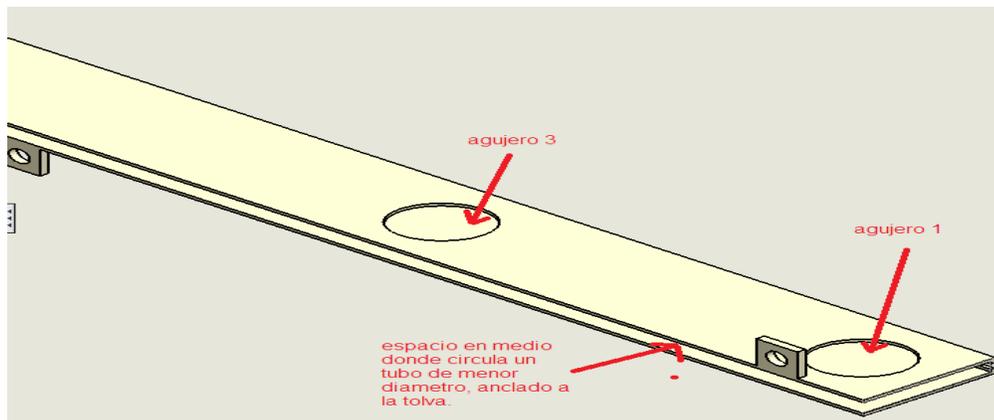


Figura 47. Pieza en solidworks del método de dosificación.

Fuente: Autor 2019.

Si vemos debajo de este sólido, hay agujeros intercalados en medio de los de arriba.

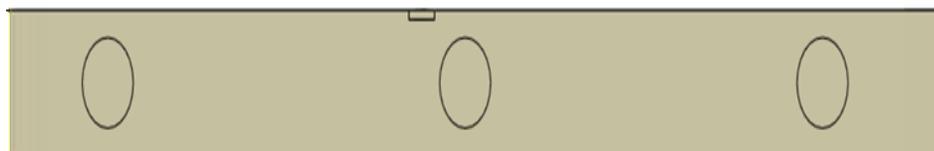


Figura 48. Pieza en solidworks vista desde abajo.

Fuente: Autor 2019.

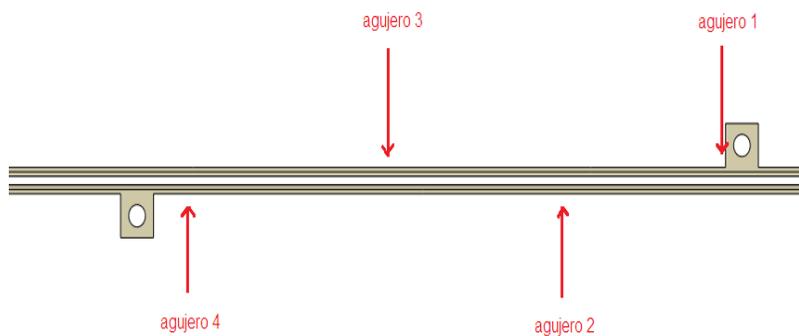


Figura 49. Vista lateral de la base dibujada en solidworks.

Fuente: Autor 2019.

En el agujero 1 la tolva va cargada y llena el espacio interno de la pieza, luego al moverse horizontalmente llega al agujero 2 donde libera la porción, en el agujero 3 vuelve y se llena y así sucesivamente hasta repetir ciclo.

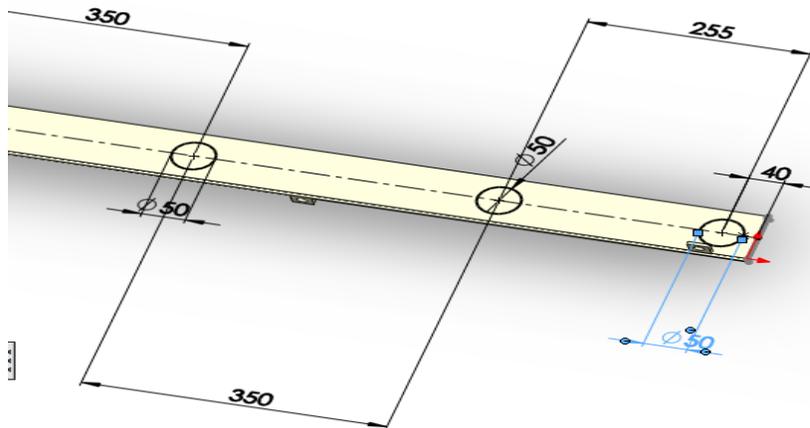


Figura 50. Cotas de separación de los agujeros de la base.

Fuente: Autor 2019.

En la figura 15 vemos las distancias de 350 mm y el diámetro de los agujeros que son de 50,8mm, y esto es debido a que en un menor diámetro existe obstrucción y no permite la caída de los granos.

4.5.1.1. Material de la base. Su función no es soportar una carga muy alta, solamente el concentrado durante los momentos donde no hay cavidades para su paso, por eso, elegimos un

acero AISI 1020 HR que bien sobredimensiona y permite su correcto funcionamiento, el calibre es de 3mm.

4.5.1.2. Peso de la base. Para hallar el volumen primero debemos calcular el área en m² del sistema, para esto usamos la función de SolidWorks “Medir” que nos entrega el dato del área solicitado.

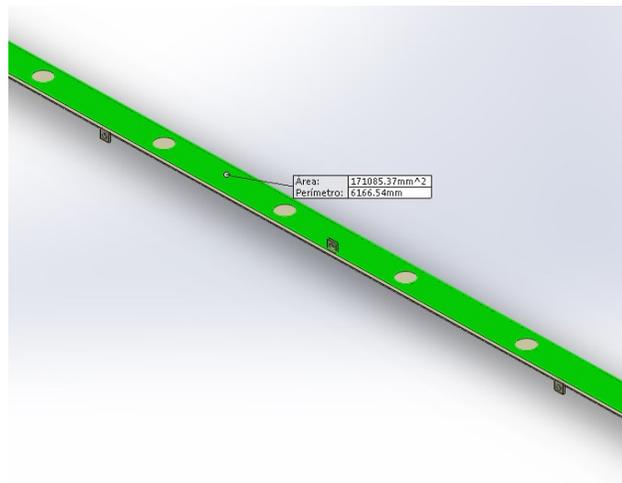


Figura 51. Área sombreada de verde calculada por Solidworks.

Fuente: Autor 2019.

$$\text{Área}_b = \text{Area}_c * 2 + \text{Area}_l * 2$$

Siendo:

Área_b: área de la base.

Area_c: área de la cara frontal.

Area_l: área de los lados.

Reemplazando:

$$\text{Área}_b = 171085.37\text{mm}^2 * 2 + 11700\text{mm}^2 * 2$$

$$\text{Área}_b = 365570,74\text{mm}^2$$

Para hallar el volumen de la base

$$V_b = \text{Área}_b * \text{espesor}$$

Siendo:

V_b = volumen de la base.

Reemplazando:

$$V_b = 0.36557\text{m}^2 * 0.003\text{mm}$$

$$V_b = 0,001096 \text{ m}^3$$

Para hallar el peso usamos la fórmula de la densidad

$$\text{Densidad} = \text{masa} / \text{volumen}$$

$$\text{Masa} = \text{densidad} * \text{volumen}$$

$$\text{Masa} = 7850 \text{ Kg/m}^3 * 0.001096\text{m}^3$$

$$\text{Masa} = 8.6 \text{ Kg}$$

$$W_{\text{base}} = 8.6\text{Kg} * (10\text{m/s}^2)$$

$$W_{\text{base}} = 86\text{N}$$

Tabla 4.

Peso de la base en Newton.

Factor	Magnitud
Wbase	86N

Fuente: Autor 2019.

4.5.2. Soporte de la base. Este elemento se encuentra en los extremos de la longitud de la base, su función es sostenerla firmemente para evitar que la base caiga sobre sí misma.

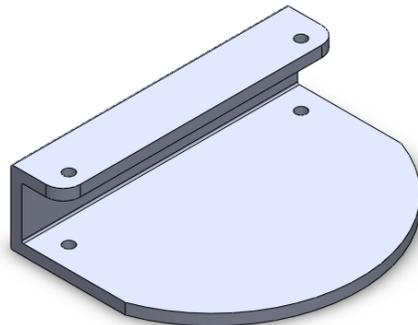


Figura 52. Soporte de la base vista tridimensional en SolidWorks.

Fuente: Autor 2019.

4.5.2.1. Material del soporte de la base. Sostiene el cilindro hueco interior y esta soldado a la tolva, por eso elegimos un acero AISI 1020 HR al igual que la base para unificar materiales, el espesor es de 3.175mm.

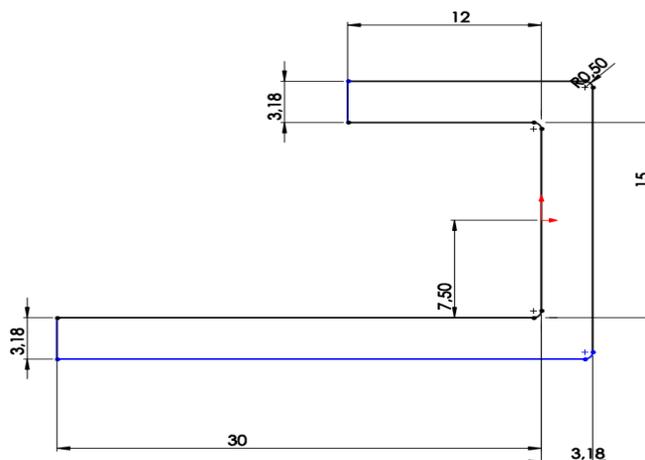


Figura 53. Geometría del soporte de la base medidas en mm.

Fuente: Autor 2019.

4.5.2.2. Peso de la base. Para hallar el volumen primero debemos calcular el área en m^2 del sistema, para esto usamos la función de SolidWorks “Medir” que nos entrega el dato del área solicitado.

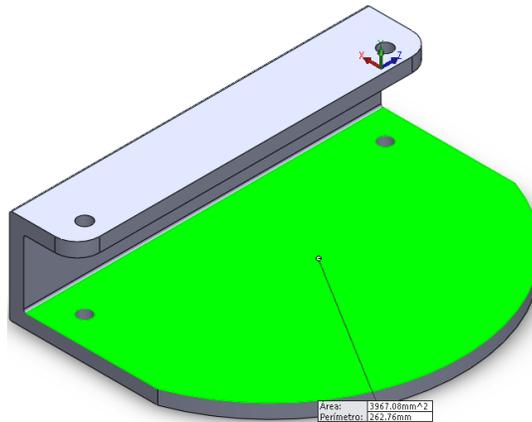


Figura 54. Área sombreada de verde calculada por Solidworks.

Fuente: Autor 2019.

$$\text{Área}_{sb} = 5964.52 \text{mm}^2$$

$$\text{Área}_{sb} = 5964.52 \text{mm}^2$$

$$\text{Área}_{sb} = 0.005964 \text{m}^2$$

Siendo:

Área_{sb} : área del soporte de la base.

Hallamos el volumen del soporte de la base

$$V_{sb} = \text{Área}_b * \text{espesor}$$

Siendo:

V_{sb} = volumen del soporte de la base.

Reemplazando:

$$V_b = 0.005964\text{m}^2 * 0.00318\text{mm}$$

$$V_b = 0,00003065 \text{ m}^3$$

Para hallar el peso usamos la fórmula de la densidad

$$\text{Densidad} = \text{masa} / \text{volumen}$$

$$\text{Masa} = \text{densidad} * \text{volumen}$$

$$\text{Masa} = 7850 \text{ Kg/m}^3 * 0,00003065\text{m}^3$$

$$\text{Masa} = 0.24\text{Kg}$$

$$W_{sb} = 0.24\text{Kg} * (10\text{m/s}^2)$$

$$W_{sb} = 2.40\text{N}$$

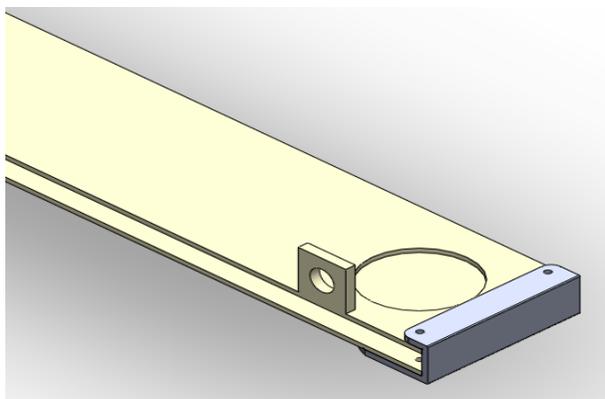


Figura 55. Ensamble entre la base y el soporte.

Fuente: Autor 2019.

Tabla 5.

Peso de la base en Newton.

Factor	Magnitud
W_{sb}	2.40N

Fuente: Autor 2019.

4.5.3. Unión entre la tolva y el cilindro interior. Estas piezas están soldadas entre sí y se mueve con la tolva a lo largo de la horizontal.

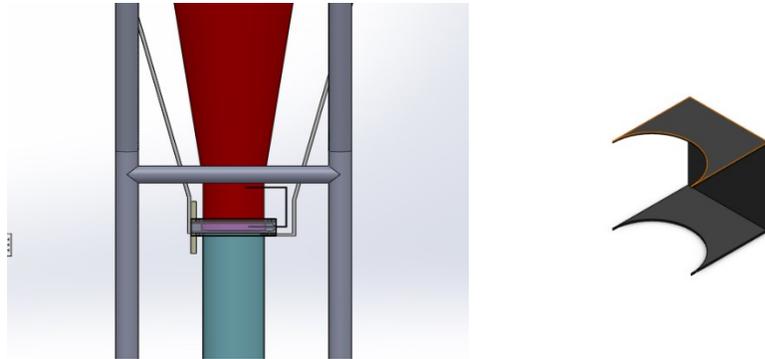


Figura 56. Sistema interno entre la tolva, el anclaje y el cilindro interior.

Fuente: Autor 2019.

Una vista interna de cómo están unidas las 3 piezas y como esta está dentro de la base que permite su movimiento. En ningún momento las piezas tocan la base, estas están suspendidas para evitar rozamiento o el contacto.

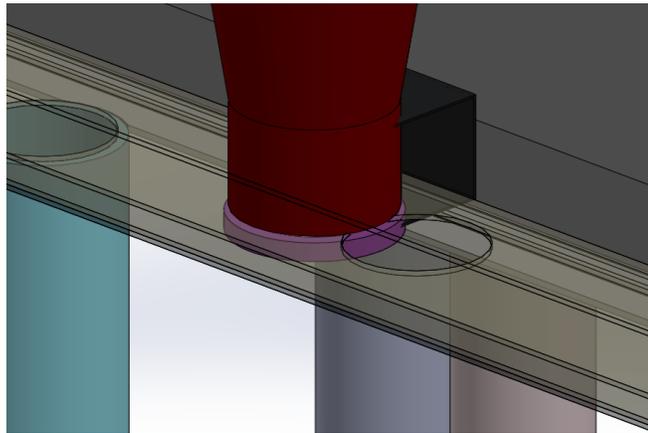


Figura 57. Ensamblaje y como se encuentra ubicado dentro de la base.

Fuente: Autor 2019.

4.5.3.1. Material del anclaje. Sostiene el cilindro hueco interior y esta soldado a la tolva, por eso elegimos un acero AISI 1020 HR al igual que la base para unificar materiales, el espesor es de 1.5mm.

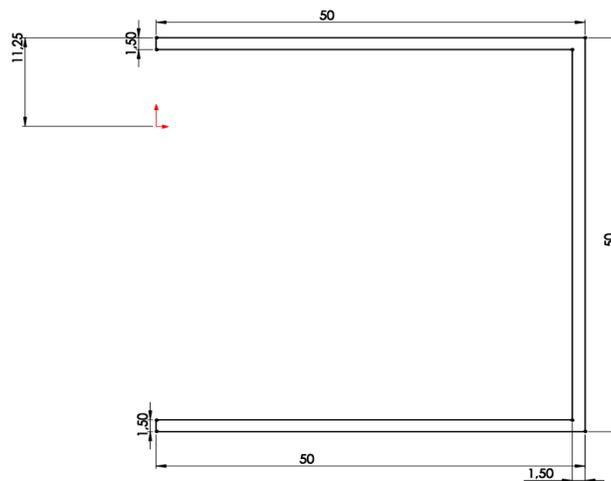


Figura 58. Geometría del anclaje, medidas en mm.

Fuente: Autor 2019.

4.5.3.2. Peso del anclaje. Según solidworks el área total es de:

$$\text{Área}_a = 5593.2\text{mm}^2$$

Siendo:

Área_a: área del anclaje.

Para hallar el volumen del anclaje

$$V_a = \text{Área}_a * \text{espesor}$$

Siendo:

V_a = volumen del anclaje.

Reemplazando:

$$V_a = 5593.2\text{mm}^2 * 1.5\text{mm}$$

$$V_a = 0,0000083898 \text{ m}^3$$

Para hallar el peso usamos la fórmula de la densidad

$$\text{Masa} = 7850 \text{ Kg/m}^3 * 0.0000083898\text{m}^3$$

$$\text{Masa} = 0.065 \text{ Kg}$$

$$\text{Wanclaje} = 0.065\text{Kg} * (10\text{m/s}^2)$$

$$\text{Wanclaje} = 0.658\text{N}$$

Tabla 6.

Peso del anclaje en Newton.

Factor	Magnitud
Wanclaje	0.658N

Fuente: Autor 2019.

4.5.4. La expulsión del concentrado. En la figura 59 se puede apreciar el tubo de salida y un codo por la parte de abajo. Tiene una longitud de 300mm.

Este sirve de conducto para que caiga en el comedero de la cabra. Se encuentra a esta altura para evitar que los cuernos de la cabra interfieran con la tolva.

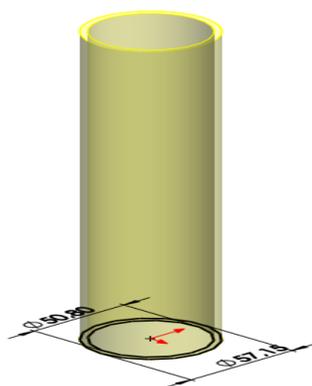


Figura 59. Pieza en solidworks del tubo de salida con sus cotas.

Fuente: Autor 2019.

La distancia entre la estructura y el tubo de salida es de 240 mm, así la cabeza de la cabra no llegara a esta pieza.

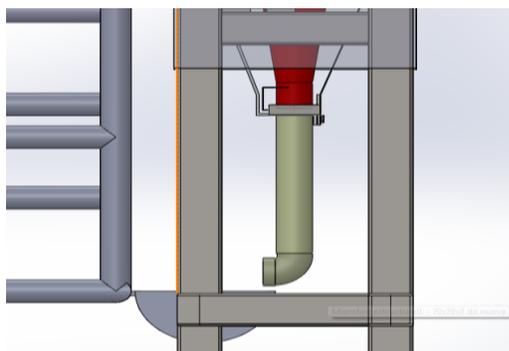


Figura 60. Distancia del tubo de salida al comedero.

Fuente: Autor 2019.

4.5.4.1. Material del tubo de salida. Este hecho de tubería PVC ya que el concentrado es suave y no representa ningún daño a su integridad, el codo de salida es de 90°, diámetro exterior de 60.32mm e interior de 54.48mm.

DIAMETRO NOMINAL		REFERENCIA		DIAMETRO EXTERIOR PROMEDIO		ESPESOR DE PARED MINIMO		PESO METRO
(mm)	(pulgada)	TUBO 5 METROS	TUBO 6 METROS	(mm)	(pulgada)	(mm)	(pulgada)	(kg)
48	1 ½	1110015006	1110016006	48.26	1.900	2.79	0.110	0.6
60	2	1110015007	1110016007	60.32	2.375	2.92	0.115	0.8
82	3	1110015009	1110016009	82.56	3.250	3.18	0.125	1.2
114	4	1110015010	1110016010	114.30	4.500	3.30	0.130	1.8
168	6	1110015011	1110016011	168.28	6.625	4.12	0.162	3.3
219	8	1110015012	1110016012	219.08	8.625	5.33	0.209	5.4

Figura 61. Especificaciones técnicas de tubería PVC comercial.

Fuente: (Esquivel, 2019).

CODO 90° C x E			
DIAMETRO NOMINAL		REFERENCIA	C MINIMO
(mm)	(pulgada)		mm
48	1 ½	2110005806	17
60	2	2110005807	19
83	3	2110005809	38
114	4	2110005810	44
168	6	2110005811	76

Figura 62. Especificaciones técnicas de tubería PVC comercial.

Fuente: (Esquivel, 2019)

El codo de salida seleccionado pertenece a la referencia es 2110005807 de 2 pulg.

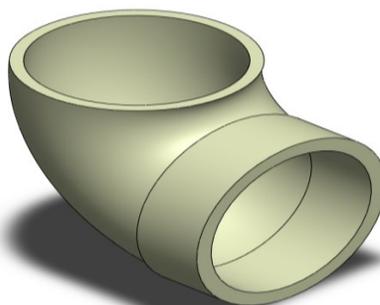


Figura 63. Codo de 90° de salida del catálogo DURMAN ESQUIVEL

Fuente: Autor 2019.

4.5.4.2. Peso del tubo PVC. Cada tubo tiene 0.3m de largo, según la figura anterior el metro pesa 0.8Kg, entonces los 0.3m pesa 0.266Kg.

$$W_{\text{tubo}} = 0.266\text{Kg} * (10\text{m/s}^2)$$

$$W_{\text{tubo}} = 2.66\text{N}$$

Tabla 7.

Peso de cada tubo individual y el total de los 7 tubos.

Factor	Magnitud
W_{tubo}	2.66N
$W_{\text{tubo}7}$	18.62N

Fuente: Autor 2019.

4.5.5. Protección lateral de la tolva. Estas láminas de metal están ubicadas a cada lado del sistema de dosificado protegiéndolo de los posibles golpes de las cabras, ya que no se puede permitir el daño a la tolva o que su trayectoria se vea afectada. Su otra función es que funge de soporte entre los rieles y la base de dosificado, sujetados mediante tornillos.

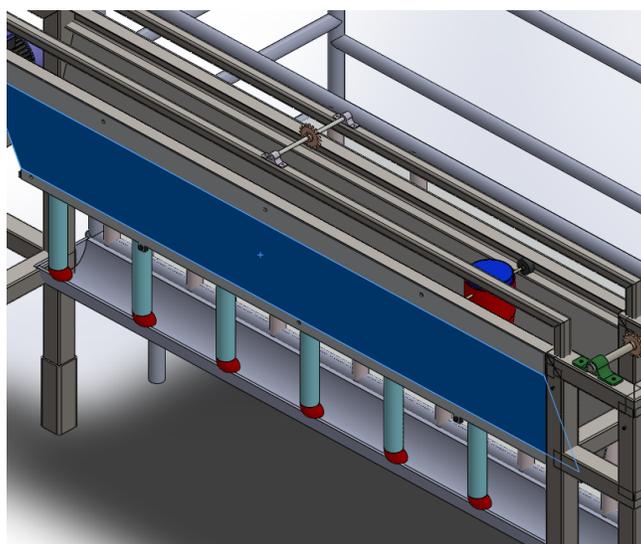


Figura 64. Protección lateral del sistema de dosificación (resaltado en azul)

Fuente: Autor 2019.

4.5.5.1. Material de chapas metálicas. Para cumplir su función de protección seleccionamos un acero AISI 1020 HR con el fin de unificar materiales al igual que con los otros dos componentes, el espesor es de 1.5mm.

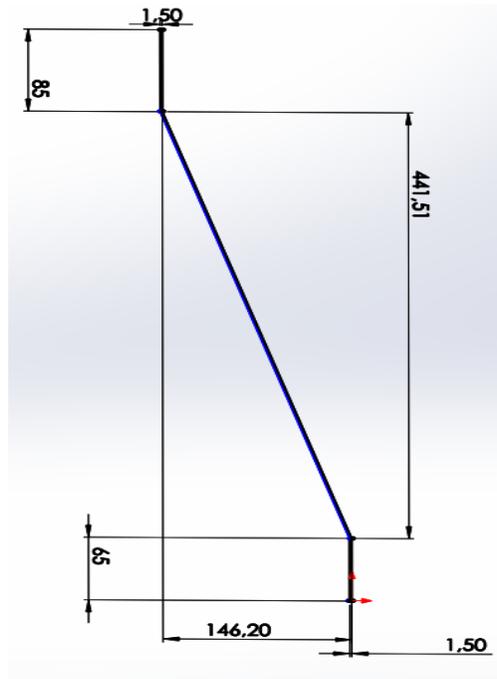


Figura 65. Perfil geométrico de las chapas metálicas (medidas en mm)

Fuente: Autor 2019.

4.5.5.2. Peso de las chapas metálicas. Basándonos en la geometría de la figura 57. Se puede calcular el área con la función “Medir” de solidworks.

$$\text{Area}_{\text{ch}} = \text{Area}_{\text{ch1}} + \text{Area}_{\text{ch2}}$$

Siendo

Area_{ch} : área total de las chapas metálicas.

Area_{ch1} : área de la chapa metálica 1.

Area_{ch2} : área de la chapa metálica 2.

Reemplazando

$$\text{Area}_{\text{ch}} = 1.374\text{m}^2 + 1.561\text{m}^2$$

$$\text{Area}_{\text{ch}} = 2.94\text{m}^2$$

$$V_{\text{ch}} = \text{Area}_{\text{ch}} * \text{espesor}$$

Siendo

V_{ch} : Volumen total de las chapas.

Area_{ch} : área total de las chapas metálicas.

Reemplazando

$$V_{\text{ch}} = 2.94\text{m}^2 * 0.0015\text{m}$$

$$V_{\text{ch}} = 2.94\text{m}^2 * 0.0015\text{m}$$

$$V_{\text{ch}} = 0.00441\text{m}^3$$

Masa total de las chapas metálicas

$$m = V_{\text{ch}} * D$$

$$m = 0.00441\text{m}^3 * 7850\text{Kg/m}^3$$

$$m = 34.62\text{Kg}$$

$$W_{\text{ch}} = 34.62\text{Kg} * (10\text{m/s}^2)$$

$$W_{\text{ch}} = 346.2\text{N}$$

Tabla 8.

Peso de las dos chapas metálicas

Factor	Magnitud
W_{ch}	346.2N

Fuente: Autor 2019.

4.5.6. Diseño del dosificador interior. Como la porción a entregar es de 16cm^3 , entonces

$$V_{\text{dosificador}} = 16\text{cm}^3$$

$$V_{\text{dosificador}} = \pi \cdot r^2 \cdot h$$

El radio óptimo es de 25.4mm que es igual a 2.54cm

$$16\text{cm}^3 = \pi \cdot (2.54\text{cm})^2 \cdot (h_{\text{optima}})$$

$$h_{\text{optima}} = 0.8\text{cm}$$

El espesor de este tubo debe ser estandarizado con la tolva, por lo tanto es:

$$t = 3\text{mm}$$

4.5.6.1. Material del dosificador interior. Para estandarizar materiales utilizaremos un AISI 1020 HR, ya que su función solo es dosificar una porción de concentrado el cual no representa mucho peso, el espesor es de 3mm.

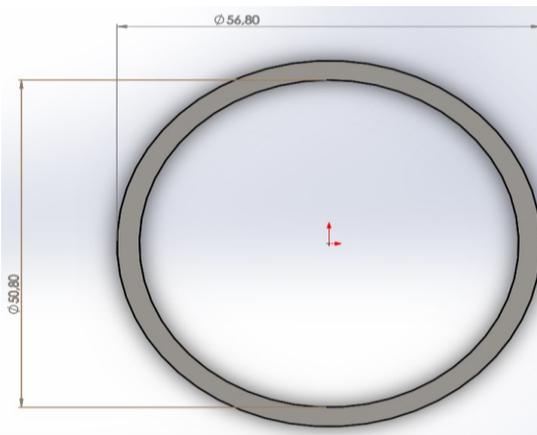


Figura 66. Perfil geométrico del dosificador interior, (medidas en mm).

Fuente: Autor 2019.

4.5.6.2. Peso del dosificador interior. Calculamos el peso mediante el volumen del cilindro exterior menos el interior.

$$V_{\text{cil}} = V_{\text{ext}} - V_{\text{int}}$$

Siendo

V_{cil} : Volumen total del cilindro dosificador interior.

V_{ext} : Volumen exterior.

V_{int} : Volumen interior (el mismo $V_{dosificador}$ de 16cm^3)

Reemplazando

$$V_{cil} = \pi * (2.84\text{cm})^2 * (0.8\text{cm}) - 16\text{cm}^3$$

$$V_{cil} = 19.85\text{cm}^3 - 16\text{cm}^3$$

$$V_{cil} = 3.845\text{cm}^3$$

Masa total del dosificador interior

$$m_{cil} = V_{cil} * D$$

$$m_{cil} = 0.000003845\text{m}^3 * 7850\text{Kg/m}^3$$

$$m_{cil} = 0.030\text{Kg}$$

$$W_{cil} = 0.030\text{Kg} * (10\text{m/s}^2)$$

$$W_{cil} = 0.3\text{N}$$

Tabla 9.

Peso del dosificador interior

Factor	Magnitud
W_{cil}	0.3N

Fuente: Autor 2019.

4.5.7. Diseño de la tapa de la tolva. La tolva como requiere estar sellada para evitar que se salga el concentrado o en su caso que entre agua u otros elementos que puedan afectar el sistema de dosificado, ya que es la parte más crítica de la máquina.

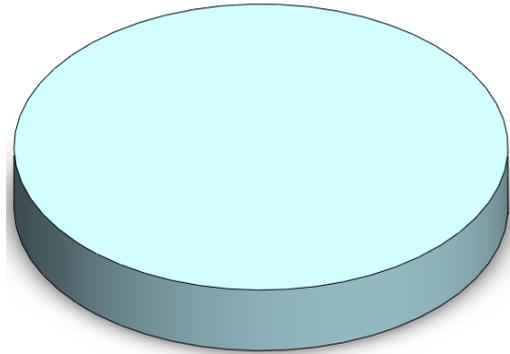


Figura 67. Tapa de la tolva en solidworks.

Fuente: Autor 2019.

4.5.6.1. Material de la tapa de la tolva. Para estandarizar materiales utilizaremos un AISI 1020 HR, su función es evitar la entrada o salida de concentrado y agentes extraños a la misma. Su espesor es de 3mm.

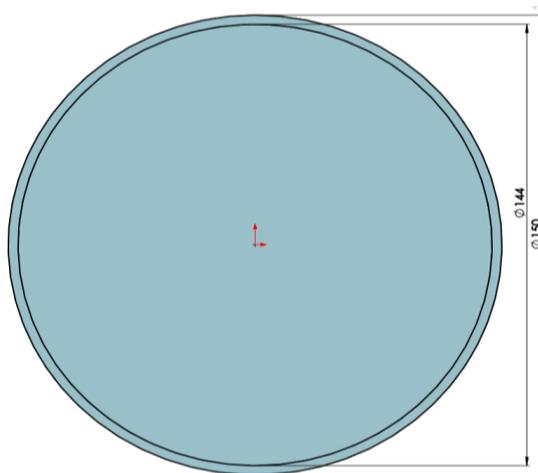


Figura 68. Perfil geométrico de la tapa de la tolva, (medidas en mm).

Fuente: Autor 2019.

4.5.6.2. Peso de la tapa de la tolva. Área de la tapa:

Se hallará con la función “Medir” de SolidWorks ya que su geometría está dada por el diámetro de la tolva.

$$A_{tt} = 11074.34 \text{mm}^2$$

$$A_{tt} = 0.011074 \text{m}^2$$

Siendo:

A_{tt} : área total de la tapa de la tolva.

Calculamos el peso de la tapa con su volumen y densidad.

$$V_{tt} = A_{tt} * \text{espesor}$$

Siendo

V_{tt} : Volumen de la tapa de la tolva.

Reemplazando

$$V_{tt} = 0.011074 \text{m}^2 * 0.003$$

$$V_{tt} = 0.00003322$$

Masa total del dosificador interior

$$m_{tt} = V_{tt} * D$$

siendo:

m_{tt} : masa de la tapa de la tolva.

Reemplazando

$$m_{tt} = 0.000003322 \text{m}^3 * 7850 \text{Kg/m}^3$$

$$m_{tt} = 0.026 \text{Kg}$$

$$W_{tt} = m_{tt} * g$$

siendo:

W_{tt} : Peso de la tapa de la tolva en N.

g : constante de la gravedad (10m/s^2).

Reemplazando

$$W_{tt} = 0.026\text{Kg} * (10\text{m/s}^2)$$

$$W_{tt} = 2.6\text{N}$$

Tabla 10.

Peso del dosificador interior

Factor	Magnitud
W_{tt}	2.6N

Fuente: Autor 2019.

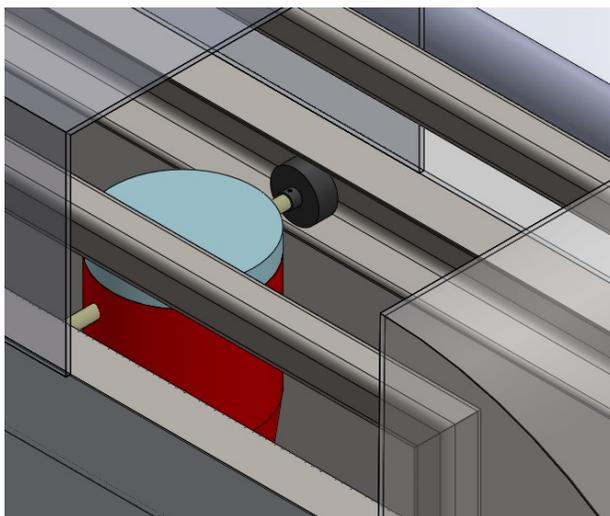


Figura 69. Ensamble de la tapa con la tolva en SolidWorks

Fuente: Autor 2019.

4.6. Seleccionar los ejes, catarinas, cadenas y materiales más óptimos para el sistema establecido

4.6.1. Cálculo del peso de la tolva

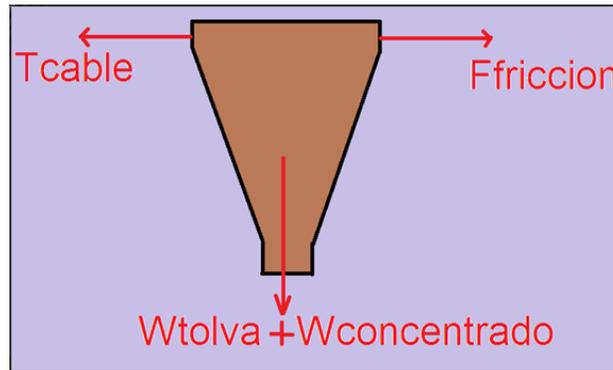


Figura 70. Representación gráfica de la tolva en el plano transversal con las fuerzas que actúan en ella.

Fuente: Autor 2019.

Debido a que la capacidad máxima de la tolva son 3500cm^3 y la densidad del material es 0.8 gr/cm^3 .

La masa total máxima que puede contener es

$$m = D \cdot V$$

$$m = 3500\text{ cm}^3 \cdot 0.8\text{ gr/cm}^3$$

$$m = 2800\text{ gr}$$

$$m = 2.8\text{ kg}$$

Peso del concentrado en Newton:

$$W_{\text{concentrado}} = m \cdot \text{gravedad}$$

$$W_{\text{concentrado}} = 2.8\text{ kg} \cdot 10\text{ m/s}^2$$

$$W_{\text{concentrado}} = 28\text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas en Y:

$$\sum Fy = W_{tolva} + W_{concentrado} + W_{tt} + W_{cil} + W_{anclaje}$$

$$\sum Fy = 42.57N + 28N + 2.6N + 0.3N + 0.658N$$

$$\sum Fy = 74.128N$$

4.6.2. Diseño del eje que sostiene la tolva. Para diseñar el eje se dibuja en solidworks como en la siguiente imagen.

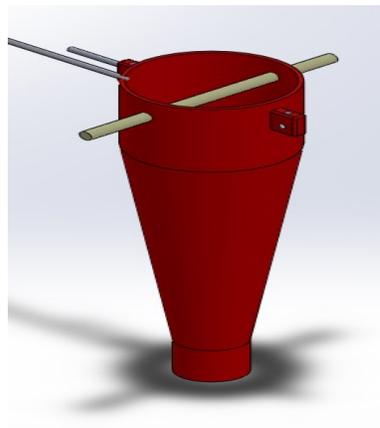


Figura 71. Ensamblaje de la tolva y su eje en SolidWorks.

Fuente: Autor 2019.

Ahora realizamos el bosquejo de las fuerzas que actúan sobre el eje, que es un doble cortante. La longitud es de 330.2 mm y es determinada por la geometría del comedero.

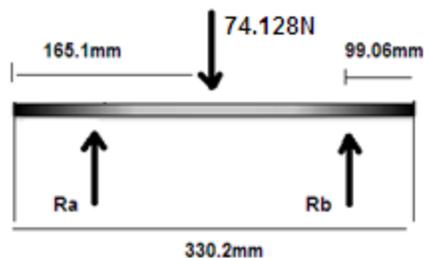


Figura 72. Bosquejo de las fuerzas sobre el eje.

Fuente: Autor 2019.

$$\sum Fy = Ra + Rb - 74.128N = 0$$

$$\sum Fy = Ra + Rb = 74.128N$$

$$\sum Mra = Rb(132.08\text{mm}) - 74.128N(66.04\text{mm}) = 0$$

$$\sum Mra = 37.064N$$

$$Rb = 37.064N$$

$$Ra = 37.064N$$

Cuando la tolva esta en movimiento existe una fuerza de oposicion del eje y ruedas a la tolva en la direccion del movimiento. De la siguiente manera:

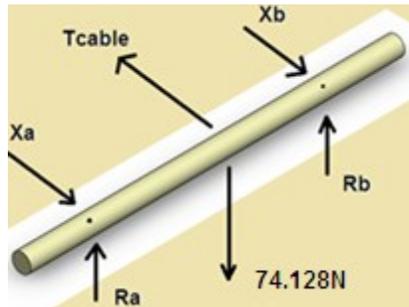


Figura 73. Plano tridimensional del eje con fuerzas puntuadas.

Fuente: Autor 2019.

La tension del cable es una fuerza de arrastre que debe hacer la cadena para poder mover la tolva, y esta dado de la siguiente forma:

$$\sum Fx = Tcable + (Wtolva + Wconcentrado) - Ffriccion = 0$$

$$\sum Fx = Tcable + 74.128N - Ffriccion = 0$$

$$Tcable = 74.128N + \mu_k * N$$

Siendo:

Tcable: fuerza de la cadena sobre la tolva.

N: fuerza contraria al Tcable.

μ_k : coeficiente de fricción dinámico (de la figura 73).

Superficies en contacto	μ_s	μ_k
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Caucho sobre concreto	1.0	0.8
Madera sobre madera	0.25-0.5	0.2
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Articulaciones sinoviales en humanos	0.01	0.003

Figura 74. Tablas de coeficiente de rozamiento estático y dinámico.

Fuente: (Serway y Jewett, 2008).

Reemplazando

$$T_{\text{cable}} = 74.128\text{N} + 0.47 \cdot (W_{\text{tolva}} + W_{\text{concentrado}})$$

$$T_{\text{cable}} = 74.128\text{N} + 0.47 \cdot (74.128\text{N})$$

$$T_{\text{cable}} = 109\text{N}$$

$$\sum F_x = X_a + X_b - T_{\text{cable}} = 0$$

$$\sum F_x = X_a + X_b = 109\text{N}$$

$$\sum M_x = X_b(132.08\text{mm}) - 109\text{N}(66.04\text{mm}) = 0$$

$$X_b = 54.5\text{N}$$

$$X_a = 54.5\text{N}$$

Con estos valores podemos hallar los momentos máximos en cada punto.

Punto A)

$$\sum M_{ay} = (54.5\text{N} * 132.08\text{mm})(1\text{m}/1000) = 7.2\text{N.m}$$

$$\sum M_{ax} = (37.064\text{N} * 132.08\text{mm})(1\text{m}/1000) = 4.9\text{N.m}$$

$$\text{Momento maximo en a } M_a = \frac{(7.2^2 + 4.9^2)^{\frac{1}{2}}}{2} = 8.7\text{N.m}$$

Punto B)

$$\sum M_{by} = (54.5\text{N} * 132.08\text{mm})(1\text{m}/1000) = 7.2\text{N.m}$$

$$\sum M_{bx} = (37.064\text{N} * 132.08\text{mm})(1\text{m}/1000) = 4.9\text{N.m}$$

$$\text{Momento maximo en a } M_a = \frac{(7.2^2 + 4.9^2)^{\frac{1}{2}}}{2} = 8.7\text{N.m}$$

$$M_{\text{max}} = 8.7\text{N.m}$$

Hallamos el diametro del eje con la siguiente ecuacion:

$$D = \left(\frac{(16 * n)}{(\pi * S_y)} * (3M_{\text{max}}^2 + 4T_{\text{max}}^2)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Siendo n factor de seguridad de 2

$$M_{\text{max}} = 8.7\text{N.m}$$

$$T_{\text{max}} = 0$$

4.6.3. Selección del material del eje. Sy es la resistencia a la fluencia que se escoje del apendice (1).

Asignamos uno de los aceros UNS para calcular el diametro del eje.

$$G10150, S_y = 320\text{MPa}, \text{ elongacion de } 18\%, \text{ dureza de } 116, \text{ CD.}$$

Se selecciona este debido a que se necesita un eje de baja elongacion para evitar pandeo, ademas de una baja fluencia ya que la carga que soporta no es muy grande y asi no sobredimensionamos el material.

Reemplazando en la ecuacion tenemos:

$$D = \left(\frac{(16 \cdot 2)}{\pi \cdot 320 \text{MPa}} \right) \cdot \left(3 \cdot 8.7^2 \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{3}$$

$$D = \left(0.00000003183 \right) \cdot (15.07) \cdot \frac{1}{3}$$

$$D = \left(0.000000479 \right) \cdot \frac{1}{3}$$

$$D = 0.007827 \text{m}$$

$$D = 7.827 \text{mm}$$

Es el diametro comercial que debe usarse es de $D = 0.5$ pulg o 12.7mm.

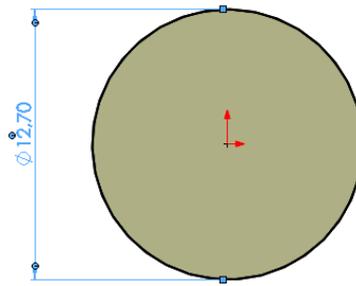


Figura 75. Diámetro del eje que sostiene la tolva, vista frontal en mm.

Fuente: Autor 2019.

4.6.3.1. *Peso del eje de la tolva.* $V_{\text{ejet}} = \pi \cdot (r_{\text{ejet}})^2 \cdot (h)$

Siendo:

V_{ejet} : volumen del eje de la tolva.

r_{ejet} : radio del eje de la tolva.

h : longitud del eje.

Reemplazando

$$V_{\text{ejet}} = \pi * (6.35\text{mm})^2 * (330.2\text{mm})$$

$$V_{\text{ejet}} = 0.00004183\text{m}^3$$

Masa total del eje de la tolva

$$M_{\text{ejet}} = V_{\text{ejet}} * D$$

$$M_{\text{ejet}} = 0.00004183\text{m}^3 * 7850\text{Kg/m}^3$$

$$M_{\text{ejet}} = 0.328\text{Kg}$$

$$W_{\text{ejet}} = 0.328\text{Kg} * (10\text{m/s}^2)$$

$$W_{\text{ejet}} = 3.28\text{N}$$

Siendo:

W_{ejet} : peso del eje de la tolva.

Tabla 11.

Peso del eje de la tolva

Factor	Magnitud
W_{ejet}	3.28N

Fuente: Autor 2019.

4.6.4. Selección de los rodamientos de los patines. Existen dos rodamientos uno a cada extremo del eje, cada uno sostiene el patín y le permite moverse, el eje no gira.

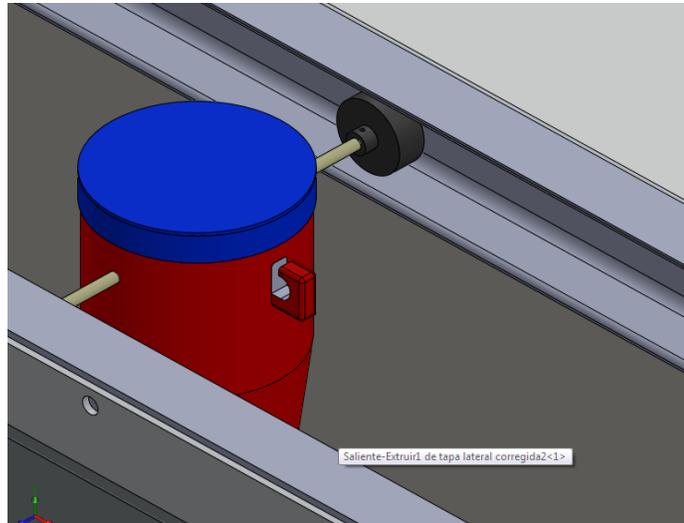


Figura 76. Ensamble del patín con el eje estático de la tolva móvil.

Fuente: Autor 2019.

En el eje existe el peso de sí mismo, y el de la tolva.

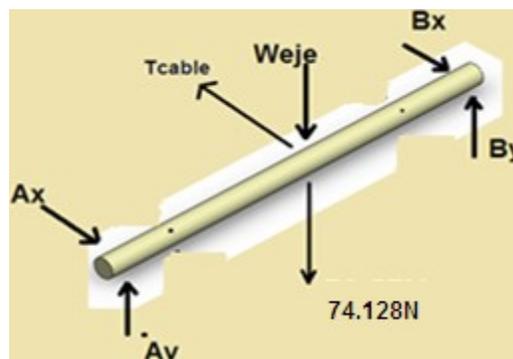


Figura 77. Eje de la tolva con las fuerzas de los patines incluidas.

Fuente: Autor 2019.

Sumatoria de fuerzas en y

$$\sum Fy = -W_{tolva} + Ay + By - W_{eje} = 0$$

$$\sum Fy = -74.128N + Ay + By - 3.28N = 0$$

$$\sum Fy = -77.408N + Ay + By = 0$$

$$\sum Fy = Ay + By = 77,408N$$

Sumatoria de momentos en Ay

$$\sum MAy = 74,128N(165.1\text{mm}) + 3.28N(165.1\text{mm}) - By(330.2\text{mm}) = 0$$

$$By = 38.7N$$

$$Ay = 38.7N$$

Sumatoria de fuerzas en x

$$\sum Fx = -T_{\text{cable}} + Ax + Bx = 0$$

$$\sum Fx = -109N + Ax + Bx = 0$$

$$\sum Fx = Ax + Bx = 109N$$

Sumatoria de momentos en Ax

$$\sum MAx = -109N(165.1\text{mm}) + Bx(330.2\text{mm}) = 0$$

$$Bx = 54.5N$$

$$Ax = 54.5N$$

Las fuerzas en el eje son de la siguiente manera.

En A.

$$Ax = 54.5N$$

$$Ay = 38.7N$$

En B.

$$Bx = 54.5N$$

$$By = 38.7N$$

Como no existe fuerza que la empuje axialmente la ecuación queda así

$$Fr = (Ra^2 + Xa^2) \frac{1}{2}$$

Siendo Fr fuerza radial al eje en ese punto.

Debo tomar el Fr máximo entre los dos porque la fuerza radial mayor me da el rodamiento correcto para ambos extremos, ya que deben ser iguales los dos por norma.

$$\text{En A...} Fr = (54.5^2 + 38.7^2) \frac{1}{2}$$

$$Fr = 66.84\text{N}$$

$$\text{En B...} Fr = (54.5^2 + 38.7^2) \frac{1}{2}$$

$$Fr = 66.84\text{N}$$

Hallo la presión que ejerce dicha fuerza con la ecuación

$$P = (x * Fr + y * Fa)$$

No existe fuerza axial Fa, es entonces cero.

$$P = x * Fr$$

Cuando Fa es cero, x se hace 1.

$$P = Fr$$

$$P = 66.84\text{N}$$

Para hallar las revoluciones de los patines tenemos en cuenta la velocidad de desplazamiento que es 0.156m/s y el radio de los patines $r = 25.78\text{mm} = 0.02578\text{m}$

La velocidad angular se halla a continuación

$$W = \frac{V}{r}$$

Siendo

W: velocidad angular.

V: velocidad.

R: radio del patín.

Reemplazando

$$W = \frac{0.156m/s}{0.02578m}$$

$$W = 6.05rd/seg$$

$$W = 57.8rev/min$$

Hallamos el ciclo de hora de trabajo en millones de rev/año

$$L_{10} = 57.8rev/min * (1año * 1hora/dia) * (60min/1hora) * (365días/1año)$$

$$L_{10} = 1265820rev/año$$

$$L_{10} = 1.265millorev/año$$

$$L_{10} = (C/P)^k$$

k: es un valor que nos lo da el catálogo de rodamientos.

Para los rodamientos de bolas es igual a 3.

Para los rodamientos de rodillos es igual a 10/3.

P es la presión hallada anteriormente.

C capacidad de carga dinámica es el valor que despejaremos para seleccionar en el catálogo.

$$1.265 = (C/66.84N)^3$$

$$C = 72.3N = 0.0723KN$$

$$Deje = 12.7mm$$

Del catálogo del apéndice (4) seleccionamos el siguiente rodamiento de bolas.

Tabla 12.

Características principales del rodamiento de bolas.

Diámetro interior	12.7mm
Diámetro exterior	24mm
Designación	61802
Peso	0.11N

Fuente: (Sechen, Bauman, Reynolds, y Dairy, 1989).

4.6.5. Sistema de cadena y catarinas. Para la selección de sistema de cadenas y catarinas, se define, para este diseño solamente el número de dientes de la catarina, ya que las demás contarán con la misma cantidad, debido a que no hay reducción de velocidad en el sistema mecánico, conociendo que $H_d = 0.19$ KW o 0.25 HP y velocidad de 10.733 rpm. (Budynas & Nisbett, 2008, págs. 876-881).

Por recomendación $Z_1=19$ dientes, como son todas iguales para que no cambie la velocidad, $Z_2=Z_1=19$ dientes.

4.6.5.1. Selección de la cadena. Seleccionamos una cadena N° 40, y verificamos la siguiente tabla si se construyen catarinas con los números de dientes calculados. (Budynas & Nisbett, 2008, págs. 876-881).

Núm.	Números de dientes de catarina disponibles
25	8-30, 32, 34, 35, 36, 40, 42, 45, 48, 54, 60, 64, 65, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
35	4-45, 48, 52, 54, 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
41	6-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
40	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
50	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
60	8-60, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
80	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 78, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
100	8-60, 64, 65, 67, 68, 70, 72, 74, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
120	9-45, 46, 48, 50, 52, 54, 55, 57, 60, 64, 65, 67, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 96, 102, 112, 120
140	9-28, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 39, 40, 42, 43, 45, 48, 54, 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 9
160	8-30, 32-36, 38, 40, 45, 46, 50, 52, 53, 54, 56, 57, 60, 62, 63, 64, 65, 66, 68, 70, 72, 73, 80, 84, 9
180	13-25, 28, 35, 39, 40, 45, 54, 60
200	9-30, 32, 33, 35, 36, 39, 40, 42, 44, 45, 48, 50, 51, 54, 56, 58, 59, 60, 63, 64, 65, 68, 70, 72
240	9-30, 32, 35, 36, 40, 44, 45, 48, 52, 54, 60

Figura 78. Dimensiones de cadenas estándares de torón sencillo.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008, p. 892).

Para cadena numero 40 si se fabrican catarinas de 19 dientes.

La información que le responde a la cadena seleccionada está en la siguiente tabla.

Velocidad de la catarina, rpm	Número ANSI de cadena					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1 000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3
1 200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1 400	0.93*	3.13*	7.41	2.61	14.4	18.1
1 600	1.05*	3.53*	8.36	2.14	12.8	14.8
1 800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2 000	1.27*	4.32*	7.72*	1.52*	9.23*	10.6
2 500	1.56	5.28	5.51*	1.10*	6.58*	7.57
3 000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76
	Tipo A		Tipo B		Tipo C	

Figura 79. Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único en torón sencillo de una catarina de 19 dientes.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008, p. 891).

Seleccionamos la ANSI número 40 tipo A

$H_c = 50$ rpm. Y Potencia= 0.37 KW.

La distancia entre centros no podemos calcularla ya que el sistema está diseñado de tal forma que la longitud de la cadena está establecida por la geometría de la plataforma y la da las condiciones de diseño iniciales.

Se determina si cumple con las condiciones de potencia (Budynas & Nisbett, 2008, págs. 876-881).

La potencia calculada debe ser mayor o igual a la de diseño:

$$H_a \geq H_d$$

$$K_1 * K_2 * H_c \geq H_d$$

Factor de corrección de dientes k_1 .

Número de dientes en catarina impulsora	Potencia preextremo, K_1	Potencia posextremo, K_1
11	0.62	0.52
12	0.69	0.59
13	0.75	0.67
14	0.81	0.75
15	0.87	0.83
16	0.94	0.91
17	1.00	1.00
18	1.06	1.09
19	1.13	1.18
20	1.19	1.28
N	$(N_i/17)^{1.08}$	$(N_i/17)^{1.5}$

Figura 80. Factor de corrección de dientes K_1 .

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008, p. 893).

$$k_1 = 1,13 \text{ (para 19 dientes)}$$

$$K_2 = H_d / K_1 * H_c$$

$$K_2 = 0.25 H_p / 1.13 * 0.25 H_p$$

$$K_2 = 0.885$$

Factor de hileras múltiples K_2 .

Número de torones	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

Figura 81. Factores de torones múltiples K_2 .

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008, p.893).

Ok Cumple.

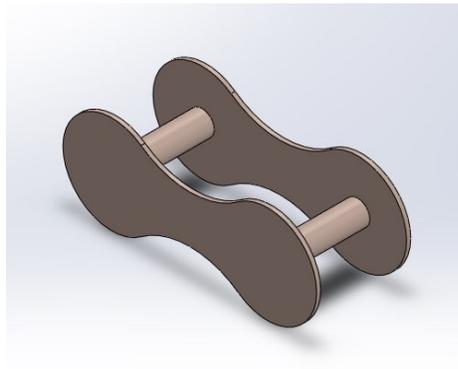


Figura 82. Torón de la cadena realizado en SolidWorks

Fuente: Autor 2019.

La cadena será de una hilera según la tabla.

La selección de la cadena será:

Designación 1 N° 40, 5773mm (1 hilera, número 40, y de longitud de 5773mm),
Lubricación tipo A, por engrase manual (Budynas & Nisbett, 2008, págs. 876-881).

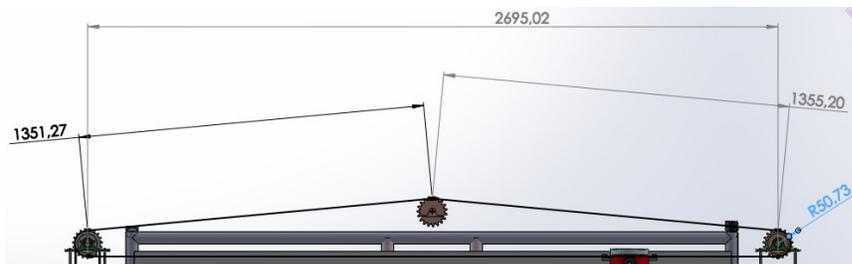


Figura 83. Longitud de la cadena determinada por la geometría del sistema (medidas en mm).

Fuente: Autor 2019.

4.6.5.2. Diseño de la Catarina. Constará de $N = 19$ dientes.

El paso se toma de la siguiente figura.

Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lbf (N)	Peso promedio, lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamento de torones múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	—
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

Figura 84. Características técnicas de las cadenas ANSI según su número.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008, p.877).

4.6.5.3. Diámetro de la Catarina. Su diámetro está dado por la siguiente ecuación:

$$D = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/N)}$$

Siendo:

P= paso de la cadena.

N= número de dientes.

D= diámetro de la catarina.

Reemplazando:

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{N}\right)}$$

$$D = \frac{12.70\text{mm}}{\text{sen}\left(\frac{180}{19}\right)}$$

$$D = 77.16\text{mm}$$

Se toma un diámetro de 101.6mm que es de 4 pulg.

Ancho es de 7.94mm según la tabla anterior.

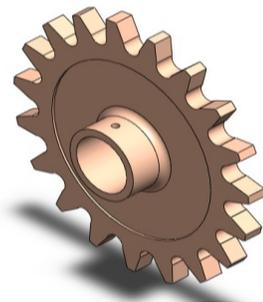


Figura 85. Catarina de 19 dientes realizada en SolidWorks.

Fuente: Autor 2019

4.6.6. Selección de la banda. La polea se selecciona de las recomendaciones y catálogo, para este caso, como no queremos que exista un cambio de velocidad entre el eje del motor y el eje de la catarina, se tomara el mismo diámetro de la catarina para el de la polea que es de 101.6mm.

Sección de la banda	Ancho a , pulg	Espesor b , pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 y mayores

Figura 86. Secciones de bandas V estándar.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008, p.879).

La banda que cumple dicha especificación es la de sección A, y también cumple la potencia mínima establecida por los cálculos que es de 0.25 Hp.

Sección	Circunferencia, pulg
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Figura 87. Circunferencias interiores de bandas V estándar.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008, p.879).

Tomamos una circunferencia interior pequeña para evitar problemas en la transmisión de potencia y reducir la vibración que limita la vida útil de la banda.

La banda es entonces: A26

Con una longitud de paso de $26+1,3 = 27,3$ pulg

Longitud de paso

$L_p = 27.3$ pulg

Distancia entre centros

Se halla con la siguiente ecuación:

$$C = 0.25 \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\}$$

Figura 88. Ecuación distancia entre centros

Fuente: Autor 2019.

Reemplazando

$$C = 0.25 \left((27.3 - \pi * 3) + \sqrt{(27.3 - \pi * 3)^2} \right)$$

$$C = 8.93 \text{ Pulg}$$

$$C = 226.82 \text{ mm}$$

Ancho de la polea es de 0.75 pulg o 19.05 mm.

4.6.6.1. Selección de la polea. P 1 A 101.6mm

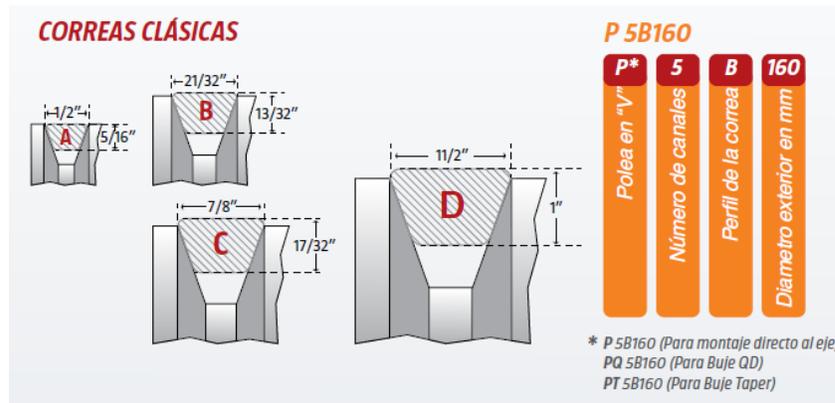


Figura 89. Catalogo Intermecc para correas y poleas En V.

Fuente: (Intermecc).

4.6.7. Diseño del eje de las catarinas y selección de sus rodamientos. Ahora realizamos el bosquejo de las fuerzas que actúan sobre el eje, que es un doble cortante.

El peso de la catarina se halla con la ecuación del cilindro y obtendremos un aproximado:

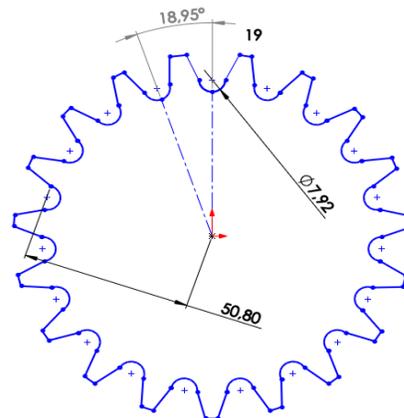


Figura 90. Perfil geométrico de la catarina dibujada en SolidWorks.

Fuente: Autor 2019.

4.6.7.1. Peso de la Catarina. $W_{\text{catarina}} = (\pi \cdot (r_{\text{catarina}})^2 \cdot h_c) \cdot g$

Siendo:

W_{catarina} : peso de la catarina en N.

r_{catarina} : radio de la catarina.

h_c : espesor de la catarina.

g : gravedad(10m/s^2).

Reemplazando:

$$W_{\text{catarina}} = (\pi * (50.8\text{mm})^2 * 12.7\text{mm}) (1\text{m}^3 / 1000^3\text{mm}^3) * 7850\text{Kg/m}^3 * 10\text{m/s}^2$$

$$W_{\text{catarina}} = (0.00010296\text{m}^3) * 7850\text{Kg/m}^3 * 10\text{m/s}^2$$

$$W_{\text{catarina}} = 8.1\text{N}$$

4.6.7.2. Peso de la polea. $W_{\text{polea}} = (\pi * (r_{\text{polea}})^2 * h_p) * g$

Siendo:

W_{polea} : peso de la polea en N.

r_{polea} : radio de la catarina.

h_p : espesor de la polea

g : gravedad(10m/s^2).

reemplazando:

$$W_{\text{polea}} = (\pi * (50.8\text{mm})^2 * 19.05\text{mm}) (1\text{m}^3 / 1000^3\text{mm}^3) * 7850\text{Kg/m}^3 * 10\text{m/s}^2$$

$$W_{\text{polea}} = (0.0001544\text{m}^3) * 7850\text{Kg/m}^3 * 10\text{m/s}^2$$

$$W_{\text{polea}} = 12.14\text{N}$$

Pero existe una fuerza que entrega la banda a la polea mediante el motor que es de 0.25

Hp.

$$V = \frac{\pi * d * n}{60000}$$

Siendo

v: velocidad en m/s

d: diámetro de la catarina.(mm)

n: revoluciones por minuto.

Reemplazando

$$v = \frac{\pi * 101.6 \text{ mm} * 10.733 \text{ rpm}}{60000}$$

$$v = 0.0571 \text{ m/s}$$

$$H = \frac{W_t * v}{1}$$

Siendo

H: potencia en Watt.

W_t: Fuerza tangencial en N.

V: velocidad en m/s.

Despejando y reemplazando

$$W_t = \frac{H * 1}{v}$$

$$W_t = \frac{190 \text{ W} * 1}{0.0571 \text{ m/s}}$$

$$W_t = 3327.5 \text{ N}$$

Sumamos las fuerzas que actúan sobre el eje que son el peso de la polea, el peso de la catarina y la fuerza del motor de 0.25Hp.

$$W_{\text{polea t}} = W_t + W_{\text{polea}}$$

Siendo:

$W_{\text{polea t}}$: peso de la polea total en N.

W_t : fuerza tangencial ejercida por el motor.

W_{polea} : peso de la polea en N.

Reemplazando:

$$W_{\text{polea t}} = 3327.5\text{N} + 12.14\text{N}$$

$$W_{\text{polea t}} = 3340\text{N}$$

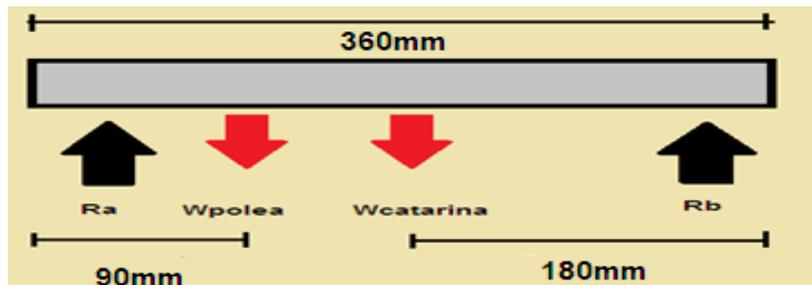


Figura 91. Bosquejo de las fuerzas sobre el eje.

Fuente: Autor 2019.

Sumatoria de fuerzas en y

$$\sum Fy = Ra + Rb - 12.14\text{N} - 8.1\text{N} - 3327.5\text{N} = 0$$

$$\sum Fy = Ra + Rb = 3347.74\text{N}$$

Sumatoria de momentos en Ra

$$\sum MRa = -Rb(360\text{mm}) + 8.1\text{N}(180\text{mm}) + (3340\text{N})(90\text{mm}) = 0$$

$$Rb = 840\text{N}$$

$$Ra = 2508.7\text{N}$$

Existe otras fuerzas en el plano z que hay que tener en cuenta, como las mostradas en la siguiente figura.

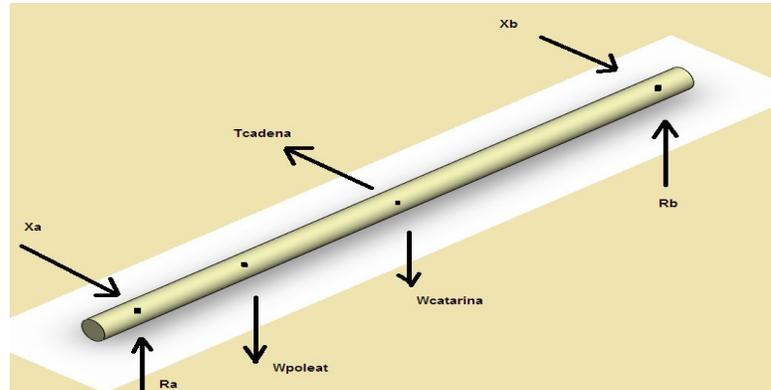


Figura 92. Plano tridimensional del eje con fuerzas puntuadas.

Fuente: Autor 2019.

Sumatoria de fuerzas en x

$$\sum F_x = X_a + X_b - T_{cadena} = 0$$

$$\sum F_x = X_a + X_b = 109\text{N}$$

Sumatoria de momento en A

$$\sum M_{Xa} = X_b(360\text{mm}) - 109\text{N}(180\text{mm}) = 0$$

$$\sum M_{Xa} = X_b(360\text{mm}) = 109\text{N}(180\text{mm})$$

$$X_b = 54.5\text{N}$$

$$X_a = 54.5\text{N}$$

Hallamos los valores maximos en cada punto.

Punto A)

$$M_{ay} = (2508.7\text{N} * 0.36\text{m}) = 903.132\text{N.m}$$

$$M_{ax} = (54.5\text{N} * 0.36\text{m}) = 19.62\text{N.m}$$

$$\text{Momento maximo en A } M_a = (1200.7^2 + 18.7^2) \frac{1}{2} = 903.35 \text{ N.m}$$

Punto B)

$$M_{by} = (840 \text{ N} * 0.36 \text{ m}) = 302.4 \text{ N.m}$$

$$M_{bx} = (54.5 \text{ N} * 0.36 \text{ m}) = 19.62 \text{ N.m}$$

$$\text{Momento maximo en B } M_b = (302.4^2 + 19.62^2) \frac{1}{2} = 303.04 \text{ N.m}$$

Tomamos el momento maximo entre ambos, que es igual a

$$M_{\text{max}} = 903.35 \text{ N.m}$$

Hallamos el diametro del eje con la siguiente ecuacion:

$$D = \left(\frac{(16 * n)}{\pi * S_y} \right) * \left(3 M_{\text{max}}^2 + 4 T_{\text{max}}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \frac{1}{3}$$

Siendo n factor de seguridad, para este caso es 1.25.

$$M_{\text{max}} = 903.35 \text{ N.m}$$

$$T_{\text{max}} = W_t * (r_{\text{polea}}) = 3327.5 \text{ N} * 0.0508 \text{ m} = 169.04 \text{ N.m}$$

4.6.7.3. Selección del material. S_y es la resistencia a la fluencia que se escoje del Apendice

(1):

Asignamos uno de los aceros UNS para diseñar el eje.

G10300 CD, $S_y = 440 \text{ MPa}$, elongacion de 12%, dureza de 131

Reemplazando en la ecuacion tenemos:

$$D = \left(\frac{(16 * 1.25)}{\pi * 440 \text{ MPa}} \right) * \left(3 * 903.35^2 + 4 * 169.04^2 \right)^{\frac{1}{2}} \frac{1}{3}$$

$$D = \left(0.0000001446 \right) * (1600.8) \frac{1}{3}$$

$$D = 0.0285 \text{ m}$$

$$D = 28.5 \text{ mm o } 1.12 \text{ pulg.}$$

4.6.7.4. Selección de rodamientos

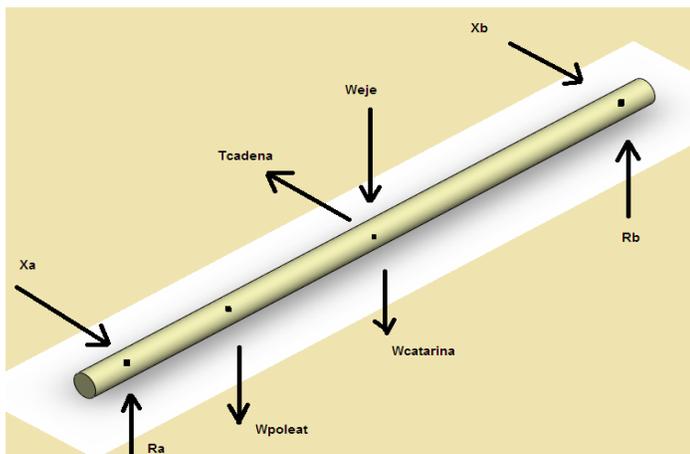


Figura 93. Eje de las catarinas con las fuerzas que actúan sobre él.

Fuente: Autor 2019.

Para hallar el peso del eje W_{eje} , hay que multiplicar el volumen de este por la densidad del acero y gravedad.

Peso del eje

$$W_{eje} = (\pi * (r_{eje})^2 * h) * (d * g)$$

Siendo:

W_{eje} : peso del eje en N.

r_{eje} : radio del eje en N.

h : longitud del eje en m.

d : densidad del acero.

g : gravedad (10m/s^2)

Reemplazando:

$$W_{eje} = (\pi * (14.25\text{mm})^2 * 360\text{mm}) * (1\text{m}^3 / 1000^3\text{mm}^3) * 7850\text{Kg/m}^3 * 10\text{m/s}^2$$

$$W_{eje} = (0.000286\text{m}^3) * 7850\text{Kg/m}^3 * 10\text{m/s}^2$$

$$W_{eje} = 18.03\text{N}$$

Sumatoria de fuerzas en y

$$\sum Fy = Ra + Rb - W_{poleat} - W_{catarina} - W_{eje} = 0$$

$$\sum Fy = Ra + Rb - 3340\text{N} - 8.1\text{N} - 18.03\text{N} = 0$$

$$\sum Fy = Ra + Rb = 3366.13\text{N}$$

Sumatoria de momentos en Ay

$$\sum MRa = Rb(360\text{mm}) - 26.13\text{N}(180\text{mm}) - 3340\text{N}(90\text{mm}) = 0$$

$$Rb = 848\text{N}$$

$$Ra = 2518\text{N}$$

Sumatoria de fuerzas en x

$$\sum Fx = Xa + Xb - T_{cadena} = 0$$

$$\sum Fx = Xa + Xb = 109\text{N}$$

Sumatoria de momentos en x

$$\sum MXa = Xb(360\text{mm}) - 109\text{N}(180\text{mm}) = 0$$

$$Xb = 54.5\text{N}$$

$$Xa = 54.5\text{N}$$

Las fuerzas en el eje son de la siguiente manera.

En A.

$$Ra = 2518\text{N}$$

$$Xa = 54.5\text{N}$$

En B.

$$R_b = 848\text{N}$$

$$X_b = 54.5\text{N}$$

Como no existe fuerza que la empuje axialmente la ecuación queda así

$$F_r = (R_a^2 + X_a^2)^{\frac{1}{2}}$$

Siendo F_r fuerza radial al eje en ese punto.

Debo tomar el F_r máximo entre los dos porque la fuerza radial mayor me da el rodamiento correcto para ambos extremos, ya que deben ser iguales los dos por norma.

$$\text{En A...} F_r = ((2518)^2 + (54.5)^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$F_r = 2518.6\text{N}$$

$$\text{En B...} F_r = ((848)^2 + (54.5)^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$F_r = 850\text{N}$$

Hallo la presión que ejerce dicha fuerza con la ecuación

$$P = (x * F_r + y * F_a)$$

No existe fuerza axial F_a , es entonces cero.

$$P = x * F_r$$

Cuando F_a es cero, x se hace 1.

$$P = F_r$$

$$P = 2518.6\text{N}$$

La velocidad de giro de la catarina y polea son las mismas que es de 10,733rpm

Hallamos el ciclo de hora de trabajo en millones de rev/año

$$L_{10} = 10,733\text{rev/min} * (1\text{año} * 1\text{hora/día}) * (60\text{min}/1\text{hora}) * (365\text{días}/1\text{año}) = 234987\text{rev/año}$$

$$=0.235\text{millorev/año}$$

$$L_{10} = (C/P)^k$$

k: es un valor que nos lo da el catálogo de rodamientos.

Para los rodamientos de bolas es igual a 3.

Para los rodamientos de rodillos es igual a 10/3.

P es la presión hallada anteriormente.

C capacidad de carga dinámica es el valor que despejaremos para seleccionar en el catálogo.

Reemplazando

$$0.235 = (C/2518.6N)^3$$

$$C = 1,554KN$$

$$Deje = 28.5mm$$

Del catálogo en el apéndice (5) tomamos la siguiente referencia

Tabla 13.

Características principales del rodamiento de bolas.

Diámetro interior	30mm
Diámetro exterior	42mm
Designación	61806
Peso	0.25N

Fuente: (Sechen, Bauman, Reynolds, y Dairy, 1989).

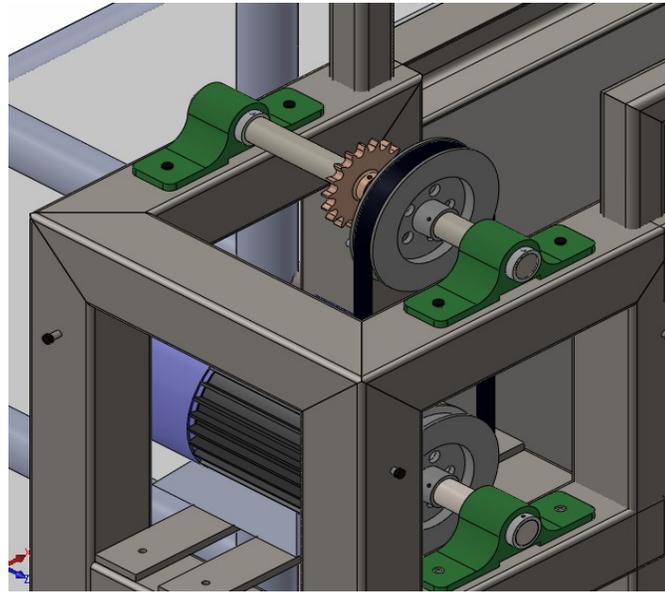


Figura 94. Acople en solidworks de las chumaceras, el eje y la catarina.

Fuente: Autor 2019.

4.7. Establecer la ecuación de movimiento del sistema establecido

Según los operadores el tiempo que dura el ordeño es de 25min aproximadamente, en ese lapso de tiempo se deben consumir los 3500cm³ repartido en porciones pequeñas para las 7 cabras. Como la finalidad es mantenerlas entretenidas se debe calcular la porción necesaria que cumpla esos requerimientos.

Se propone la siguiente ecuación:

Valor de entrada: 5cm³ por porción.

Constante: 7 caídas.

$$C_{porcion} * N_{aberturas} = VOL_{repartido.porpasada...} \text{ (cm}^3\text{.pasada)}$$

$$cm^3 * 7caidas = 35cm^3 \text{ por pasada}$$

1 ciclo es igual a un desplazamiento de ida y regreso al comienzo.

$$\text{VOLciclo} = 2 * \text{VOLrepartido.porpasada}$$

$$\text{VOLciclo} = 35\text{cm}^3 * 2\text{ciclos} = 70\text{cm}^3.\text{ciclo}$$

$$\text{Caudal: } Q = \text{VOLconcentrado.total} / \text{Toperacion}$$

$$Q = 3500\text{cm}^3 / 25\text{min} = 140\text{cm}^3/\text{min.}$$

Si debe repartir esos 70cm^3 , pero por cada ciclo deja caer 35cm^3 , entonces en dos ciclos repartirá los 70cm^3 .

$$\text{VOLbucle} = \text{VOLciclo} * 2 = 35\text{cm}^3.\text{ciclo} * 2 / \text{ciclo} = 70\text{cm}^3$$

En 1 minuto deberá hacer un BUCLE, si la longitud que debe desplazarse es

$$L_t = 2340\text{mm} = 2.34\text{m}$$

Pero la distancia recorrida en un BUCLE es 4 veces la distancia total

$$\text{Distancia recorrida en un BUCLE} = 4 * L_t$$

$$4 * 2.34\text{m} = 9.36\text{m}$$

Pero el tiempo en una pasada debe ser

$$T_{\text{bucle}} / 4 = T_{\text{pasada}}$$

$$T_{\text{pasada}} = 1\text{min} / 4 = 60\text{seg} / 4 = 15\text{seg por pasada.}$$

En una pasada la velocidad será:

$$V_{\text{pasada}} = L_t / T_{\text{pasada}}$$

$$V_{\text{pasada}} = 2.34\text{m} / 15\text{seg} = 0.156\text{m/seg.}$$

Entablado la ecuación para este sistema

$$V_{\text{pasada}} = L_t / T_{\text{pasada}}$$

$$V_{\text{pasada}} = L_t / T_{\text{bucle}} / 4$$

$$V_{\text{pasada}} = 4L_t / T_{\text{bucle}} \quad (\text{a})$$

$$C_{porcion} * N_{aberturas} = VOL_{repartido.porpasada}$$

$$C_{porcion} * N_{aberturas} = VOL_{ciclo}/2 \Rightarrow C_{porcion} * N_{aberturas} = VOL_{bucle}/4$$

$$C_{porcion} * N_{aberturas} = VOL_{bucle}/4 \quad (b)$$

$$\text{Pero } VOL_{concentradototal} = VOL_{bucle} * CANT_{buclestotal}.$$

$$VOL_{bucle} = VOL_{concentradototal} / CANT_{buclestotal}.$$

$$\text{Pero } Q = VOL_{concentrado.total} / T_{operacion}$$

$$VOL_{bucle} = Q * T_{operacion} / CANT_{buclestotal}.$$

$$\text{Pero } T_{operacion} = CANT_{buclestotal} * T_{bucle}$$

$$VOL_{bucle} = Q * T_{bucle}$$

$$VOL_{bucle} = (VOL_{concentrado.total} / T_{operacion}) * T_{bucle} \quad \text{©}$$

Reemplazando a, b y c obtenemos.

$$V_{pasada} = (VOL_{concentrado.total} * Lt) / (*T_{operacion} * C_{porcion} * N_{aberturas})$$

Tabla 14.

Variables y magnitudes de la ecuación propuesta.

Variables y constantes de operación	Magnitud
Velocidad de pasada	0.156 m/s
VOLconcentrado.total	3500cm ³
Lt	2.34m
Toperacion	25min o 1500seg
Cporcion	5cm ³
Naberturas	7

Fuente: Autor 2019.

4.8. Selección del motor adecuado basado en los cálculos realizados.

4.8.1. Cálculo de la velocidad de giro óptima del motor en rpm. Como la fuerza de halado es la T_{cable} , una eficiencia mecánica de la cadena y catarinas de 90% (valor aproximado), una eficiencia mecánica de la correa en V y polea de 85% y un factor de seguridad de 2.

$$F_{trabajo} = \frac{103.74N}{0.85*0.90} * 2$$

$$F_{trabajo} = 271.22N$$

$$\text{Velocidad: } 0.156\text{m/s}$$

Diámetro de la polea: 76.2mm y su radio es 38.1mm que es igual a 0.0381m.

$$\text{Torque} = F * r$$

$$\text{Torque} = 271.22N * 0.0381\text{m}$$

$$\text{Torque} = 10.332\text{N.m}$$

Velocidad angular

$$W = 10.733 \text{ rpm}$$

Calculamos la potencia de la siguiente formula

$$H = \frac{T * n}{9.55}$$

$$H = \frac{10.332\text{N.m} * 10.733\text{rev/min}}{9.55}$$

$$H = 0.011\text{KW}$$

Del catálogo de motores de alta eficiencia siemens:

Se selecciona el motor de 0.19KW ya que es el más cercano al calculado y mayor a esa; esta fuerza es suficiente para mover la tolva, la velocidad de este motor es de 1800rpm, lo cual debemos prestarle atención ya que la necesaria son 10.733rpm.

Debido al variador de frecuencia se debe tomar un motor de mayor potencia, como el referido en el apéndice (10), por lo tanto las características del motor eléctrico serán:

Características del motor eléctrico

Tabla 15.

Especificación del motor seleccionado.

Características del motor eléctrico	Magnitud
Potencia	0.5Hp
Frecuencia	60Hz
Revoluciones por minuto	900rpm
polos	8
peso	21Kg
Voltaje	110v-220v

Fuente: Autor 2019.

4.8.1.1. Potencia. La potencia que será el criterio para seleccionar el motor, será aquella que sea mayor en este caso será $H = 0,5 \text{ Hp}$.

4.8.1.2. Velocidad. La velocidad del motor es de 900 rpm, esta debe reducirse a un total de 10,733 rpm para que cumpla con el régimen de porciones, sin embargo, no puede utilizarse una caja reductora ya que esta es estática, entonces se opta por un variador de frecuencia.

4.8.2. Sistema eléctrico. Para diseñar el sistema eléctrico se seleccionará el tipo de cable y protección para cada elemento eléctrico importante del sistema. Los elementos de protección y los cables se encuentran en el Apéndice F y en el Apéndice G.

4.8.2.1. Elementos del motor eléctrico. Las características principales del motor son:

Tabla 16.

Características del motor eléctrico.

Característica	Valor
Potencia	0.5Hp
Voltaje	220V
Fases	3
Corriente	2.6 A

Fuente: Autor 2019.

Con esto podemos seleccionar el cable y la protección del sistema.

Tabla 17.

Selección de los elementos eléctricos para el motor.

Elemento	Selección
Cable	Cable numero 14 tripolar (10 A)
Disyuntor	Disyuntor BKN 3P B10A (10 A)

Fuente: Autor 2019.

4.8.3. Variador de frecuencia. La velocidad de giro del eje debe ser de 10.7 rpm, pero el motor tiene una velocidad de 900rpm por lo que se debe utilizar un variador de frecuencia, el motor reductor no se toma porque la reducción es muy grande.

El problema con el motor de 0.25Hp con velocidad de 1800 rpm es que al reducir esa velocidad de forma tan drástica se pierde el torque en su eje y consecuentemente su potencia, por lo que debe especificarse un motor de más potencia.

Por lo tanto, se toma un motor de 0.5Hp y velocidad de 900 rpm del apéndice (10) que cumpla con los requisitos para el variador de velocidad sin que afecte la potencia de diseño calculada.

La referencia del variador seleccionado es VFD004EL23A.

4.9. Determinar las sujeciones de los materiales seleccionados.

Las conexiones de los elementos estructurales son de gran importancia en el comportamiento general de una estructura, están especificados por las normas ASTM, RCSC.

4.9.1. Tornillos y pernos.



Figura 95. Perno de alta resistencia.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008).

Los pernos de alta resistencia esta especificados en las normas ASTM A325 y A490, el primero es fabricado con un templado medio al carbono y el segundo es de baja aleación con templado, teniendo propiedades más altas que el primero (Castro, 2007).

La selección de los tornillos, y arandelas se ha tomado según la siguiente tabla de la RCSC según la norma A325 para alta resistencia e impedir solturas o vibraciones excesivas.

Diámetro Nominal del Perno db , in.	Dimensiones de Pernos Estructurales de Cabeza Hexagonal Pesada			Dimensiones de Tuercas Hexagonales Pesadas	
	Ancho a través de cara plana F , plg.	Altura $H1$, plg.	Longitud Roscada T , plg.	Ancho a través de cara plana W , plg.	Altura $H2$, plg.
1/2	7/8	5/16	1	7/8	31/64
5/8	1 1/16	25/64	1 1/4	1 1/16	39/64
3/4	1 1/4	15/32	1 3/8	1 1/4	47/64
7/8	1 7/16	35/64	1 1/2	1 7/16	55/64
1	1 5/8	39/64	1 3/4	1 5/8	63/64
1 1/8	1 13/16	11/16	2	1 13/16	1 7/64
1 1/4	2	25/32	2	2	1 7/32
1 3/8	2 3/16	27/32	2 1/4	2 3/16	1 11/32
1 1/2	2 3/8	15/16	2 1/4	2 3/8	1 15/32

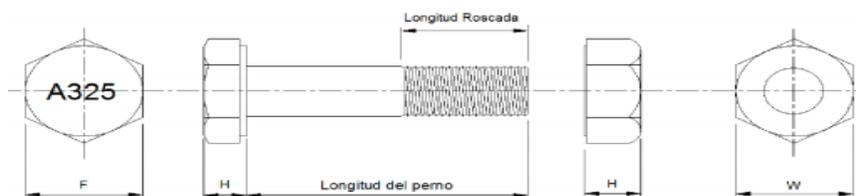


Figura 96. Tabla de dimensiones estándares de pernos y tuercas.

Fuente: (Pond, Church, Pond, y Schoknecht, 2005)

4.10. La estructura

4.10.1. Armazón principal. La estructura está condicionada por el sitio donde se encontrará ubicada, un espacio reducido de aproximadamente 0.7 metros de ancho y una

longitud de 4.5 metros, y aun así, debe permitir el paso de una persona para limpieza, mantenimiento o revisión.

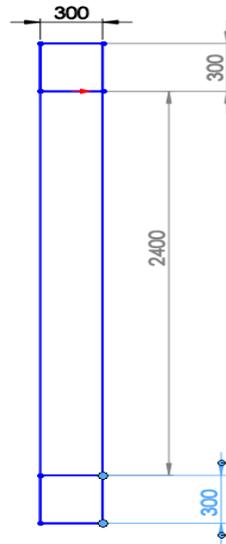


Figura 97. Dimensiones en mm del área de la estructura, vista superior.

Fuente: Autor 2019.

El mecanismo esta soportado por 6 columnas ubicadas 4 en un extremo y 2 en el otro, estarán soldadas para proporcionar estabilidad y firmeza al estar unidos en conjunto.

4.10.1.1. Peso de la estructura. El área del tubo cuadrado es de 1300mm^2

La longitud total de todos los tubos soldados es de 14656.5mm

Área de los tubos en C es de 1048.57mm^2

Longitud de los tubos en C es de 4800mm

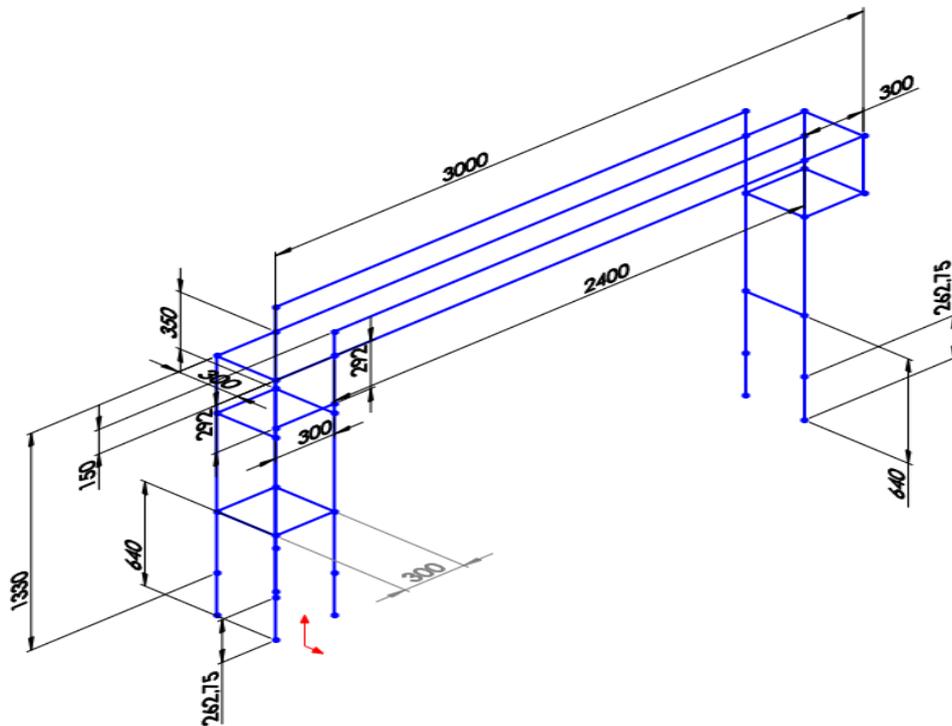


Figura 98. Dimensiones en mm de toda la estructura completa.

Fuente: Autor 2019.

4.10.1.2. Masa total de la estructura. La masa total de cada canal en C se halla a continuación

Área de los tubos en C es de 1048.57mm²

Longitud de los tubos en C es de 4800mm

$$D = m/V$$

$$m = D \cdot V$$

$$m = 7870 \text{kg/m}^3 \cdot (1048.57 \cdot 4800) \text{mm}^3 \cdot (1 \text{m}/1000 \text{mm})^3$$

$$m = 39.61 \text{Kg}$$

Peso total de la canal en C

$$W = m \cdot g$$

$$W = 39.61\text{Kg} * 9.81\text{m/s}^2$$

$$W = 388.58\text{N}$$

Peso total de la tolva llena de concentrado.

$$W_{\text{tolva}} = 68.7\text{N}$$

Peso del eje que sostiene la tolva.

$$W_{\text{eje}} = 5.15\text{N}$$

Peso de los rodamientos y patines

$$W_{\text{Rodamientos}} = 2.94\text{N}$$

4.10.2. Rieles. Estos se usarán para sostener la tolva y mediante patines permitirán el movimiento de la misma, respecto a su longitud será igual al comedero de la estructura de las cabras.

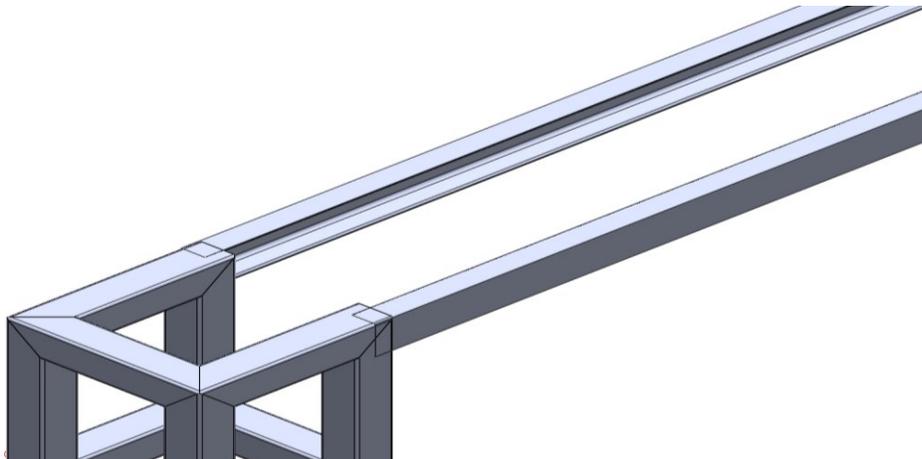


Figura 99. Canales en forma de C con función de rieles.

Fuente: Autor 2019.

Para hallar el perfil de la canal en C debemos tener en cuenta todo el peso que estas soportaran.

Tabla 18.

Peso de todos los elementos que soporta la canal en C

Elementos	Magnitud
tolva	42.57N
base	86N
anclaje	0.658N
Tubos de PVC	18.62N
Protecciones laterales	346.2N
Eje de la tolva 1.25"	3.28N
Rodamientos	0.22N
Dosificador interior	0.4N
TOTAL	501N

Fuente: Autor 2019.

Diagrama de cuerpo libre del perfil en C

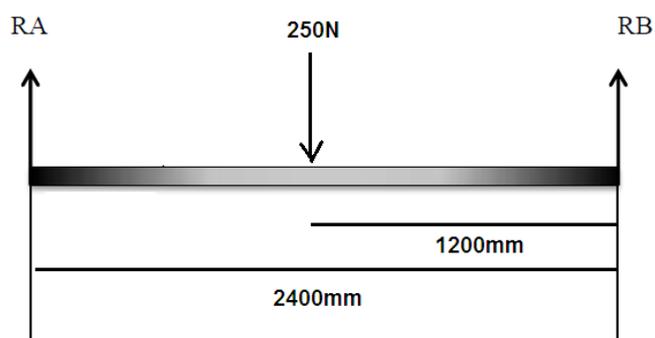


Figura 100. Diagrama de cuerpo libre de la canal en C, medidas en mm.

Fuente: Autor 2019.

La fuerza central es de 250N debido a que esa fuerza está siendo sostenida por dos canales, en este caso analizamos una sola y será lo mismo para su paralela. Se representa al centro porque

en ese punto es donde se genera el mayor momento y donde más interesa realizarle el análisis estático.

Sumatoria de fuerzas en y

$$\sum Fy = RA + RB - 250N = 0$$

$$\sum Fy = RA + RB = 250N$$

Sumatoria de momentos en Ay

$$\sum MRA = RB(2400\text{mm}) - 250N(1200\text{mm}) = 0$$

$$RB = 125N$$

$$RA = 125N$$

Momento flector maximo

$$M_{\max} = (125N * 1.2\text{m}) = 150N.m$$

Conocidos los esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos, se continúa con la metodología que permite seleccionar la viga más adecuada para el tipo de cargas, en este caso se trabajará con perfilaría estructural.

En el momento existe una gran variedad y disponibilidad de perfilaría estructural en el mercado colombiano, debido a que en la actualidad son innumerables las empresas de construcción que se dedican a la fabricación de perfiles, estandarizados y certificados.

Teniendo el valor del momento flector máximo, se tiene:

$$S = \frac{M_{\max}}{\sigma_{\text{permisible}}}$$

Siendo:

S: modulo elástico de la sección transversal.

Mmax: momento máximo al que está sometido.

σ Permissible: esfuerzo permisible.

Se tienen dos incógnitas en la anterior ecuación por lo cual, debemos usar la siguiente fórmula para hallar un resultado.

$$F.S. = \frac{\sigma_{Falla}}{\sigma_{permisible}}$$

Siendo:

F.S: factor de seguridad.

σ Falla: esfuerzo de falla del material.

σ permisible: esfuerzo permisible.

El factor de seguridad F.S. se obtiene de la figura 99.

INFORMACIÓN	CALIDAD DE LA INFORMACIÓN	FACTOR DE SEGURIDAD
Datos del material	El material fue realmente probado	1.3
	Datos representativos del material disponibles a partir de pruebas	2
	Datos suficientemente representativos del material a partir de pruebas	3
	Datos poco representativos disponibles a partir de pruebas	5+
Condiciones del entorno en el cual se utilizará	Idénticas a las condiciones de prueba del material	1.3
	Esencialmente en un entorno de ambiente de habitación	2
	Entorno moderadamente agresivo	3
	Entorno excesivamente agresivo	5+
Modelos analíticos para cargas y esfuerzos	Los modelos han sido probados contra experimentos	1.3
	Los modelos representan al sistema con precisión	2
	Los modelos representan al sistema aproximadamente	3
	Los modelos son una burda aproximación	5+

Figura 101. Criterios de selección de factor de seguridad F.S.

Fuente: (Garzón, 2016)

De acuerdo con los criterios de selección mostrados en la imagen anterior, se considera óptimo trabajar con un $N=2.0$ sabiendo que la máquina estará en cargas dinámicas leves como vibraciones.

El catálogo nos entrega el esfuerzo de falla de material de 344Mpa, luego se reemplaza en las ecuaciones y se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_{\text{permisible}} = \frac{344 \text{ Mpa}}{2}$$

$$\sigma_{\text{permisible}} = 172 \text{ Mpa}$$

$$S = \frac{150 \text{ N.m}}{172 \text{ Mpa}}$$

$$S = 8.721 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$S = 0.8721 \text{ cm}^3$$

Se procede a seleccionar del catálogo de CorpAcero en el apéndice (8) el perlin en C que se usara en la máquina.

Se selecciona la referencia p-75-45-2.5

Tabla 19.

Peso del perlin C p-75-45-2.5

Elemento	Magnitud
Perlines en C	250.2N

Fuente: Autor 2019.

4.10.2.1. Pandeo en el perlin C. El pandeo influencia mucho el diseño debido a que no puede la tolva inclinarse o hundirse ya que ese contacto evitaría su movimiento generando choques.

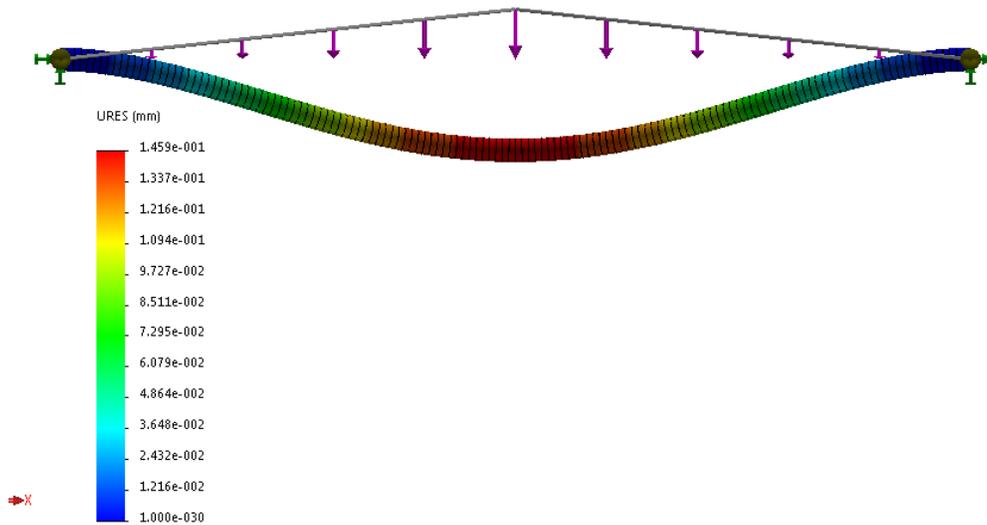


Figura 102. Representación del pandeo del perlin en C en SolidWorks.

Fuente: Autor 2019.

El pandeo es de 0.145mm lo que es aceptable y cumple con los requerimientos del diseño.

4.10.3. Cálculo de las columnas. Se define un perfil estructural para la viga que sostendrá todo el mecanismo y luego se procede a analizar si el perfil seleccionado cumple con los requisitos mínimos.

Se toma la referencia **PTEC 70x70x3** del apéndice (9) y se diseña en base a sus especificaciones.

R: centro del perfil 2.72cm

Oy: esfuerzo de fluencia 344Mpa

E: módulo de elasticidad del material 200Mpa

L: longitud de la columna 1592.75mm

A: área del perfil 15.48cm³

Conociendo estos parámetros se procede a calcular la longitud efectiva, para este cálculo se utiliza la siguiente ecuación:

$$L_e = K * L$$

Siendo:

L_e: longitud efectiva.

K: constante que depende del extremo fijo.

La constante K se obtiene de la siguiente figura

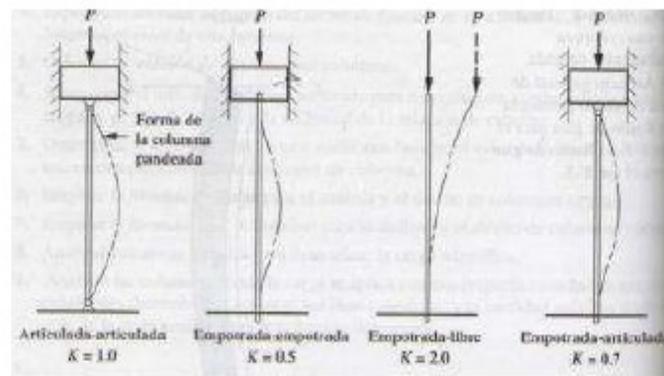


Figura 103. Coeficientes para K.

Fuente: (Bort, 2002).

La viga se encuentra empotrada-empotrada por lo que se utiliza un coeficiente de $K = 0,5$.

Reemplazando:

$$L_e = 0,5 * 159,275 \text{ cm}$$

$$L_e = 79,64 \text{ cm}$$

Relación de esbeltez

$$Re = \frac{Le}{r}$$

$$Re = \frac{79.64 \text{ cm}}{2.72}$$

$$Re = 29.28$$

Relación de esbeltez de transición

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 * E}{\sigma Y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 200 \text{ Mpa}}{344 \text{ Mpa}}}$$

$$C_c = 3.387$$

Al comparar en relación de esbeltez de transición (C_c) y al relación de Esbeltez, se deduce que $Re > c_c$, por lo tanto se trata de una columna larga.

Carga critica

$$P_{CR} = \frac{\pi^2 EA}{\left(\frac{Le}{r}\right)^2}$$

Figura 104. Carga crítica

Fuente: Autor 2019.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * 200 \text{ Mpa} * 15.48 \text{ cm}^2 \left(\frac{1 \text{ m}^2}{100^2 \text{ cm}^2}\right)}{\left(\frac{79.64 \text{ cm}}{2.72 \text{ cm}}\right)^2}$$

$$P_{cr} = 3,055 \times 10^6 / 857.3$$

$$P_{cr} = 3563.51 \text{ N}$$

Para comprobar que la columna es resistente, es necesario hallar el peso total el cual va a soportar las columnas, dividiéndolo en 6 que es el soporte estructural que contienen 6 columnas.

Tabla 20.

Peso total que soporta el marco estructural.

Elementos	Magnitud
tolva	42.57N
base	86N
anclaje	0.658N
Tubos de PVC	18.62N
Protecciones laterales	346.2N
Eje de la tolva 1.25”	3.28N
Rodamientos en patines	0.22N
Dosificador interior	0.4N
Ejes 1.25”	6.56N
Rodamientos de 1.25”	1.25N
cadena	33.6N
poleas	13.1N
catarinas	13.65N
Motor 0.5Hp	250N
Perlines C	250.2N
Total	1066.3N

Fuente: Autor 2019.

Carga a soportar

$$P = \frac{1066.3N}{6}$$

$$P = 177.72N$$

Se concluye que $P_{cr} > P$, lo que nos indica claramente que el perfil elegido soporta la carga.

FASE III: Diseñar en SolidWorks la estructura completa con su respectivo análisis cinemático. Para el cumplimiento del objetivo se desarrollaran las siguientes actividades.

4.11. Realizar el ensamblaje de la maquina en SolidWorks.



Figura 105. Ensamblaje completo de la maquina en SolidWorks.

Fuente: Autor 2019.

4.12. Simular la cinemática del sistema establecido

Con la función “estudio de movimiento” en SolidWorks realizamos la cinemática de la tolva con una velocidad de entrada de 160mm/s partiendo desde el segundo 0s y posición $x=0$.

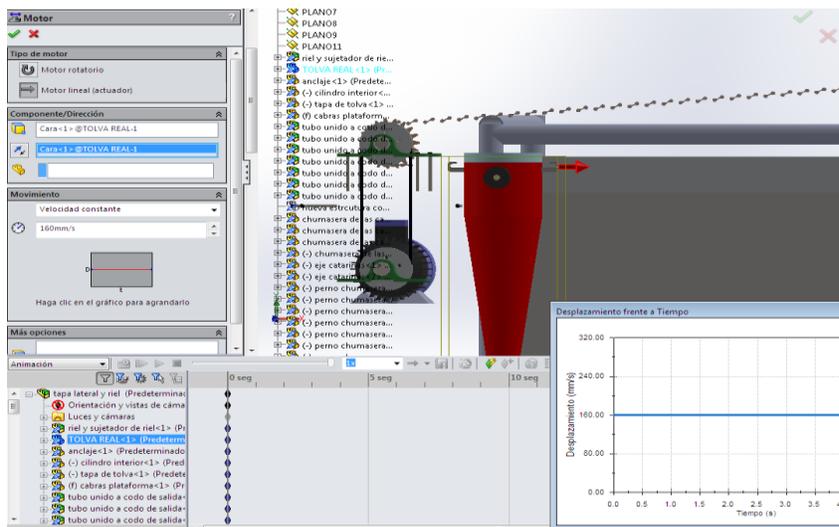


Figura 106. Estudio de movimiento en solidworks de la tolva.

Fuente: Autor 2019.

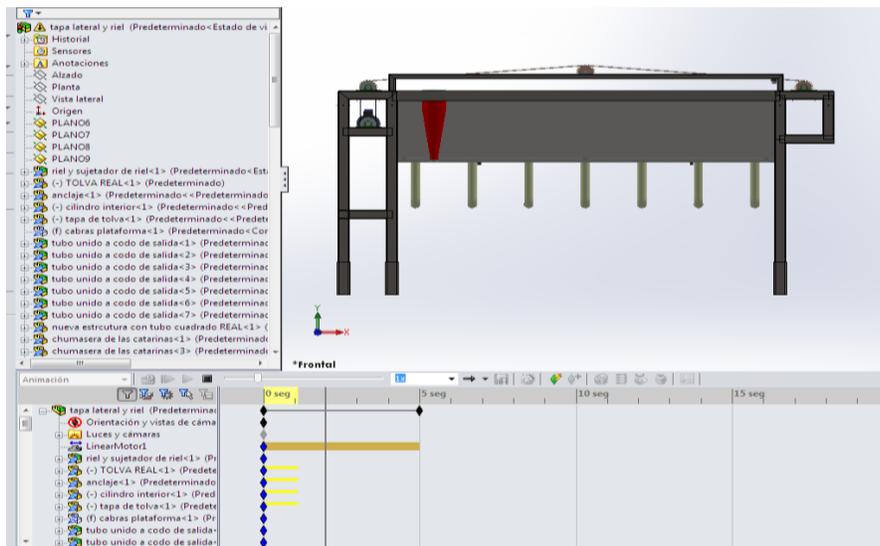


Figura 107. Simulación del movimiento de la tolva horizontalmente para 5 seg.

Fuente: Autor 2019.

4.13. Generar los planos de la maquina dosificadora diseñada.

4.13.1. Partes de la máquina. A continuación, se muestran los planos de las piezas que se deben fabricar, en lo plano siguientes no están las partes de la máquina que se pueden adquirir comercialmente, solo a las que se les debe realizar algún proceso de manufactura. Todas las dimensiones están dadas en milímetros

4.13.1.1. Planos de la tolva

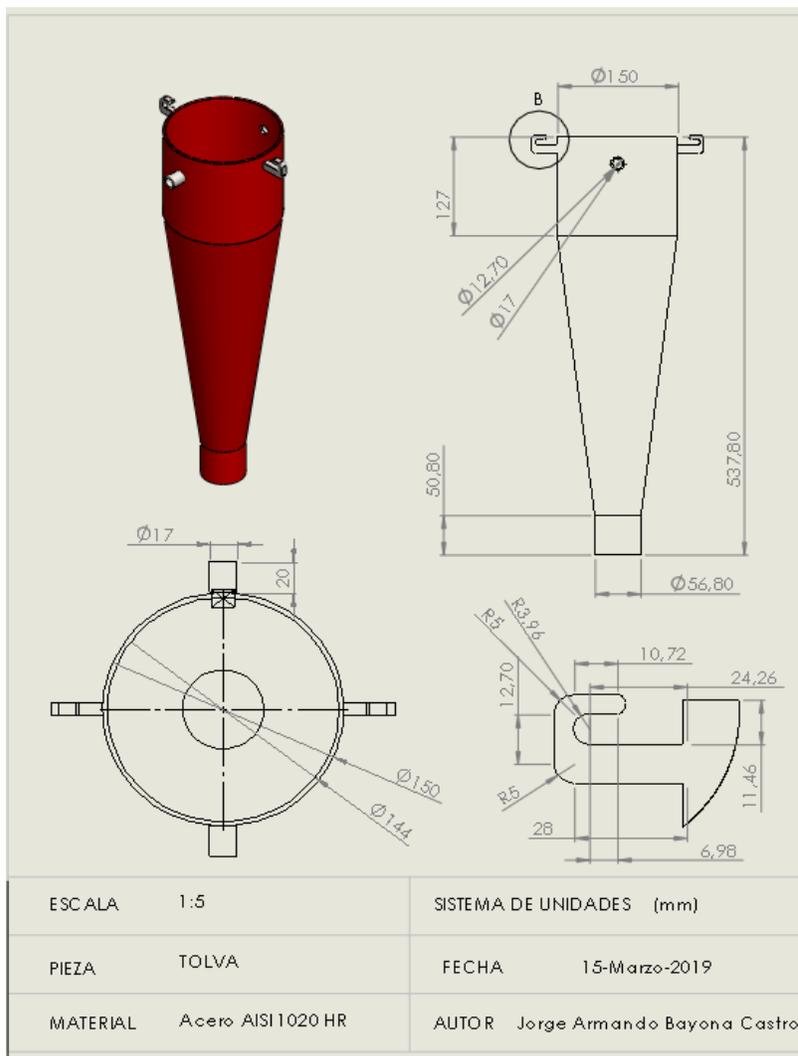


Figura 108. Planos técnicos de la Tolva.

Fuente: Autor 2019.

4.13.1.2. Planos de la Base. (Sistema de dosificación).

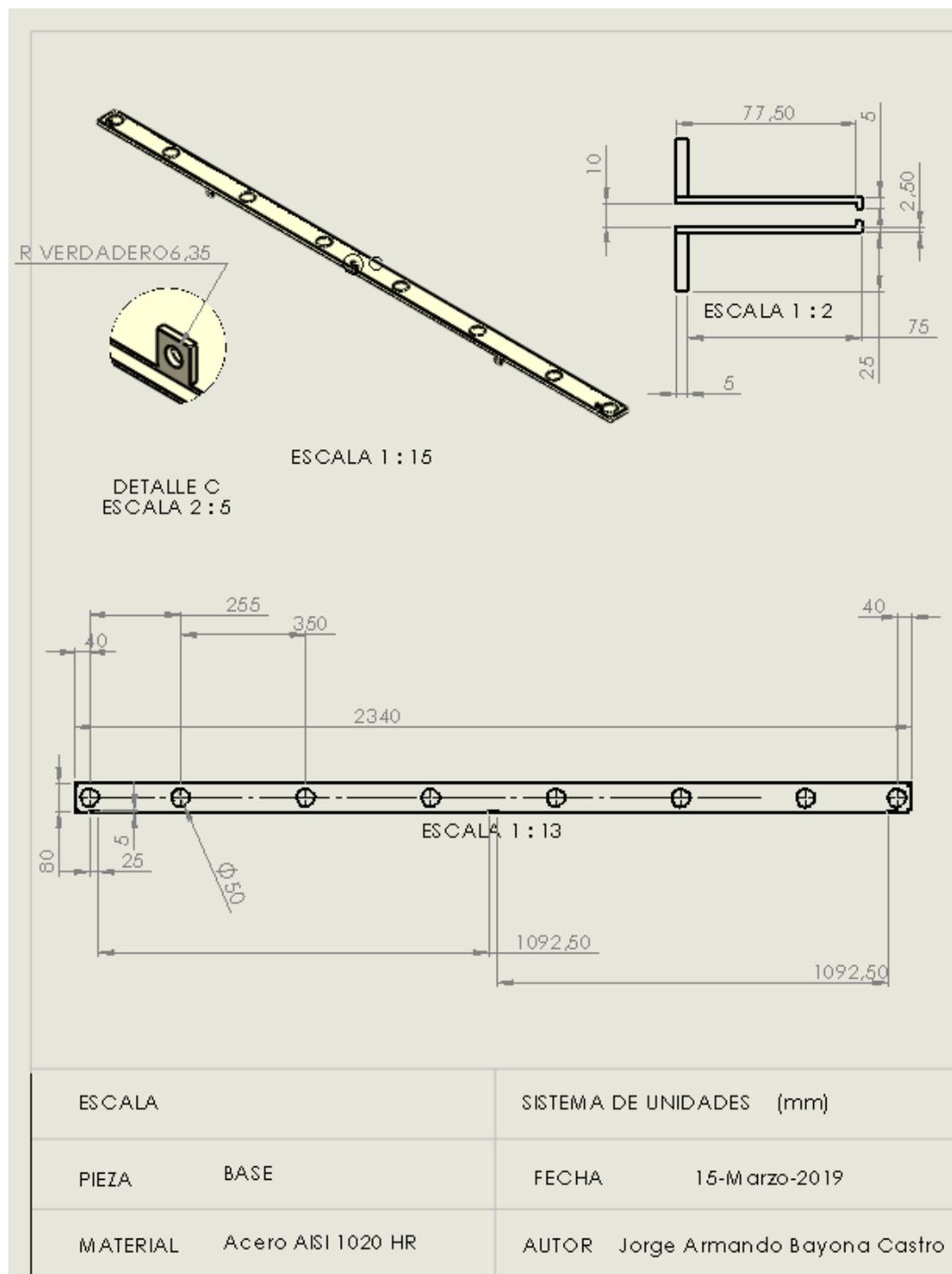


Figura 109. Planos técnicos de la Base.

Fuente: Autor 2019.

4.13.1.3. Planos del Anclaje.

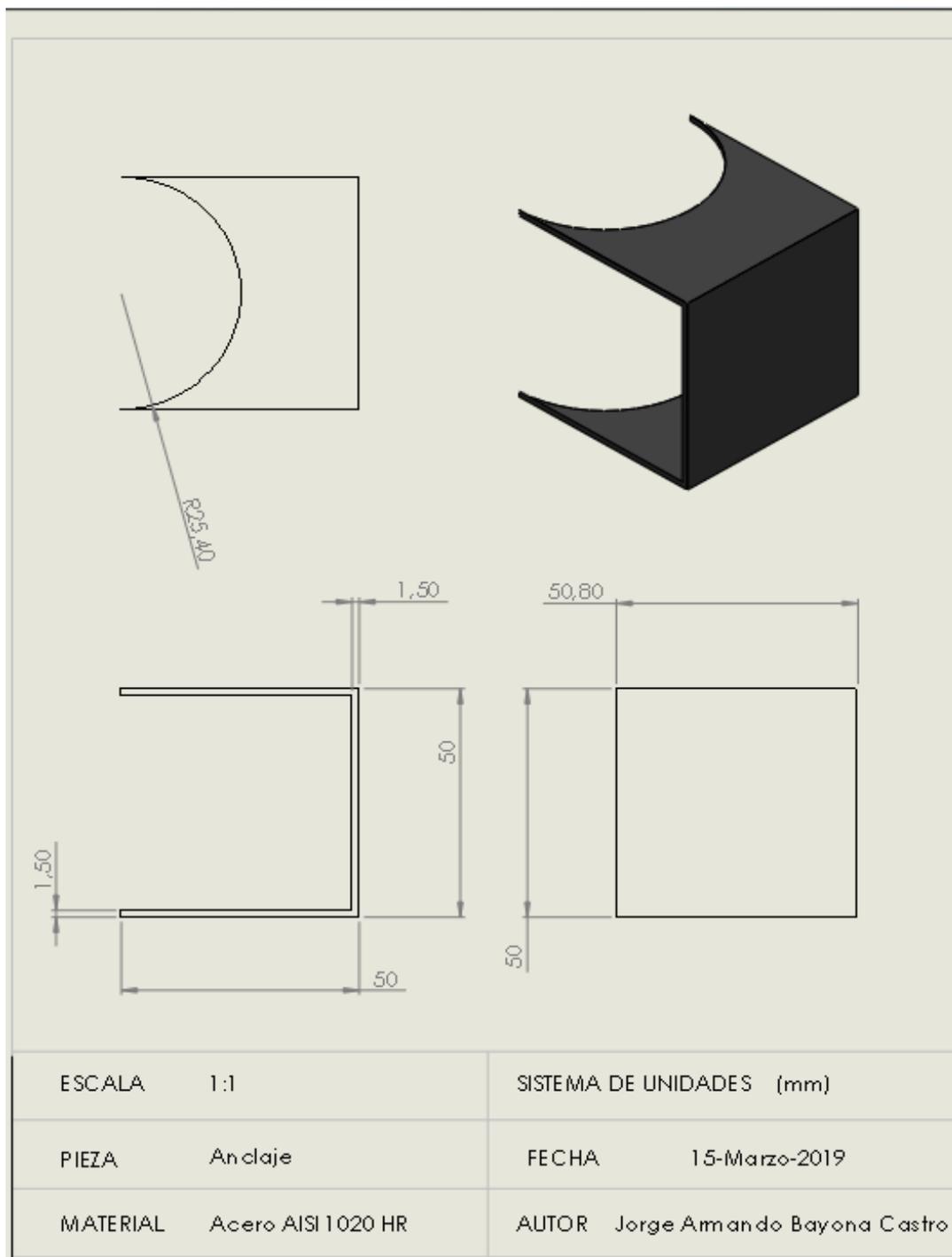


Figura 110. Planos técnicos del Anclaje.

Fuente: Autor 2019.

4.13.1.4. Planos del Tubo y codo de expulsión de concentrado.

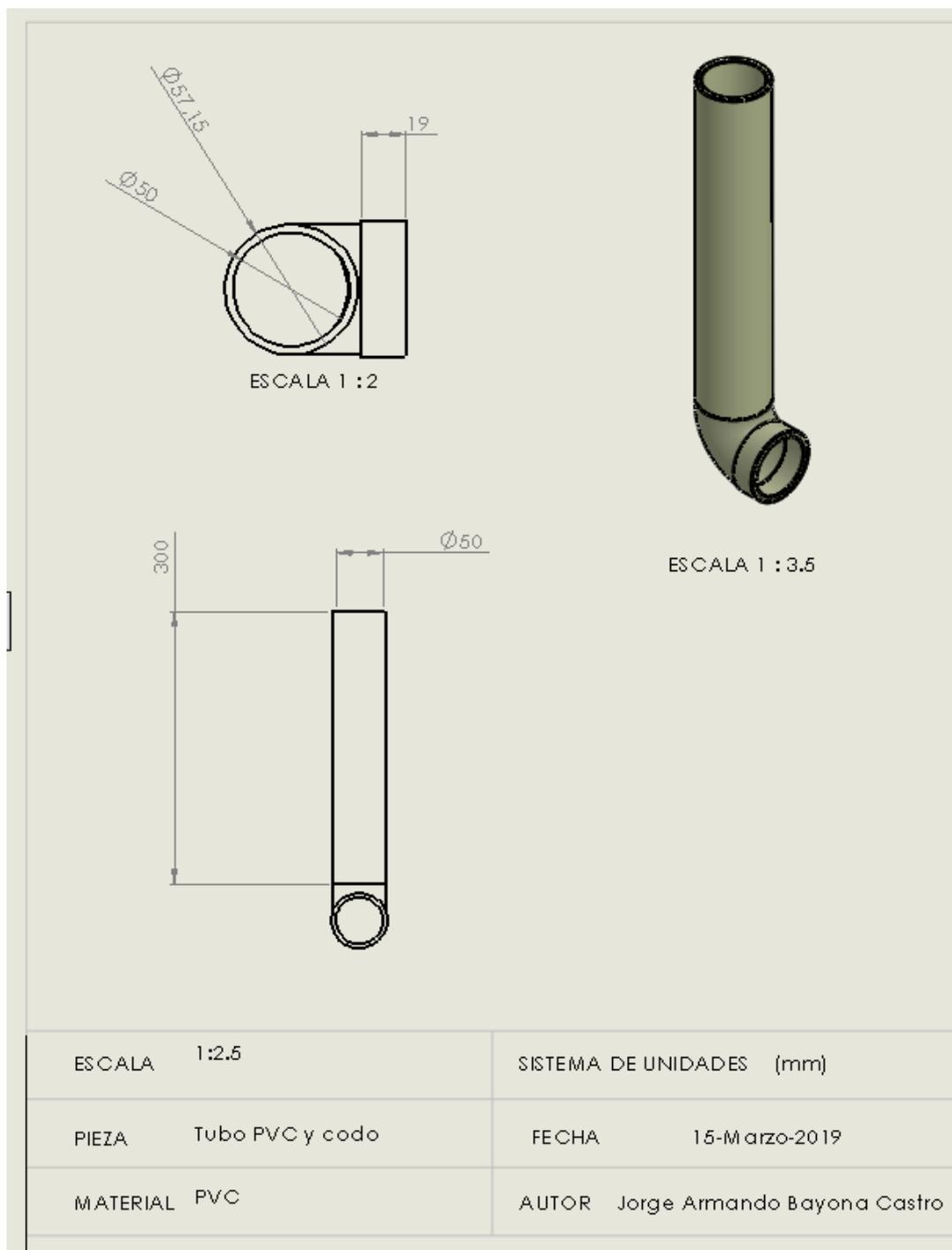


Figura 111. Planos técnicos del tubo PVC y su codo.

Fuente: Autor 2019.

4.13.1.5. Planos de la tapa lateral izquierda.

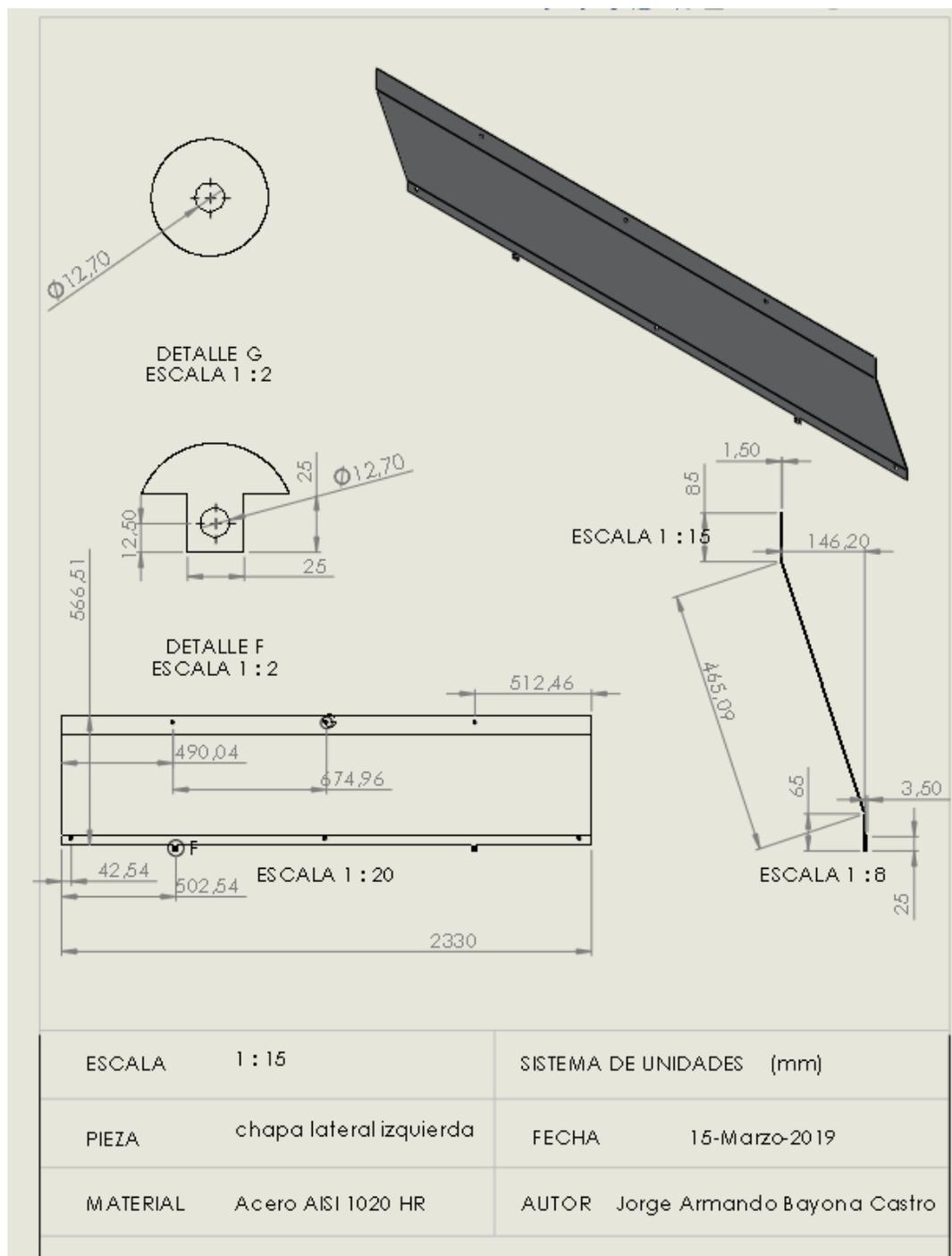


Figura 112. Planos técnicos de la tapa lateral izquierda.

Fuente: Autor 2019.

4.13.1.6. Planos de la tapa lateral derecha.

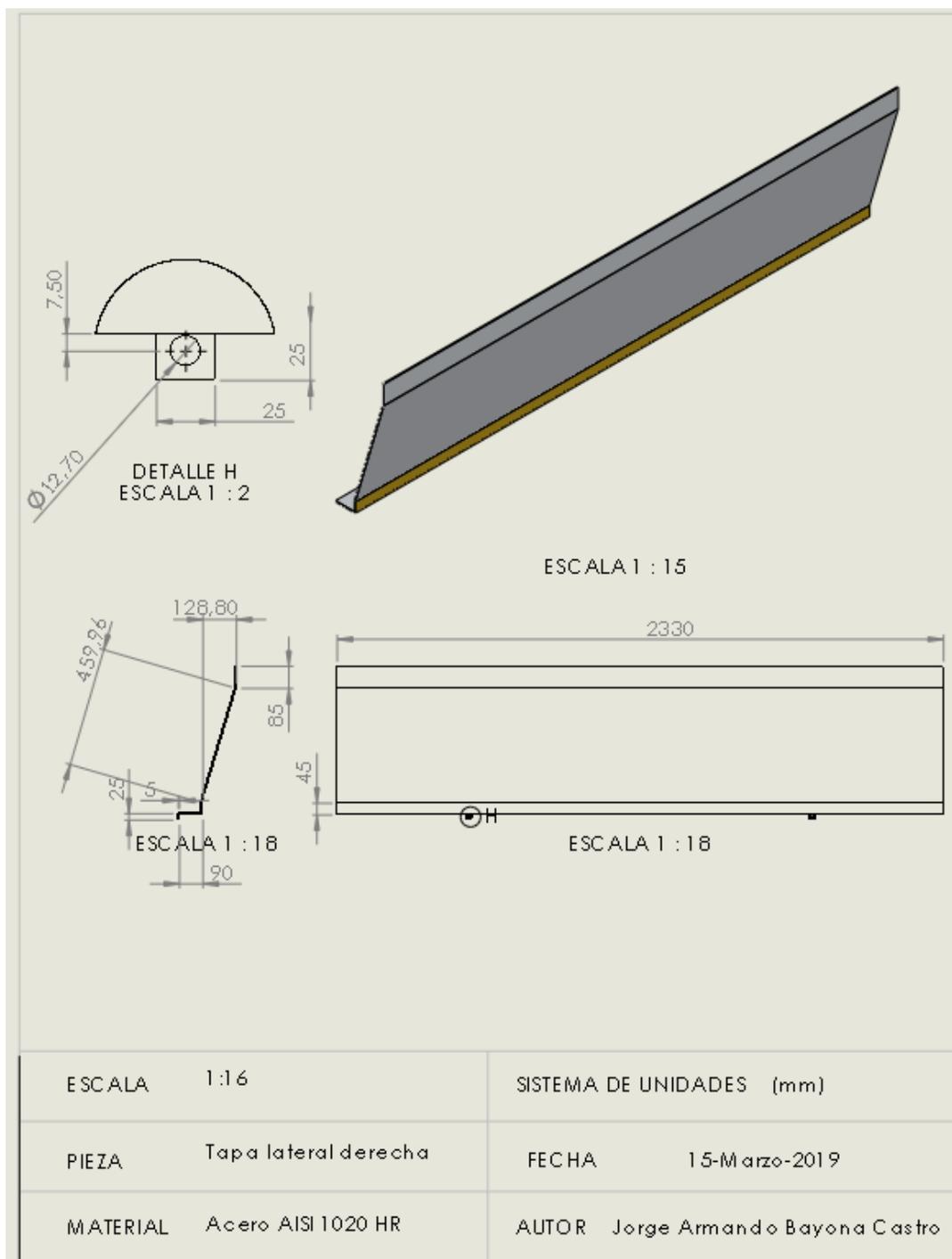


Figura 113. Planos técnicos de la tapa lateral derecha.

Fuente: Autor 2019.

4.13.1.7. Planos del cilindro interior.

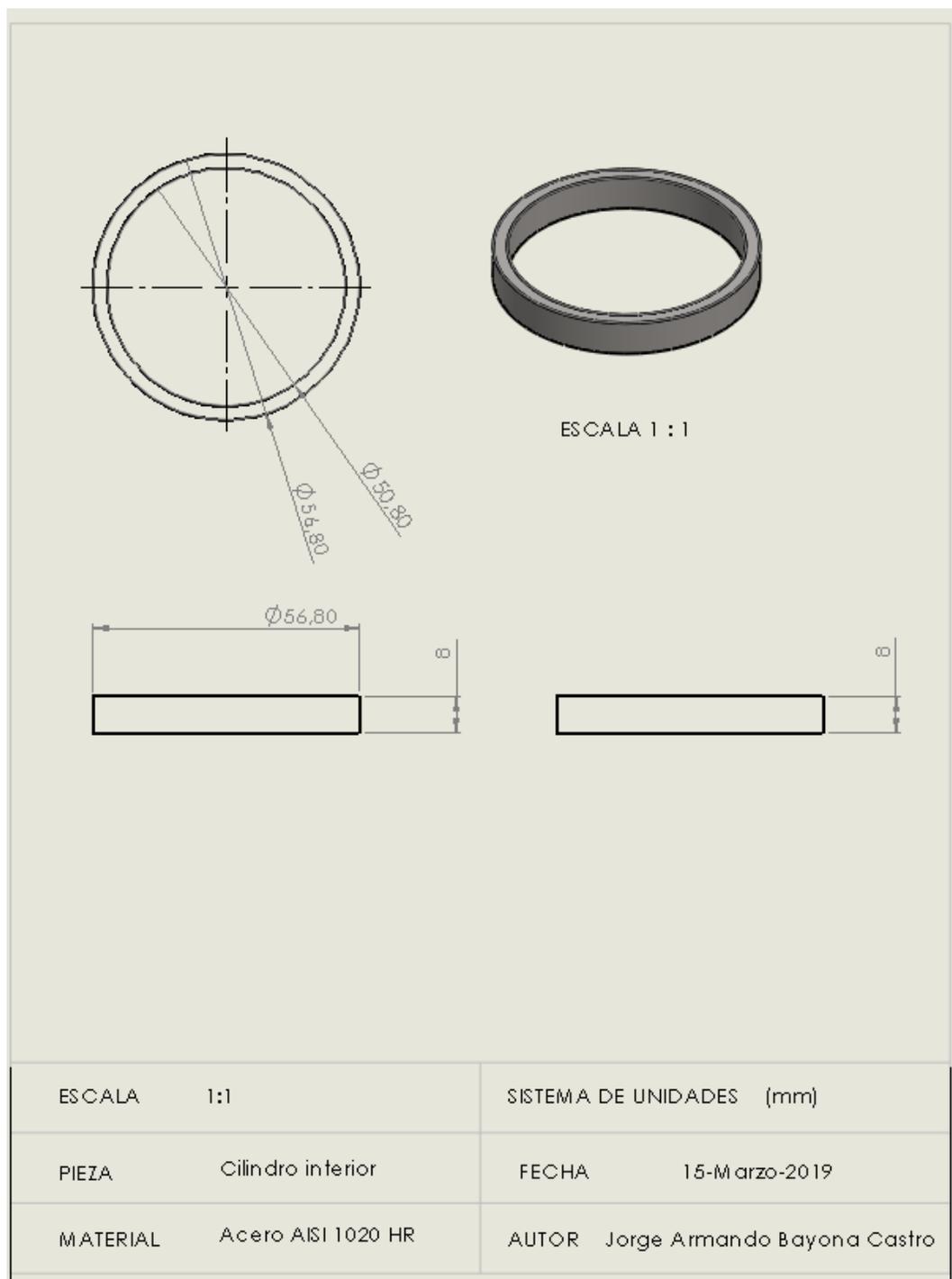


Figura 114. Planos técnicos de la tapa lateral derecha.

Fuente: Autor 2019.

4.13.1.8. Planos de la tapa de la tolva.

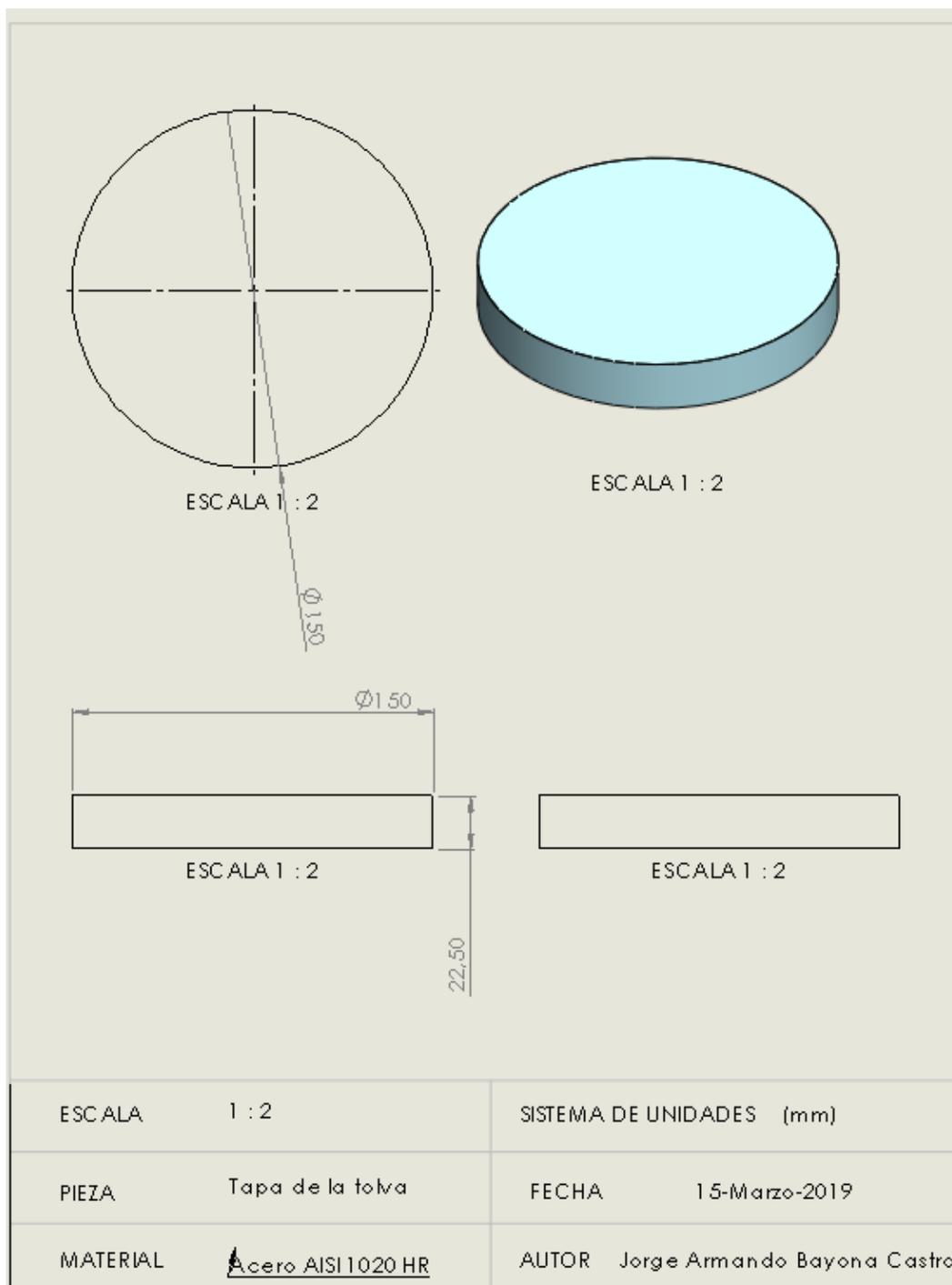


Figura 115. Planos técnicos de la tapa de la tolva.

Fuente: Autor 2019.

4.13.1.9. Planos del patín.

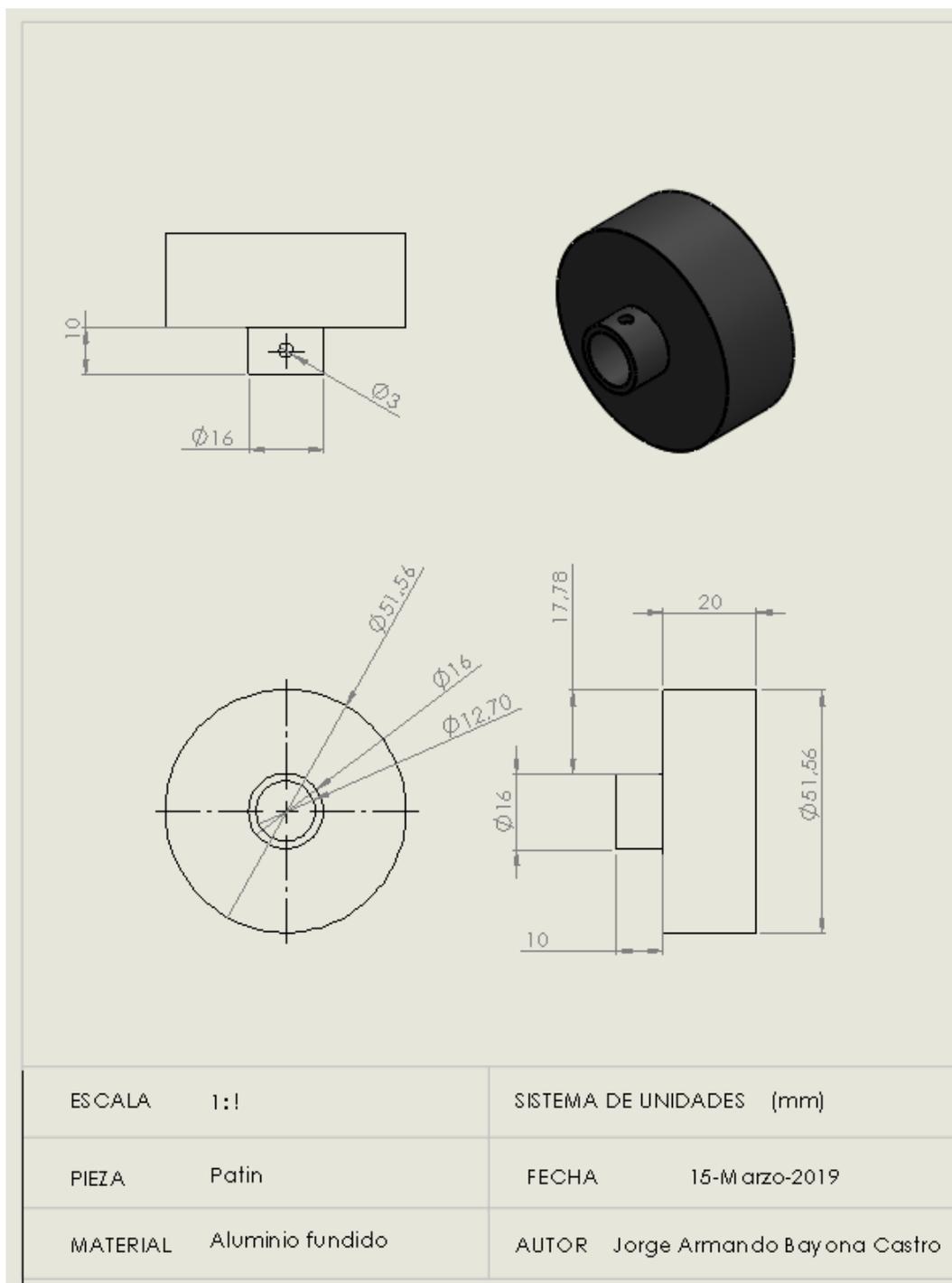


Figura 116. Planos técnicos del patín.

Fuente: Autor 2019.

4.13.1.10. Planos de la catarina.

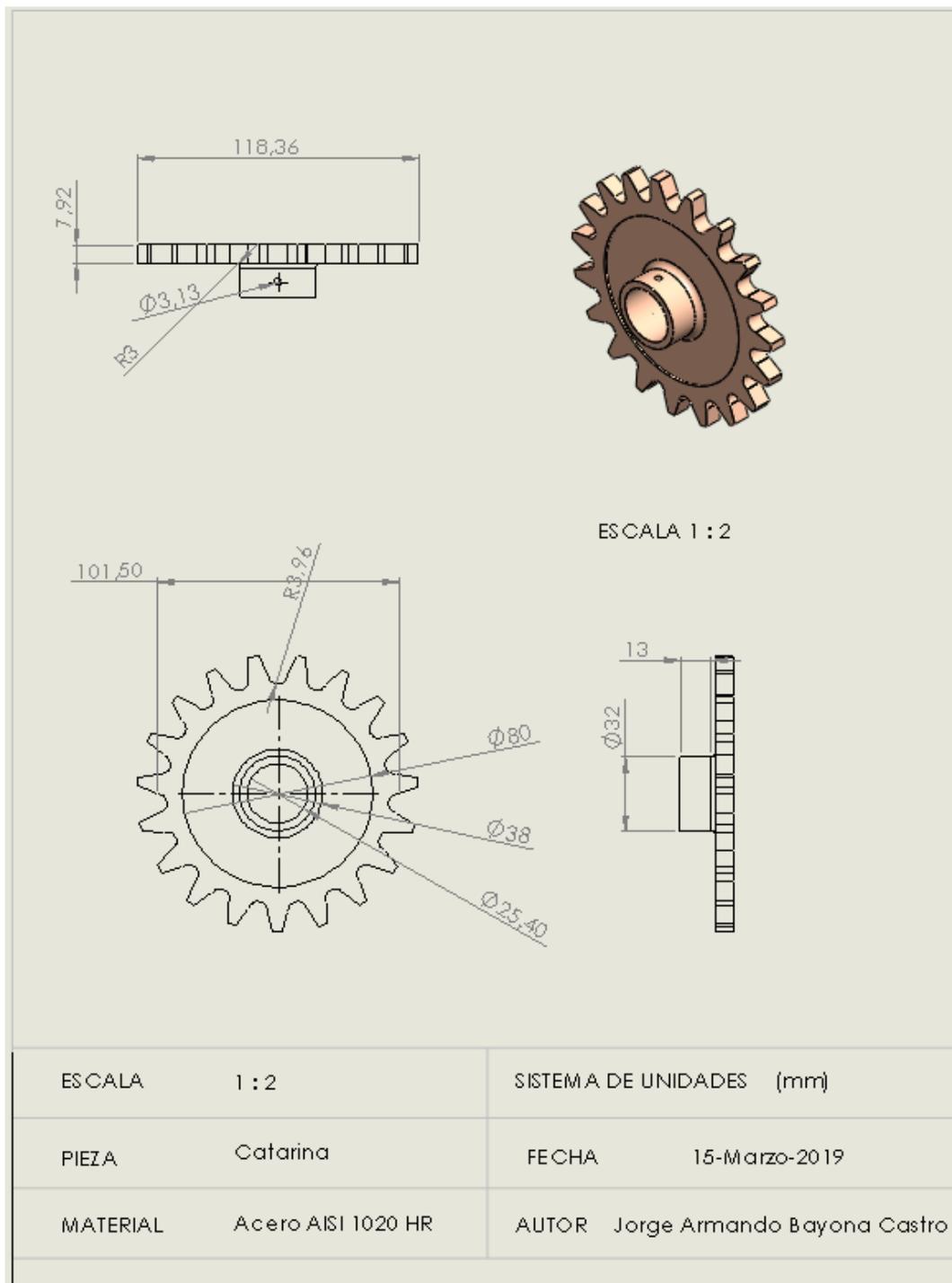


Figura 117. Planos técnicos de la catarina.

Fuente: Autor 2019.

4.13.1.11. Planos de la polea.

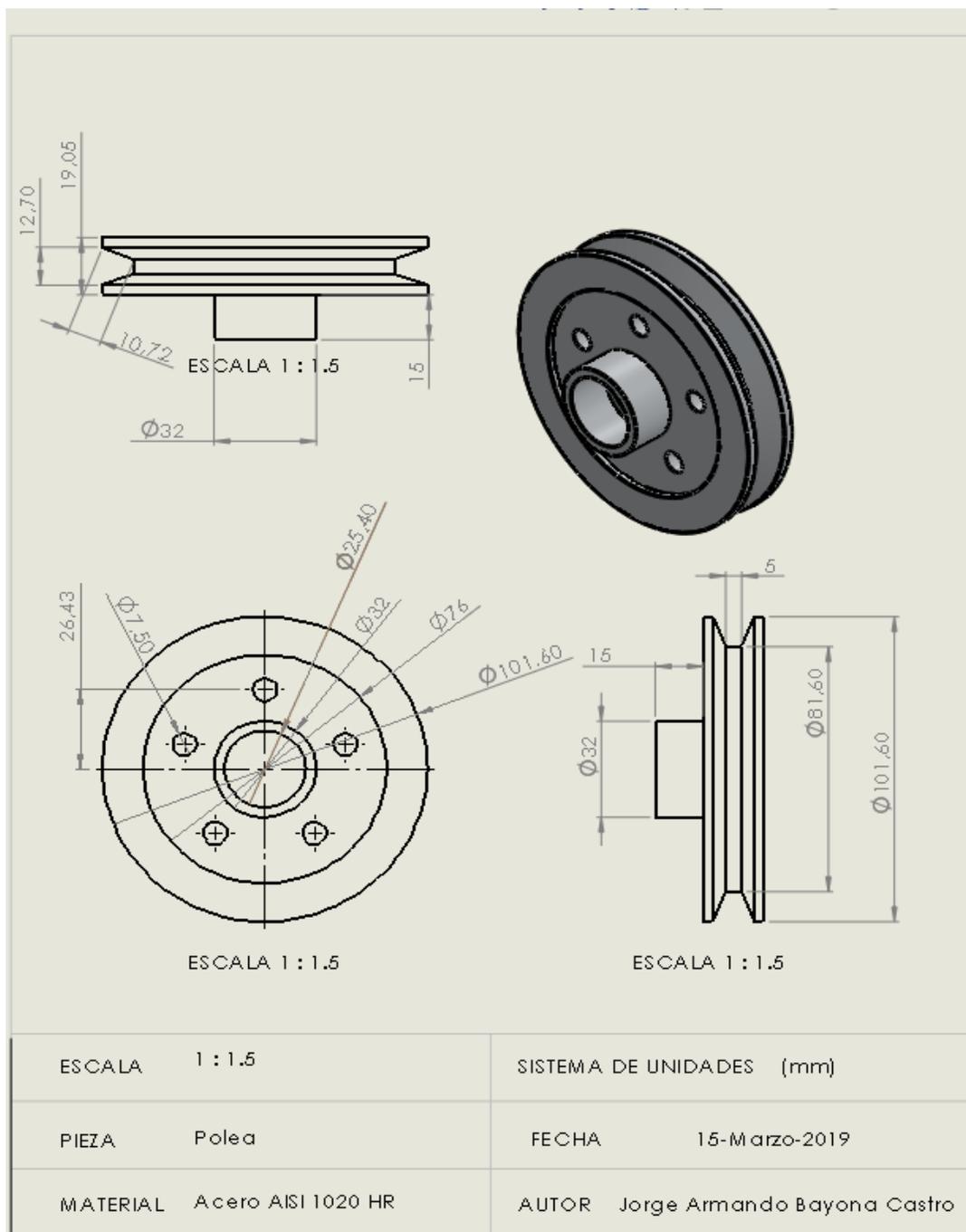


Figura 118. Planos técnicos de la polea.

Fuente: Autor 2019.

4.13.1.12. Planos de la estructura.

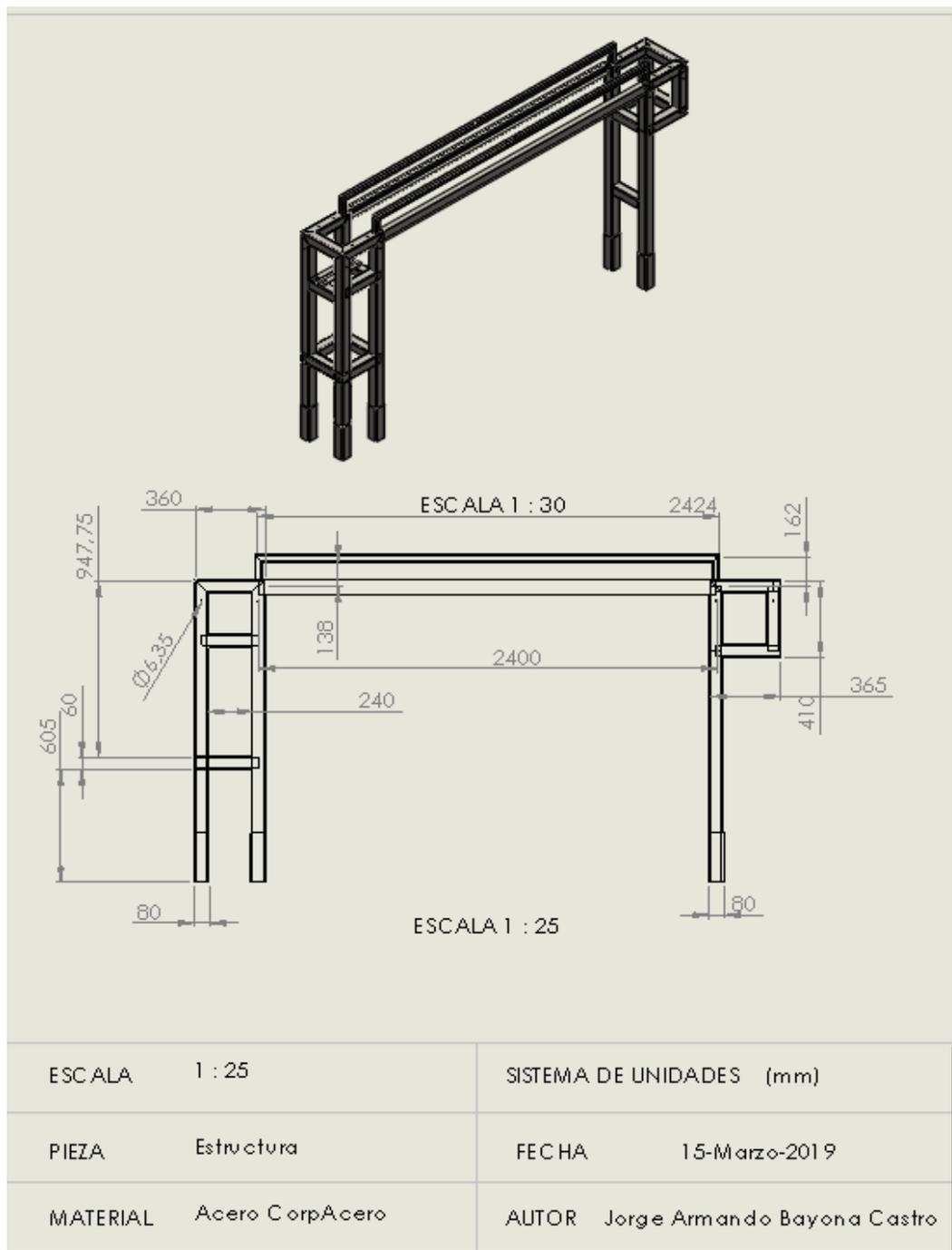


Figura 119. Planos técnicos de la estructura, vista lateral.

Fuente: Autor 2019.

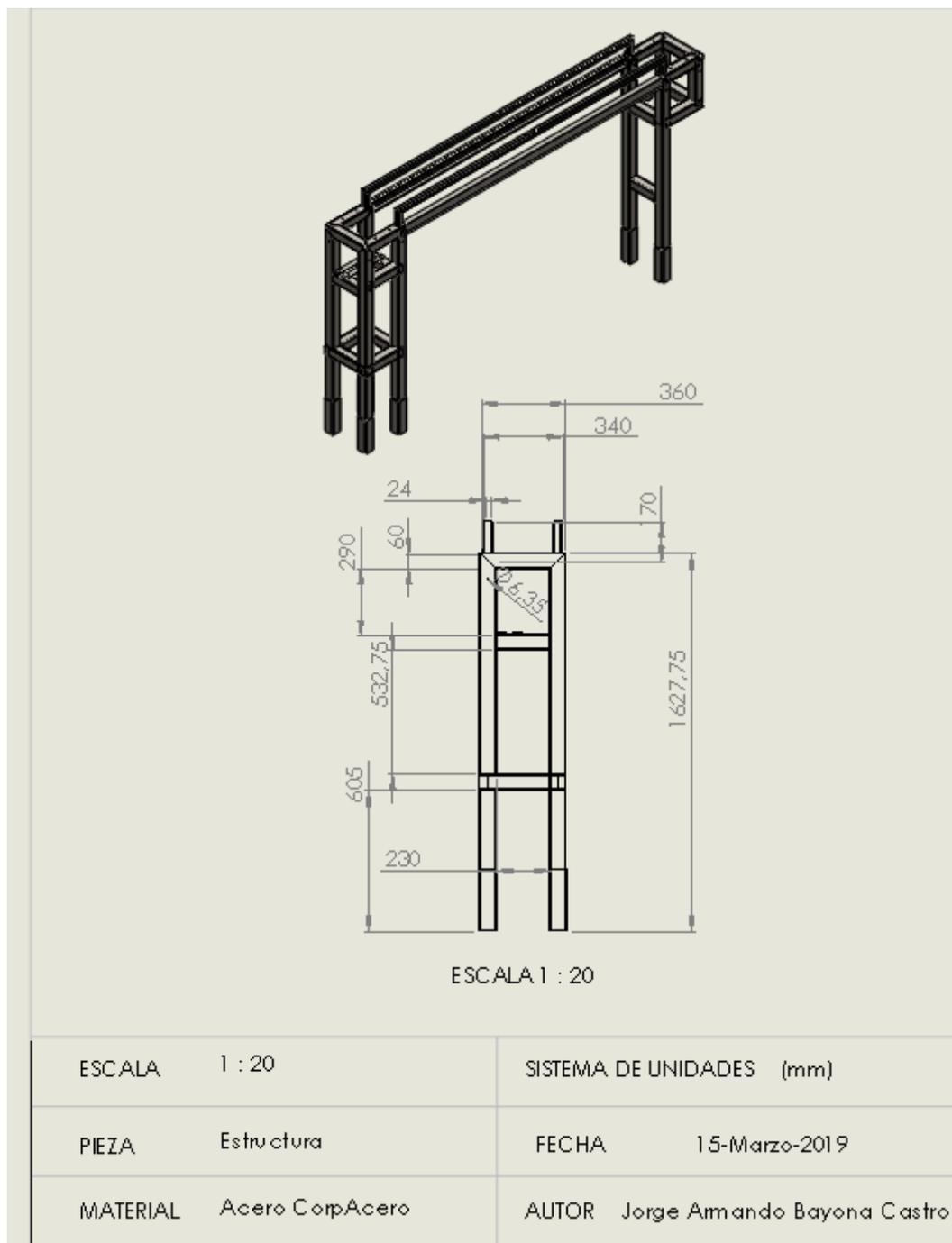


Figura 120. Planos técnicos de la estructura, vista frontal.

Fuente: Autor 2019.

Presupuesto para la construcción del prototipo

En el marco de la realización de un proyecto, la evaluación financiera adquiere vital importancia ya que es la encargada de reflejar en términos de rentabilidad la viabilidad, y conveniencia de la realización del mismo.

Tabla 21.

Presupuesto para la construcción del prototipo

Cantidad	Concepto	Valor Unitario	Valor Total
1	Motor 0.5Hp	724900	724900
1	Variador de velocidad	991800	991800
3	Lámina galvanizada 3x3	30000	90000
2	Platinas	5000	10000
20	Tornillos 1/8	200	4000
2	Rodamiento 61802	16000	32000
8	Rodamiento 61806	21000	168000
2	Perlines C 3m	35000	70000
1	Tubo cuadrado 70x70x3	278000	278000
3	Eje de acero calibrado 1pulg	18000	54000
1	Tolva	28000	28000
1	patines	17000	17000
1	Poleas y banda	75000	75000
1	Pintura roja	40000	40000

1	Catarina y cadenas	108000	108000
1	3metros Tuvo PVC 2pulg	18000	18000
7	Codos PVC 2pulg	3500	24500
1	Electrodos	7500	7500
1	Disyuntor	15000	15000
1	Cables 3m	9000	9000
	TOTAL		2764700

Fuente: Autor 2019.

4.14. Manual de instalación

Tabla 22.

Manual de instalación

ACTIVIDAD	PROCEDIMIENTO
	La estructura al ser mono bloque debe ser trasladada a su sitio
Montaje de la estructura	con una grúa o manualmente por varios hombres, alinéela con el comedero justo arras de este.
	Primero ubique la tapa contralateral que colinda con la plataforma y atorníllela, luego haga lo mismo para la otra tapa.
Montaje del sistema de dosificado	La base con los agujeros es atornillada a los soportes en los extremos para mayor estabilidad, pero antes de hacerlo, introduzca la tolva en su interior.
	Luego suba ese ensamblaje a la estructura y atorníllela a las tapas laterales y contralaterales, esta debe quedar suspendida.

Introduzca el eje en la parte superior de la tolva, luego con los prisioneros acople los patines en los extremos, esta no debe tocar la base, verifique moviéndola con la mano.

Ancle las chumacera de designación 83206 en la parte superior de los extremos de la estructura, son un total de 4.

Montaje del sistema de transmisión de potencia Luego, sujete al eje las catarinas y polea con sus respectivos prisioneros al centro del eje.

Introduzca los ejes con las catarinas ya sujetadas a las chumaceras y aprisionélos, tenga en cuenta que deben estar alineadas entre sí.

Montaje del motor El motor de $\frac{1}{2}$ Hp va anclado al extreme de la estructura, justo debajo de la catarina en dos platinas posicionadas para tal labor, ajuste fuertemente.

Coloque la chumacera de designación 83202 justo enfrente del motor y atorníllelo.

En el eje del motor aprisione la polea restante y alinéala con la del eje superior.

Montaje de la cadena y banda en V. La cadena numero 40 ANSI se conecta a las catarinas y estas a la tolva en sus orejas, en la parte superior de la estructura encontrara otra Catarina que ayudara a elevarla para evitar golpe con la tolva.

La banda en V de 0.5pulg de ancho se conecta a las dos poleas haciéndolas girar mientras se acomodan en su interior, hágalo manualmente.

Protección del equipo Debe entonces cubrirse el equipo con las enormes tapas mediante tornillos en toda su envergadura para que este protegido del ambiente, polvo y otros sucesos posibles.

Fuente: Autor 2019.

4.15 Manual Seguridad Ocupacional

4.15.1 Manual de mantenimiento. El mantenimiento es de suma importancia, ya que ayuda a preservar las condiciones necesarias para el funcionamiento óptimo de los dispositivos y de igual manera poder alargar la vida útil de la máquina.

Se establece una rutina de mantenimiento para valorar y diagnosticar el desgaste de algunas piezas que están sometidas por su funcionamiento a desgaste, se debe realizar la ruta de mantenimiento más adecuada y así evitar paradas inesperadas con daños en la máquina.

La forma correcta de diligenciar el formato de inspección visual es el siguiente, si se encuentra el sistema en condición óptima se debe marcar con un visto \checkmark en la casilla que tiene las iniciales CO “condición óptima”, en caso contrario de no ser óptima el estado del subsistema se debe marcar con una X en la casilla que tiene las iniciales CNO “Condición no óptima”, se debe tener en cuenta que no se deben marcar ambas opciones en un solo sistema.

Tabla 23.

Rutina diaria de inspección visual

REPORTE DE RUTINA DIARIA DE INSPECCIÓN VISUAL				
OPERARIO:			FECHA:	
SISTEMA	CONDICIÓN OPTIMA	CO	CONDICIÓN NO OPTIMA	CO N
Sistema de dosificación.	La tolva no está en contacto con la base La tolva funciona correctamente		La tolva entra en contacto con la base La tolva se encuentra obstruida	
	Los patines se encuentran correctamente alineados		Los patines están desalineados y chocan con los perlines.	
	La base está limpia No existen choques internos en el cilindro interior		La base no está limpia. Existen choques internos en el cilindro interior	
	La cadena está alineada		La cadena No está alineada	
Sistema de transmisión de potencia	El motor está bien sujeto a la estructura		El motor se encuentra desajustado en la estructura.	
	La banda esta tensa.		La banda esta holgada.	
Estructura	Las catarinas estan alineadas		Las catarinas se encuentran desalineadas.	
	No hay goteo de aceite en la cadena.		Existe goteo de aceite en la cadena.	
	Los tornillos están bien apretados.		Los tornillos están desajustados.	
	No se presenta vibración.		Presencia de vibración.	
	No hay oxido.		Se encuentra oxido.	

Sistema eléctrico	La soldadura se encuentra en buen estado. No hay fuga de concentrado o aceite. Los cables están fuera del alcance de líquidos. El contactor funciona correctamente.	La soldadura se está debilitando. Fuga de concentrado y aceite. Los cables están en presencia de agua u otros líquidos. El contactor no funciona.
	Los cables están en buen estado.	Los cables están en mal estado.

Fuente: Autor 2019.

Para la inspección de los subsistemas, es importante antes de realizar el plan de mantenimiento revisar y detallar cada uno así:

- ✓ Sistema de dosificado: como parte del mantenimiento se debe verificar el ajuste de la base y las tapas laterales ya que debido a la operación de la maquina se generan vibraciones que pueden aflojar los tornillos de sujeción, por otra parte, se debe inspeccionar los rodamientos de los patines para determinar si giran libremente y los perlines para evitar presencia de líquidos.
- ✓ Sistema de transmisión de potencia: se procede a inspeccionar la lubricación de la cadena y a su vez la tensión de la misma.

Ya establecidos los sistemas y sus respectivas inspecciones, se procede a plantear un cronograma de inspecciones con el objetivo de mantener y preservar la vida útil del equipo.

Tabla 24.*Rutina diaria de inspección*

Sistema	Subsistema	Actividad	Encargado	Recurso	Frecuencia
dosificado	tolva	inspeccionar el interior	operario	visual y tacto	cada vez que se vaya a usar la maquina
Catarinas	tornillo de fijación	inspeccionar el ajuste	operario	Visual y tacto	semanal
transmisión	cadena	inspeccionar goteo de lubricante	operario	visual	semanal
transmisión	cadena	Inspeccionar alineación	operario	visual y tacto	cada vez que se vaya a usar la maquina
eléctrico	motor	inspeccionar suavidad de giro	operario	tacto	cada vez que se vaya a usar la maquina
dosificado	base	Inspeccionar presencia de concentrado	operario	visual	Cada vez que se opera la maquina

Fuente: Autor 2019.

El mantenimiento programado tiene como función alargar la vida útil del equipo, y para realizarlo se toma como referencia el siguiente cuadro.

Tabla 25.*Mantenimiento programado*

Sistema	Subsistema	Actividad	Encargado	Recurso	Frecuencia
Transmisión de potencia	ejes	cambio de rodamientos	operario	prensa y martillo de goma	cada 12 meses
Catarinas	tornillo de fijación	limpiar y verificar el desgaste de la rosca	operario	herramienta	cada 12 meses
Transmisión de potencia	banda	Verificar tensión y desgaste	operario	herramienta	cada 12 meses
Transmisión de potencia	cadena	tensión	operario	herramienta	cada 6 meses
eléctrico	motor	limpieza e inspección	operario	herramienta	cada 6 meses

Fuente: Autor 2019.

Tabla 26.*Formato hoja de vida*

Formato hoja de vida						
Maquina dosificadora automatiza para la alimentación de las cabras en la universidad francisco de paula Santander Ocaña						Área: Ordeñado
sistema	subsistema	fecha	tipo de mantenimiento	descripción	ejecutante	encargado
			P	C		

Observaciones:

Fuente: Autor 2019.

Conclusiones

Fundamentándose en la información recolectada para el diseño conceptual de la máquina dosificadora de concentrado y de las condiciones de funcionamiento y entorno operacional, se seleccionaron los elementos más idóneos para el cumplimiento de dichos requerimientos.

Mediante los dibujos realizados en el software SolidWorks a los elementos del diseño se determinó que los materiales y geometría seleccionados garantizan un correcto funcionamiento de la máquina, ya que mediante la observación se determina cualquier complicación con las geometrías de diseño.

En cuanto a la catarina se realizó un diseño en base a la selección de la cadena número 40, es un acero AISI 1020 HR para su mejor comportamiento, ya que son engranajes rectos por su gran facilidad de transmitir velocidades pequeñas y velocidades medias. Sin embargo la cadena tiene una longitud de consideración, aunque la velocidad de 10,7 rpm que entregara el motor mediante el variador de frecuencia y una potencia de 0.5Hp favorece la no presencia de problemas mecánicos y de mantenimiento.

La tolva se diseñó a partir de acero inoxidable comercial 1020 HR, por sus características lisas y de un ángulo de caída alto se logra evitar obstrucción en la salida del concentrado. Los patines de aluminio que la desplazan sobre la estructura estarán hechos a partir de fundición y maquinado en torno para cumplir con las expectativas de rozamiento, además estarán aprisionados al eje de la tolva con tornillos prisioneros.

Recomendaciones

El diseño de la presente máquina abarca lo concerniente a la dosificación de concentrado caprino, si en algún momento intenta agregar otro tipo de alimento que no sea este, evítelo, a menos que sea liso, compacto y de igual envergadura al concentrado de las cabras, ya que la producción y el rendimiento de la máquina se pueden llegar a ver afecta, además la ecuación entregada debe cambiar bien las variables que sean necesarias.

La tolva no debe superar la capacidad estipulada para evitar problemas de atascamiento en el sistema de alimentación y que cause así daños mayores en los demás sistemas de la máquina, y produzca gastos mayores.

Para reducir esfuerzos y peso en la estructura se puede utilizar una tolva plástica o teflón, también otros elementos de plástico para aligerar gastos y de más fácil reemplazo y mantenimiento.

Evite alterar los mecanismos con otras dimensiones o cambiar la cadena por una cable ya que este se desliza y puede perder el tiempo en el que la tolva realiza su recorrido, cualquier alteración mejor comuníquese con el ingeniero en cuestión.

Referencias

acero, L. c. (s.f.). *La campana*. Recuperado el 2019 de 03 de 18, de La campana:

http://www.svcmscentral.com/SVsitefiles/lacampananew/contenido/doc/ab75ca_tabladepestos%20.pdf

Angora, D. (1981). *Nutrient Requirements of Goats*. Obtenido de

<https://www.nap.edu/catalog/30/nutrient-requirements-of-goats-angora-dairy-and-meat-goats-in>

ASTM. (2015). *F34 Rolling Element Bearings*. Obtenido de ASTM International Rolling

Element Bearings: [https://www.astm.org/SYMPOSIA/filtrexx40.cgi?+-](https://www.astm.org/SYMPOSIA/filtrexx40.cgi?+-P+MAINCOMM+F34+-P+EVENT_ID+2734+-P+MEETING_ID+93687+sympotherinfo.frm)

[P+MAINCOMM+F34+-P+EVENT_ID+2734+-](https://www.astm.org/SYMPOSIA/filtrexx40.cgi?+-P+MAINCOMM+F34+-P+EVENT_ID+2734+-P+MEETING_ID+93687+sympotherinfo.frm)

[P+MEETING_ID+93687+sympotherinfo.frm](https://www.astm.org/SYMPOSIA/filtrexx40.cgi?+-P+MAINCOMM+F34+-P+EVENT_ID+2734+-P+MEETING_ID+93687+sympotherinfo.frm)

Blaxter, K. L. (1980). *Los requerimientos de nutrientes de los animales rumiantes: revisión técnica por parte de un grupo de trabajo del Consejo de Investigación Agrícola*.

Obtenido de <https://trove.nla.gov.au/work/14253924?selectedversion=NBD2295510>

Bocquier, F., & Theriez, M. (Paris). *In ruminant Nutrition*. 1973: INRA.

Bort, A. (2002). *Principio de funcionamiento*. Obtenido de [http://server-](http://server-die.alc.upv.es/asignaturas/lсед/2002-03/motorespasoapaso/pcpiofun.htm)

[die.alc.upv.es/asignaturas/lсед/2002-03/motorespasoapaso/pcpiofun.htm](http://server-die.alc.upv.es/asignaturas/lсед/2002-03/motorespasoapaso/pcpiofun.htm)

Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de shigley 8 edición*.

México: Mc Graw Hill.

Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de shigley 8 edición*. En

R. G. Budynas, & J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de shigley 8 edición* (pág.

350). Mexico: Mc Graw Hill.

- Burgos , C. A. (2010). *Diseño y construcción de una prótesis robótica de mano funcional adaptada a varios agarres*. Cauca, Popayán.
- Burgos, C. A. (2010). *Diseño y construcción de una prótesis robótica de mano funcional adaptada a varios agarres*. Cauca, Popayán.
- Carrillo , M. (2015). *Diseño y simulación de una planta dosificadora de suplemento nutricional para ganado lechero*. Quito, Ecuador.
- Castro, G. (2007). *Reciclado y disposición final de neumáticos*.
- CorpAcero. (2017). CorpAcero brindamos soluciones en acero. *Catálogo CorpAcero 2017*, 19.
- Ely, D. G. (1994). *Livestock Feeds and Feeding, 3rd Ed.* Clovis.
- Emmanuel, A. G. (2016). *Desarrollo de un sistema de distribución de alimento con programación basada en PLC, para suministrar alimento a ganado ovino*. México: Instituto Politécnico Nacional.
- Ensminger, M. E., Oldfield, J. E., & Heinemann, W. W. (1990). *Feeds and nutrition*. Clovis.
- Esquivel, D. (08 de 03 de 2019). *www.durman.com*. Recuperado el 27 de 02 de 2019, de https://coval.com.co/pdfs/manuales/man_durman_sanitaria.pdf
- Fajardo Pinto, C. H., & Sánchez Durán, H. (2006). DISEÑO, MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE MÁQUINA DOSIFICADORA DE ALIMENTO GRANULADO PARA ANIMALES . *Universidad de la Salle*, 146.
- FAO. (1990). *Feeding standards for Australian livestock: ruminants*. Obtenido de <http://agris.fao.org/agris-search/search.do?recordID=XF2015041848>
- FAO. (15 de 02 de 2019). *Human nutrient requirement estimates*. Obtenido de <http://www.fao.org/3/U5900t/u5900t03.htm>

- Ganadero, C. (17 de 09 de 2017). *Comederos espacios para nutrir ganado en medio del confort*.
Obtenido de <http://www.contextoganadero.com/ganaderia-sostenible/comederos-espacios-para-nutrir-ganado-en-medio-del-confort>.
- Garzon, J. L. (2016). Diseño de una maquina aglutinadora para reciclaje de bolsas plasticas de polietileno de baja densidad. Bogota.
- Garzón, J. L. (2016). *Diseño de una máquina aglutinadora para reciclaje de bolsas plásticas de polietileno de baja densidad*. Bogotá.
- Gil Sierra, J. (1995). Máquina cosechadora de frutos desprendidos por vibración.
- Guerrero Quiroz, A. T. (08 de 2016). *DESARROLLO DE MODELOS PREDICTIVOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LOS TIPOS DE FLUJO EN SILOS Y TOLVAS*. Obtenido de <https://repositorio.usm.cl/bitstream/handle/11673/23323/3560900257166UTFSM.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Harper, E. (2005). *EXPERIMENTOS CON MÁQUINAS ELÉCTRICAS*. 336: Limusa.
- Hogue, D. E. (1987). *In New Techniques in Sheep Production*. New Zealand.
- Intermec. (s.f.). Poleas para Correas en V. *Catalogo de Productos Intermec*, 3.
- Intermec. (s.f). *Poleas para correas en V*. Catálogo para productos Intermec.
- Jarrige, R. (1993). *En Ruminant Nutrition: Recommended Allowances and Feed Tules*. Paris: Institut National de la Recherche Agronomique.
- Kraum, U. W. (1999). *Lab view for sensor data acquisition*. Computer corner.
- La campana. (2001). *Norma NTC 1560* . Obtenido de <http://www.lacampana.co/articulo-norma-ntc-1560>
- Laumayer. (2017). *laumayer*. Obtenido de <https://laumayer.com/lista-de-precios/>
- Milton, K. (2005). *Meat Livestock Commission*. UK.

- Mischke, C. R. (2004). *Mechanical Engineering ... de elementos de Maquinas, Ingeniería Mecánica aplicada y computacional*. Badiola.
- Montes Cortez, E. R. (2013). *Dosificador automático de alimento y agua para el ganado vacuno de la finca molina, en la comunidad de san rafael del sur*. Managua: Universidad Nacional Autónoma de Nicaragua .
- Moreno Zapata, J. (2010). Procedimiento para la elección de una maquina empacadora y dosificadora de líquidos. *Matices tecnológicos*, 156.
- Nacional Research Council. (1985). *From Nutrient Requirements of Sheep*. Washington.
- Navas, J. (2012). *Acerinox*. Obtenido de <http://www.acerinox.com/opencms901/export/sites/acerinox/.content/galerias/galeria-descargas/informacion-eco-financiera/memoria-e-informe-anual/Informe-Anual-2012.pdf>
- Núñez, M., & Palacio, D. L. (2005). Optimización del funcionamiento y producción de una dosificadora de shampoo para capill france S.A. *Universidad de San Buena Aventura* , 123.
- Pinto Fajardo, C. H., & Duran Sánchez, H. (2006). *Diseño, modelamiento y simulación de una máquina dosificadora de alimento granulado para animales*. Bogotá.
- Pond, W. G., Church, C. H., Pond, K. R., & Schoknecht, P. A. (2005). *Basic animal nutrition and feeding*. New york: Program assistant.
- Quigley, J. K., Martin, H. H., & Dowlen, L. B. (1994). *Immunoglobulin concentration, specific gravity, and nitrogen fractions of colostrum from Jersey cattle*.
- Quiroz , D. (2008). El sistema de documentación automatizada de colecciones en los museos de Chile: El Programa SUR. *Centro de Documentación de Bienes Patrimoniales Santiago de Chile (Chile)*, 8.

Ramírez, V. H. (2000). Evaluación del H-358 maíz forrajero en tres densidades de población.

Memorias del XVIII Congreso Nacional de Fitogenética, 149.

Rojas Lazo, O., & Rojas Rojas, L. (06 de 2006). Diseño asistido por computador. *Diseño y tecnología*, 9.

Rosero, J. C. (2013). *AUTOMATIZACIÓN DE LA MÁQUINA DOSIFICADORA Y*

EMPACADORA DE YOGURT MARCA THIMONNIER EN LA INDUSTRIA LECHERA

CARCHI S.A. Obtenido de

<http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/3759/3/04%20MEC%20062%20Tesis.pdf>

Sechen, S. J., Bauman, H. F., Reynolds, J., & Dairy, S. (1989). *Effect of dietary rdp/udp ratio on the flow of microbial.*

Sejrsen, K. J., Huber, H. A., Akers, R. M., & Dairy, J. (1992). *Influence of feeding varying levels of Amaferm on performance of lactating dairy cows.*

Serway, R. A., & Jewett, J. W. (2008). *Física para ciencias e ingeniería*. México: EDITEC S.A.

Siddhart, E. (2016). *Desarrollo de un sistema de distribución de alimentos con programación basada en PLC, para el suministro de alimento para ganado ovino*. México.

SIEMENS. (2013). Productos electricos industriales. *SIEMENS*, 13.

Suárez Aguirre, D. A. (2015). *Integración de un sistema dosificador de alimento para ganado bovino*. Pereira: Universidad tecnológica de pereira.

Suárez Aguirre, D., & Manrique Pérez, D. (2016). Integración de un sistema dosificador de alimento para ganado. *Universidad Tecnológica de Pereira*, 53.

- System Sheep. (2012). *Sheep Industry Development*. . Obtenido de <https://d1cqrq366w3ike.cloudfront.net/http/DOCUMENT/SheepUSA/ASI%20Priorities%20Report%20Final%20July%2011%202016%20Low.pdf>
- Tiernan, P. (2010). *Enhancing the learning experience of undergraduate technology students with LabVIEW™ software*. Limerick: Universidad de Limerick.
- Tuta Navajas, G. H. (2015). *Diseño y construcción de un dosificador automático de alimento para perros de raza*. México.
- UNE. (2009). *UNE-EN 1672-2:2006+A1:2009*. Obtenido de <https://www.une.org/encuentra-tu-norma/busca-tu-norma/norma/?c=N0043132>
- Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña. (26 de 08 de 1996). *Estatuto estudiantil*. Obtenido de https://ufpso.edu.co/ftp/pdf/estatutos/acuerdo065_26_08_1996.pdf
- Vaca, R., & Cortés, T. (2016). *Norma técnica NTC 5022*. Obtenido de <https://tienda.icontec.org/producto/e-book-ntc5022-7-materiales-y-articulos-en-contacto-con-productos-alimenticios-plasticos-parte-7-metodos-de-ensayo-para-la-migracion-global-en-simuladores-de-alimentos-acuosos-utilizando-una-b/?v=42983b05e2f2>
- Velez, R., & Quishpe, A. (2013). *Fundamentos de mecánica de sólidos*. Obtenido de <https://es.slideshare.net/danielarias1293575/fundamentos-de-mecnica-de-slidos>
- WEG. (2010). *Selección de motores eléctricos*. Obtenido de http://ecatalog.weg.net/TEC_CAT/tech_motor_sel_web.asp?cd_producto=830&CD_CATEGORIA_PRODUTO=113&cd_mercado=000M&cd_idioma_cat=ES&cd_empresa=110
- Zapata , W. (22 de 04 de 2010). Manejo del catalogo de fallas en SAP. (G. León, Entrevistador)

Apéndices

Apéndice A. Resistencias mínimas a la tensión y fluencia ASTM de algunos aceros.

Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD)

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS	SAE	Pr	Resistencia	Resistencia	Elongación	Reducción	
núm.	y/0	oce-	a la	a la	en 2	en área,%	
	AISI	samiento	Mpa	fluencia,	pulg,%	Brinell	
	núm.	tensión,	(Kpsi)	Mpa			
		tensión,	(Kpsi)	(Kpsi)			
G100	100	H	300(43	170(24			
60	6	R))	30	55	86
		C	330(48	280(41			
		D))	20	45	95
G100	101	H	320(47	180(26			
10	0	R))	28	45	95
		C	370(53	300(44			
		D))	20	40	5
G101	101	H	340(50	190(27			
50	5	R)	.5)	28	50	1
		C	390(56	320(47			
		D))	18	40	6
G101	101	H	400(58	220(32			
80	8	R))	25	50	6
		C	440(64	370(54			
		D))	15	40	1
	102	H	380(55	210(30			
G10200	0	R))	25	50	6
		C	470(68	390(57			
		D))	15	40	6
G103	103	H	470(68	260(37			
00	0	R)	.5)	20	50	1
		C	520(76	440(64			
		D))	12	40	1
G103	103	H	500(72	270(39			
50	5	R)	.5)	18	42	7
		C	550(80	460(67			
		D))	12	35	3

G104	104	H	520(76	290(42			14
00	0	R))	18	40	9
		C	590(85	490(71			17
		D))	12	35	0
G104	104	H	570(82	310(45			16
50	5	R))	16	40	3
		C	630(91	530(77			17
		D))	12	35	9
G105	105	H	620(90	340(49			17
00	0	R)	.5)	15	35	9
		C	690(10	580(80			19
		D	0))	10	30	7
G106	106	H	680(98	370(54			20
00	0	R))	12	30	1
G108	108	H	770(11	420(61			22
00	0	R	2)	.5)	10	25	9
G109	109	H	830(12	460(66			24
50	5	R	0))	10	25	8

Fuente : (shigley, Tabla A-20, Apéndice A, p. 1020.)

Apéndice B. Tabla de espesores y pesos para láminas de acero.



TABLA DE PESOS Y ESPESORES PARA LAMINAS DE ACERO

Producto	Espesor			Peso/Kg (Formato Comercial)						
	mm	Calibre	Pulgadas	1000 x 2000mm	1200 x 2400mm	1220 x 2440mm	1000 x 6000mm	1200 x 6000mm	1830 x 6096mm	2483 x 6096mm
TEZ	0.15mm	38	-	-	-	-	-	-	-	-
TEZ	0.17mm	36	-	-	-	-	-	-	-	-
LAF/GAL	0.30mm	30	-	-	-	-	-	-	-	-
LAF/GAL	0.35mm	29	-	-	-	-	-	-	-	-
LAF/GAL	0.38mm	28	-	-	-	-	-	-	-	-
LAF/GAL	0.40mm	26	-	6.28kg	9.04Kg	9.34Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.43mm	26	-	6.75Kg	9.72Kg	10.68Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.45mm	26	-	7.07Kg	10.17Kg	10.51Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.55mm	24	-	8.64Kg	12.43Kg	12.85Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.61mm	24	-	9.55Kg	13.79Kg	14.30Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.70mm	23	-	11.01Kg	15.82Kg	16.62Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.75mm	22	-	11.82Kg	16.95Kg	17.65Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.80mm	20	-	12.56Kg	18.08Kg	18.69Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.85mm	20	-	13.50Kg	19.21Kg	20.07Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	0.90mm	20	-	14.13Kg	20.34Kg	21.03Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	1.00mm	19	-	15.70Kg	22.60Kg	23.36Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	1.10mm	18	-	17.27Kg	24.86Kg	25.82Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	1.15mm	18	-	18.05Kg	25.99Kg	27.09Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	1.20mm	18	-	18.67Kg	27.13Kg	28.04Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	1.40mm	16	-	21.98Kg	31.65Kg	32.71Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	1.45mm	16	-	22.76Kg	32.78Kg	33.88Kg	-	-	-	-
LAF/GAL/LAC	1.50mm	16	-	23.35Kg	33.91Kg	34.90Kg	-	-	-	-
LAF/GAL/LAC	1.80mm	14	-	28.26Kg	40.69Kg	42.06Kg	-	-	-	-
LAF/GAL	1.85mm	14	-	29.04Kg	41.82Kg	43.23Kg	-	-	-	-
LAF/GAL/LAC	1.90mm	14	-	29.30Kg	42.95Kg	44.38Kg	-	-	-	-
GAL/LAC	2.00mm	13	-	31.50Kg	47.62Kg	46.73Kg	94.20Kg	113.04Kg	-	-
LAC	2.30mm	-	-	36.11Kg	51.99Kg	53.74Kg	108.33Kg	129.99Kg	-	-
GAL/LAC/LAD/LAL	2.50mm	12	-	39.78Kg	57.20Kg	58.41Kg	117.75Kg	141.30Kg	-	-
GAL/LAC/LAD/LAL	3.00mm	11	1/8"	47.67Kg	68.43Kg	70.10Kg	141.59Kg	171.43Kg	-	-
LAC/LAD	4.00mm	8	-	63.00Kg	90.54Kg	93.47Kg	195.57Kg	226.00Kg	-	-
LAC/LAD/LAL/PLA	4.50mm	7	3/16"	71.88Kg	103.43Kg	105.15Kg	215.47Kg	255.05Kg	404.8Kg	-
PLA	4.75mm	7	3/16"	74.57Kg	107.38Kg	110.99Kg	223.72Kg	268.47Kg	418.2Kg	-
LAC/LAD/LAL/PLA	6.00mm	3	1/4"	95.47Kg	136.88Kg	140.20Kg	289.55Kg	345.29Kg	537.4Kg	-
PLA	6.35mm	3	1/4"	-	143.56Kg	148.38Kg	299.08Kg	358.90Kg	566.1Kg	-
PLA	7.94mm	-	5/16"	-	179.50Kg	185.54Kg	-	448.76Kg	708.3Kg	-
LAC/PLA	8.00mm	-	5/16"	-	182.40Kg	186.94Kg	-	454.30Kg	716.2Kg	934.7Kg
LAC/PLA	9.00mm	-	3/8"	-	204.28Kg	210.31Kg	-	508.68Kg	760.6Kg	1050Kg
LAC/PLA	9.50mm	-	3/8"	-	214.77Kg	221.99Kg	-	536.94Kg	827.2Kg	1110Kg
LAC/PLA	12.00mm	-	1/2"	-	-	286Kg	-	678.24Kg	1058Kg	1400Kg
PLA	12.70mm	-	1/2"	-	-	297Kg	-	-	1113Kg	1508Kg
PLA	15.00mm	-	5/8"	-	-	350Kg	-	-	1314Kg	1750Kg
PLA	19.00mm	-	3/4"	-	-	443Kg	-	-	1670Kg	2217Kg
PLA	25.00mm	-	1"	-	-	584Kg	-	-	-	2917Kg
PLA	32.00mm	-	1.1/4"	-	-	723.4Kg	-	-	-	3617Kg
PLA	38.00mm	-	1.1/2"	-	-	887Kg	-	-	-	4433Kg
PLA	50.00mm	-	2"	-	-	1112Kg	-	-	-	5814Kg
PLA	63.00mm	-	2.1/2"	-	-	1470Kg	-	-	-	7419Kg
PLA	75.00mm	-	3"	-	-	1750Kg	-	-	-	8750Kg
PLA	100.00mm	-	4"	-	-	2334Kg	-	-	-	11667Kg

Fuente: (acero)

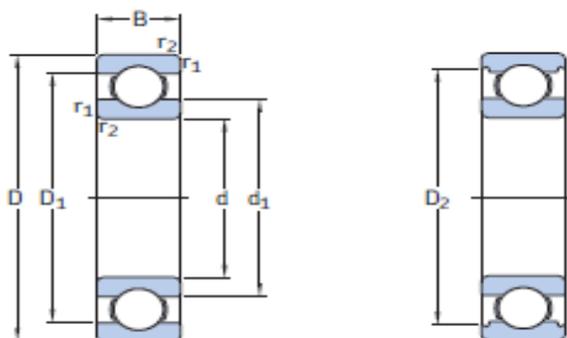
Apéndice C. Tabla de característica de motores siemens NEMA.

2.4 – Motores de eficiencia NEMA Energy Efficient MG1 Table 12-11					2.4 – Motores de eficiencia NEMA Energy Efficient MG1 Table 12-11				
Serie de aluminio 1LA9 con código D42 ¹⁾					Serie de fundición 1LG6 con código D42 ¹⁾				
Con ventilación propia (IC 411)					Con ventilación propia (IC 411)				
IP55; opcionalmente, IP56 ó IP65					IP55; opcionalmente, IP56 ó IP65				
Clase de aislamiento 155 (F)					Clase de aislamiento 155 (F)				
Clase de aislamiento 130 (B)					Clase de aislamiento 130 (B)				
2, 4, 6					2, 4, 6				
63 M ... 200 L					180 M ... 315 L				
0,12 ... 37 kW a 50 Hz					15 ... 315 kW a 50 Hz				
0,16 ... 50 hp a 60 Hz					20 ... 400 hp a 60 Hz				
1000 ... 3600 min ⁻¹					1000 ... 3600 min ⁻¹				
0,5 ... 179 Nm a 60 Hz					60 ... 1590 Nm a 60 Hz				
NEMA Energy Efficient MG1 Table 12-11 con código D42 ¹⁾					NEMA Energy Efficient MG1 Table 12-11 con código D42 ¹⁾				
S N - W - - -					S N - W - - -				
3Z1					3Z1				
plazo de entrega y precio base más suplementos por metales para forma constructiva IM B3 (complementos a las referencias de catálogo, el plazo de entrega varía en función del color de fondo que aparece en el precio correspondiente)									
P _N 50 Hz kW	P _N 60 Hz hp	Tamaño Tam.	Referencia	Precio base EUR	P _N 50 Hz kW	P _N 60 Hz hp	Tamaño Tam.	Referencia	Precio base EUR
			▶ Sucesores 1LE1021 en la pág. 1/15					▲ Nuevo	
2 polos: 3600 min⁻¹ a 60 Hz					2 polos: 3600 min⁻¹ a 60 Hz				
0,18	0,25	63 M	1LA9060-2KA...-Z D42	p. c.	22	30	180 M	1LG6183-2MA...-Z D42	p. c.
0,25	0,33	63 M	1LA9063-2KA...-Z D42	p. c.	30	40	180 L	1LG6206-2MA...-Z D42	p. c.
0,37	0,5	71 M	1LA9070-2KA...-Z D42	p. c.	37	50	200 L	1LG6207-2MA...-Z D42	p. c.
0,55	0,75	71 M	1LA9073-2KA...-Z D42	p. c.	45	60	225 M	1LG6223-2MA...-Z D42	p. c.
0,75	1	80 M	1LA9080-2KA...-Z D42	p. c.	55	75	250 M	1LG6253-2MB...-Z D42	p. c.
1,1	1,5	80 M	1LA9083-2KA...-Z D42	p. c.	75	100	280 S	1LG6280-2MB...-Z D42	p. c.
1,5	2	90 S	1LA9090-2KA...-Z D42	p. c.	90	125	280 M	1LG6283-2MB...-Z D42	p. c.
2,2	3	90 L	1LA9096-2KA...-Z D42	p. c.	110	150	315 S	1LG6310-2MB...-Z D42	p. c.
3	4	100 L	1LA9106-2KA...-Z D42	p. c.	132	175	315 M	1LG6313-2MB...-Z D42	p. c.
4	5	112 M	1LA9113-2KA...-Z D42	p. c.	160	200	315 L	1LG6316-2MB...-Z D42	p. c.
5,5	7,5	132 S	1LA9130-2KA...-Z D42	p. c.	200	250	315 L	1LG6317-2MB...-Z D42	p. c.
7,5	10	132 S	1LA9131-2KA...-Z D42	p. c.	250	300	315 L	1LG6318-2MB...-Z D42	44920,-
11	15	160 M	1LA9163-2KA...-Z D42	p. c.	315	400	315 L	1LG6312-2MA...-Z D42	56320,-
15	20	160 M	1LA9164-2KA...-Z D42	p. c.					
18,5	25	160 L	1LA9166-2KA...-Z D42	p. c.	4 polos: 1800 min⁻¹ a 60 Hz				
22	30	180 M	1LA9183-2WA...-Z D42	p. c.	18,5	25	180 M	1LG6183-4MA...-Z D42	p. c.
30	40	200 L	1LA9206-2WA...-Z D42	p. c.	22	30	190 L	1LG6186-4MA...-Z D42	p. c.
37	50	200 L	1LA9207-2WA...-Z D42	p. c.	30	40	200 L	1LG6207-4MA...-Z D42	p. c.
					37	50	225 S	1LG6220-4MA...-Z D42	p. c.
					45	60	225 M	1LG6223-4MA...-Z D42	p. c.
4 polos: 1800 min⁻¹ a 60 Hz									
0,12	0,16	63 M	1LA9060-4KA...-Z D42	p. c.	55	75	250 M	1LG6253-4MA...-Z D42	p. c.
0,19	0,25	63 M	1LA9063-4KA...-Z D42	p. c.	75	100	280 S	1LG6280-4MA...-Z D42	p. c.
0,25	0,33	71 M	1LA9070-4KA...-Z D42	p. c.	90	125	280 M	1LG6283-4MA...-Z D42	p. c.
0,37	0,5	71 M	1LA9073-4KA...-Z D42	p. c.	110	150	315 S	1LG6310-4MA...-Z D42	p. c.
0,55	0,75	80 M	1LA9080-4KA...-Z D42	p. c.	132	175	315 M	1LG6313-4MA...-Z D42	p. c.
0,75	1	80 M	1LA9083-4KA...-Z D42	p. c.	160	200	315 L	1LG6316-4MA...-Z D42	p. c.
1,1	1,5	90 S	1LA9090-4KA...-Z D42	p. c.	200	250	315 L	1LG6317-4MA...-Z D42	p. c.
1,5	2	90 L	1LA9096-4KA...-Z D42	p. c.	250	300	315 L	1LG6318-4MA...-Z D42	42120,-
2,2	3	100 L	1LA9106-4KA...-Z D42	p. c.	315	400	315 L	1LG6312-4MA...-Z D42	52920,-
3	4	100 L	1LA9107-4KA...-Z D42	p. c.					
4	5	112 M	1LA9113-4KA...-Z D42	p. c.	6 polos: 1200 min⁻¹ a 60 Hz				
5,5	7,5	132 S	1LA9130-4KA...-Z D42	p. c.	15	20	180 L	1LG6186-6AA...-Z D42	p. c.
7,5	10	132 M	1LA9133-4KA...-Z D42	p. c.	18,5	25	200 L	1LG6206-6AA...-Z D42	p. c.
11	15	160 M	1LA9163-4KA...-Z D42	p. c.	22	30	200 L	1LG6207-6AA...-Z D42	p. c.
15	20	160 L	1LA9166-4KA...-Z D42	p. c.	30	40	225 M	1LG6223-6AA...-Z D42	p. c.
18,5	25	180 M	1LA9183-4WA...-Z D42	p. c.	37	50	250 M	1LG6253-6AA...-Z D42	p. c.
22	30	180 L	1LA9186-4WA...-Z D42	p. c.	45	60	280 S	1LG6280-6AA...-Z D42	p. c.
30	40	200 L	1LA9207-4WA...-Z D42	p. c.	55	75	280 M	1LG6283-6AA...-Z D42	p. c.
					75	100	315 S	1LG6310-6AA...-Z D42	p. c.
					90	125	315 M	1LG6313-6AA...-Z D42	p. c.
					110	150	315 L	1LG6316-6AA...-Z D42	p. c.
					132	175	315 L	1LG6317-6AA...-Z D42	p. c.
					160	200	315 L	1LG6318-6AA...-Z D42	p. c.
					200	250	315 L	1LG6312-6MA...-Z D42	49620,-

¹⁾ Aclaraciones sobre el código D42
 NEMA Energy Efficient:
 - Contiene CSA, UL y el r^o CC
 - Sólo válido para tensiones de ≤ 600 V
 - Para ≤ 200 hp sólo se admiten modelos con brida

Fuente: catalogo siemens 2012.

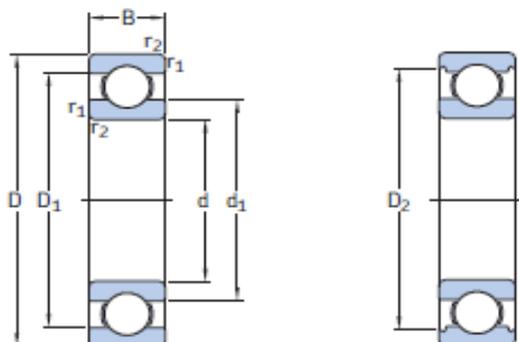
Apéndice D. Catálogo de rodamientos SFK.



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
12	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43 000	0,0063	61801
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	40 000	0,011	61901
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	38 000	0,021	* 6001
	30	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38 000	0,026	16101
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32 000	0,037	* 6201
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,06	* 6301
15	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	38 000	0,0065	61802
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	61902
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	* 16002
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	* 6002
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	* 6202
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	* 6302
17	26	5	2,03	1,27	0,054	56 000	34 000	0,0075	61803
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	32 000	0,016	61903
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,038	* 16003
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,038	* 6003
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	24 000	0,065	* 6203
	40	12	11,4	5,4	0,228	38 000	24 000	0,064	6203 ETN9
20	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,11	* 6303
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	6403
	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	61804
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,037	61904
	42	8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,05	* 16004
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,067	* 6004
22	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	20 000	0,11	* 6204
	47	14	15,6	7,65	0,325	32 000	20 000	0,098	6204 ETN9
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	19 000	0,14	* 6304
	52	15	18,2	9	0,38	30 000	19 000	0,14	6304 ETN9
	72	19	30,7	15	0,64	24 000	15 000	0,41	6404
	50	14	14	7,65	0,325	30 000	19 000	0,13	62/22
56	16	18,6	9,3	0,39	28 000	18 000	0,18	63/22	

Fuente: Catálogo SFK

Apéndice E. Catálogo de rodamientos SFK.



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,06	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,078	* 6005
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	* 6205
	52	15	17,8	9,8	0,4	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,22	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,815	20 000	13 000	0,54	6405
	28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,17
68		18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,3	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,025	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,049	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,089	* 16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	15 000	0,2	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,18	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,735	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1	18 000	11 000	0,75	6406
	35	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029
55		10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	61907
62		9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	* 16007
62		14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,15	* 6007
72		17	27	15,3	0,655	20 000	13 000	0,29	* 6207
72		17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9
80		21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	* 6307
100		25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407

Fuente: Catálogo SFK.

Apéndice F. Cables para instalaciones eléctricas.

INSTALACIONES EN TUBO				INSTALACIONES AL AIRE LIBRE		
Calibre del conductor	Sección transversal	3 conductores unipolares o un cable tripolar	Un cable bipolar	Un cable unipolar	Un cable bipolar	3 conductores unipolares o un cable tripolar
AWG – MCM	mm ²	Amperios	Amperios	Amperios	Amperios	Amperios
22	0.324	3	3	5	4	4
20	0.0517	5	6	8	7	6
18	0.821	7	8	10	9	8
16	1.31	10	11	15	14	13
14	2.08	15	27	20	18	17
12	3.31	20	21	25	23	22
10	5.26	30	30	40	35	33
8	8.37	40	40	55	48	45
6	13.30	55	55	80	68	63
4	21.15	70	—	105	—	87
2	33.63	95	—	140	—	119
1	42.41	110	—	165	—	145
1/0	53.51	125	—	195	—	155
2/0	67.44	145	—	225	—	180
3/0	85.02	165	—	260	—	210
4/0	107.2	195	—	300	—	240
250	126.7	215	—	340	—	265
300	152.0	240	—	375	—	300
350	177.4	260	—	420	—	330
400	202.7	280	—	455	—	360
500	253.4	320	—	515	—	415
600	304.0	355	—	575	—	450
750	380.0	400	—	655	—	515
1000	506.7	455	—	780	—	600

Fuente: (Echeverry, 2011)

Apéndice G. Disyuntores trifásicos.

No.de Catálog				
6kA en 400VAC				
In	Modelo (1polo)	No.de Catálog	Paq. Unid. (Pza.)	Precio
1A	BKN 3P B1A	06130066RO	40	
2A	BKN 3P B2A	06130067RO	40	
3A	BKN 3P B3A	06130068RO	40	
4A	BKN 3P B4A	06130069RO	40	
6A	BKN 3P B6A	06130070RO	40	
10A	BKN 3P B10A	06130071RO	40	
16A	BKN 3P B16A	06130072RO	40	
20A	BKN 3P B20A	06130073RO	40	
25A	BKN 3P B25A	06130074RO	40	
32A	BKN 3P B32A	06130075RO	40	
40A	BKN 3P B40A	06130076RO	40	
50A	BKN 3P B50A	06130077RO	40	
63A	BKN 3P B63A	06130078RO	40	

Fuente: (Ls industrias)

Apéndice H. Catalogo CorpAcero de perlines en C y sus especificaciones técnicas.



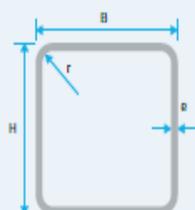
PERLÍN® C

Referencia	Peso (kg/m)		Espesor e (mm)	Altura A (mm)	Base B (mm)	Pestaña C (mm)	Fy (kgf/cm ²)	Propiedades Brutas								
	Negro	Galvanizado G60						Af (cm ²)	Ix (cm ⁴)	Iy (cm ⁴)	Sx (cm ³)	Sy (cm ³)	rx (cm)	ry (cm)	J (cm ⁴)	Cw (cm ⁴)
P-60-30-2.0	1.95	-	2.0	60	30	10	3500	2.50	13.61	2.91	4.54	1.49	2.34	1.08	0.03	23
P-60-30-1.5 (-G)	1.46	1.48	1.5	60	30	10	2800	1.91	10.62	2.32	3.54	1.19	2.36	1.10	0.01	19
P-60-30-1.2 (-G)	1.17	1.19	1.2	60	30	10	2800	1.54	8.70	1.93	2.90	0.99	2.37	1.12	0.01	16
P-75-45-2.5	3.41	-	2.5	75	45	15	3500	4.43	39.35	12.32	10.49	4.42	2.98	1.67	0.09	167
P-75-45-2.0	2.73	-	2.0	75	45	15	3500	3.60	32.40	10.26	8.64	3.68	3.00	1.69	0.05	143
P-75-45-1.5 (-G)	2.05	2.08	1.5	75	45	15	2800	2.73	25.01	8.01	6.67	2.87	3.02	1.71	0.02	114
P-75-45-1.2 (-G)	1.64	1.67	1.2	75	45	15	2800	2.20	20.35	6.56	5.43	2.35	3.04	1.73	0.01	95
P-100-50-3.0	5.04	-	3.0	100	50	20	3500	6.60	100.83	23.33	20.17	7.43	3.91	1.88	0.20	576
P-100-50-2.5	4.20	-	2.5	100	50	20	3500	5.56	85.97	20.12	17.19	6.41	3.93	1.90	0.12	506
P-100-50-2.0	3.36	-	2.0	100	50	20	3500	4.50	70.36	16.66	14.07	5.30	3.96	1.92	0.06	426
P-100-50-1.5 (-G)	2.52	2.56	1.5	100	50	20	2800	3.41	53.98	12.92	10.80	4.12	3.98	1.95	0.03	336
P-100-50-1.2 (-G)	2.02	2.05	1.2	100	50	20	2800	2.74	43.77	10.55	8.75	3.36	3.99	1.96	0.01	277
P-125-50-3.0	5.65	-	3.0	125	50	20	3500	7.35	171.31	25.31	27.41	7.63	4.83	1.86	0.22	882
P-125-50-2.5	4.71	-	2.5	125	50	20	3500	6.18	145.67	21.82	23.31	6.58	4.85	1.88	0.13	771
P-125-50-2.0	3.77	-	2.0	125	50	20	3500	5.00	118.90	18.05	19.02	5.44	4.88	1.90	0.07	647
P-125-50-1.5 (-G)	2.83	2.87	1.5	125	50	20	2800	3.78	90.97	14.00	14.56	4.22	4.90	1.92	0.03	508
P-125-50-1.2 (-G)	2.26	2.30	1.2	125	50	20	2800	3.04	73.65	11.42	11.78	3.44	4.92	1.94	0.01	418
P-150-50-3.0	6.24	-	3.0	150	50	20	3500	8.10	264.75	26.91	35.30	7.78	5.72	1.82	0.24	1277
P-150-50-2.5	5.20	-	2.5	150	50	20	3500	6.81	224.70	23.20	29.96	6.71	5.74	1.85	0.14	1113
P-150-50-2.0	4.16	-	2.0	150	50	20	3500	5.50	183.06	19.19	24.41	5.55	5.77	1.87	0.07	932
P-150-50-1.5 (-G)	3.12	3.17	1.5	150	50	20	2800	4.16	139.79	14.88	18.64	4.30	5.80	1.89	0.03	730
P-150-50-1.2 (-G)	2.50	2.54	1.2	150	50	20	2800	3.34	113.04	12.14	15.07	3.51	5.81	1.91	0.02	600
P-152-64-3.0	6.92	-	3.0	152.4	63.5	19.05	3500	8.92	318.39	47.44	41.78	10.94	5.97	2.31	0.27	2242
P-152-64-2.5	5.77	-	2.5	152.4	63.5	19.05	3500	7.50	269.77	40.67	35.40	9.38	6.00	2.33	0.16	1943
P-152-64-2.0	4.62	-	2.0	152.4	63.5	19.05	3500	6.05	219.41	33.46	28.79	7.72	6.02	2.35	0.08	1617
P-152-64-1.5 (-G)	3.46	3.51	1.5	152.4	63.5	19.05	2800	4.57	167.28	25.81	21.95	5.95	6.05	2.38	0.03	1260
P-152-64-1.2 (-G)	2.77	2.82	1.2	152.4	63.5	19.05	800	3.67	135.14	20.99	17.74	4.84	6.06	2.39	0.02	1032

Fuente: (CorpAcero, 2017)

Apéndice I Catalogo CorpAcero de tubería cuadrada.

TUBERÍA CUADRADA PTEC®



PTEC® SECCIÓN CUADRADA

Referencia	Espesor e (mm)	Peso (kg/m)		Peso por unidad de Gm (kg/un)	Altura H(mm)	Base B(mm)	Propiedades Brutas					
		Negro					Af (cm ²)	Ix = Iy (cm ⁴)	Sx = Sy (cm ³)	rx = ry (cm)	Zx (cm ³)	J (cm ⁴)
PTEC 40x40x1.5	1.5	1.77		10.61	40	40	2.11	5.18	2.59	1.57	3.02	8.20
PTEC 40x40x2.0	2.0	2.31		13.83	40	40	2.75	6.55	3.28	1.54	3.88	10.56
PTEC 40x40x2.5	2.5	2.82		16.90	40	40	3.37	7.80	3.90	1.52	4.68	12.78
PTEC 40x40x3.0	3.0	3.30		19.82	40	40	3.95	8.88	4.44	1.50	5.41	14.78
PTEC 50x50x1.5	1.5	2.24		13.43	50	50	2.67	10.41	4.17	1.97	4.82	16.32
PTEC 50x50x2.0	2.0	2.93		17.60	50	50	3.49	13.31	5.33	1.95	6.25	21.16
PTEC 50x50x2.5	2.5	3.60		21.61	50	50	4.30	16.02	6.41	1.93	7.59	25.82
PTEC 50x50x3.0	3.0	4.25		25.47	50	50	5.07	18.44	7.38	1.91	8.84	30.11
PTEC 60x60x1.5	1.5	2.71		16.26	60	60	3.23	18.35	6.12	2.38	7.04	28.55
PTEC 60x60x2.0	2.0	3.56		21.37	60	60	4.24	23.61	7.87	2.36	9.17	37.18
PTEC 60x60x2.5	2.5	4.39		26.32	60	60	5.24	28.62	9.54	2.34	11.19	45.59
PTEC 60x60x3.0	3.0	5.19		31.12	60	60	6.18	33.17	11.06	2.32	13.11	53.44
PTEC 70x70x1.5	1.5	3.18		19.09	70	70	3.79	29.53	8.44	2.79	9.68	45.72
PTEC 70x70x2.0	2.0	4.19		25.14	70	70	4.98	38.19	10.91	2.77	12.65	59.73
PTEC 70x70x2.5	2.5	5.17		31.03	70	70	6.17	46.52	13.29	2.75	15.49	73.50
PTEC 70x70x3.0	3.0	6.13		36.78	70	70	7.30	54.19	15.48	2.72	18.22	86.45
PTEC 90x90x1.5	1.5	4.12		24.74	90	90	4.91	63.92	14.20	3.61	16.20	98.28
PTEC 90x90x2.0	2.0	5.45		32.67	90	90	6.47	83.17	18.48	3.59	21.28	128.89
PTEC 90x90x2.5	2.5	6.74		40.45	90	90	8.03	101.97	22.66	3.56	26.19	159.30
PTEC 90x90x3.0	3.0	8.01		48.08	90	90	9.53	119.53	26.56	3.54	30.94	188.20
PTEC 102x102x2.0	2.0	6.17		37.04	101.6	101.6	7.33	120.81	23.78	4.06	27.31	186.54
PTEC 102x102x2.5	2.5	7.65		45.92	101.6	101.6	9.11	148.49	29.23	4.04	33.67	229.94
PTEC 102x102x3.0	3.0	9.11		54.64	101.6	101.6	10.83	174.52	34.35	4.01	39.86	273.30
PTEC 102x102x4.0	4.0	11.94		71.61	101.6	101.6	14.21	223.95	44.09	3.97	51.68	355.60
PTEC 102x102x4.5	4.5	13.31		79.87	101.6	101.6	15.87	247.36	48.69	3.95	57.33	395.47
PTEC 102x102x6.0*	6.0	17.28		103.70	101.6	101.6	20.63	310.62	61.15	3.88	73.21	506.52
PTEC 127x127x4.0	4.0	15.13		90.75	127	127	17.99	451.03	71.03	5.01	82.58	708.29
PTEC 127x127x4.5	4.5	16.90		101.40	127	127	20.13	500.20	78.78	4.98	91.87	789.96
PTEC 127x127x6.0	6.0	22.07		132.41	127	127	26.30	636.10	100.17	4.92	118.42	1020.90
PTEC 152x152x4.0	4.0	18.32		109.89	152.4	152.4	21.77	795.30	104.37	6.04	120.67	1239.70
PTEC 152x152x4.5*	4.5	20.49		122.93	152.4	152.4	24.39	884.40	116.07	6.02	134.51	1385.10
PTEC 152x152x6.0*	6.0	26.85		161.12	152.4	152.4	31.97	1133.80	148.79	5.96	174.43	1800.20
PTEC 178x178x5.5	5.5	29.14		174.87	177.8	177.8	34.69	1706.90	192.00	7.01	222.89	2678.50
PTEC 178x178x7.0	7.0	36.55		219.31	177.8	177.8	43.51	2100.40	236.27	6.95	276.98	3335.10
PTEC 203x203x5.0	5.0	30.61		183.67	203.2	203.2	36.37	2371.30	233.40	8.07	269.38	3687.60
PTEC 203x203x5.5*	5.5	33.53		201.19	203.2	203.2	39.89	2586.20	254.55	8.05	294.29	4036.10
PTEC 203x203x7.0*	7.0	42.13		252.81	203.2	203.2	50.13	3196.20	314.58	7.99	366.87	5040.10
PTEC 229x229x7.0*	7.0	47.72		286.30	228.6	228.6	56.74	4618.80	404.09	9.02	469.35	7244.40
PTEC 254x254x10	10.0	74.59		447.57	254	254	88.80	8748.00	688.84	9.93	807.54	13890.00
PTEC 305x305x10	10.0	90.55		543.27	304.8	304.8	107.70	15508.00	1017.60	12.00	1184.70	24400.00

Fuente: (CorpAcero, 2017)

Apéndice J. Catalogo motores Siemens

VELOCIDAD 1.200 RPM (6 polos)										
100138722	1LA7 072-6YA60	71	0,4	0,3	64,3	1,15	1,6	0,8	6	460.000
100138724	1LA7 080-6YC60	80	0,6	0,4	60,0	1,05	2,4	1,2	8	545.000
100138726	1LA7 082-6YA60	80	0,9	0,7	55,6	1,05	3,6	1,8	10	676.000
100138727	1LA7 083-6YA60	80	1	0,7	67,5	1,15	4,2	2,1	10	789.000
100139637	1LA7 096-6YB60	90 L	1,5	1,1	75,7	1,15	6,4	3,2	14	828.000
100139638	1LA7 097-6YB60	90 L	2	1,5	78,5	1,15	7,2	3,6	16	949.000
100139624	1LA7 111-6YB60	112 M	3	2,2	79,1	1,15	11,2	5,6	23	1.137.000
100139625	1LA7 115-6YB60	112 M	4	3,0	83,5	1,15	12,8	6,4	30	1.270.000
100139645	1LA7 132-6YB70	132 S/M	5	3,7	83,5	1,15	14,4	7,2	52	1.714.000
100139646	1LA7 133-6YB70	132 S/M	7,5	5,6	85,2	1,15	24,0	12	53	1.942.000
100139647	1LA7 136-6YB70	132 S/M	10	7,5	86,0	1,15	30,2	15,5	66	2.496.000
100139654	1LA7 164-6YB70	160 M/L	15	11,2	89,0	1,15	49,6	24,8	88	3.481.000
100249988 ⁽¹²⁾	1LE1002-1DC69-0AA4 M2D	160 L	20	15	89,5	1,15	-	30,3	109	4.609.000
100139661	1LA5 186-6YB80	180 M/L	25	18,7	90,9	1,15	68,0	34	137	5.052.000
100139665	1LA5 206-6YB80	200 L	30	22,4	91,7	1,05	80,2	40,1	158	6.573.000
100139666	1LA5 207-6YB80	200 L	36	26,9	92,8	1,15	97,6	48,8	182	7.106.000
100139667	1LA5 208-6YB80	200 L	40	29,8	92,2	1,15	108,0	54	182	8.171.000
100139671	1LA5 223-6YB80	225 S/M	50	37,3	92,1	1,15	134,0	67	245	10.067.000
Referencia	Tamaño Constructivo	Potencia HP	Potencia KW	Eficiencia η %	FS	Corriente (A)		Peso Kg		
						220V	440V			
VELOCIDAD 900 RPM (8 polos)										
100138956	1LA7 083-8YA60	80	0,5	0,4	45,0	1,15	2,6	1,3	10	724.900
100139038	1LA7 090-8YB60	90 L	0,75	0,6	56,5	1,15	4,0	2,0	15	949.200
100139037	1LA7 096-8YB60	90 L	1	0,7	60,2	1,15	5,0	2,5	15	1.052.900
100139039	1LA7 111-8YB60	112 M	1,5	1,1	66,1	1,15	7,4	3,7	27	1.158.600
100139040	1LA7 112-8YB60	112 M	2	1,5	66,4	1,15	9,4	4,7	29	1.269.700
100139003	1LA7 130-8YB70	132 S/M	3	2,2	62,1	1,00	15,0	7,5	57	2.085.500
100138999	1LA7 133-8YB70	132 S/M	4	3,0	73,1	1,00	17,0	8,5	45	2.294.300
100139041	1LA7 161-8YB70	160 M/L	5	3,7	78,2	1,15	18,4	9,2	78	3.397.600
100139042	1LA7 163-8YB70	160 M/L	6,6	4,9	71,5	1,15	27,0	13,5	79	3.631.900
100139044	1LA7 164-8YC70	160 M/L	7,5	5,6	83,0	1,15	26,0	13,0	85	3.866.300
100139043	1LA7 164-8YB70	160 M/L	9	6,7	80,9	1,15	33,0	16,5	95	4.100.600
100139111	1LA7 165-8YB70	160 M/L	10	7,5	78,8	1,15	36,0	18,0	95	4.334.900
100139181	1LA5 185-8YB80	180 M/L	15	11,2	84,0	1,15	46,0	23,0	190	6.139.900
100139182	1LA5 186-8YA80	180 M/L	20	14,9	83,5	1,15	66,0	33,0	190	8.227.100
100139031	1LA5 207-8YA80	200 L	30	22,4	93,0	1,15	87,0	43,5	210	10.635.300
100139051	1LA5 223-8YA80	225 S/M	36	26,9	91,5	1,15	100,0	50,0	241	12.145.800

Fuente: (SIEMENS, 2013)

Apéndice K. Catálogo de variadores de velocidad laumayer.



VARIADORES DE VELOCIDAD SERIE VFD-EL



VFDXXELXXA

Tamaño	Ancho (W)	Alto (H)	Profundo (D)
A	72	174	136
B	100	174	136

Medidas en milímetros (mm)



VFDXXELXXA



MKE-HUB01

CÓDIGO	REFERENCIA	DESCRIPCIÓN						PRECIO UNITARIO
--------	------------	-------------	--	--	--	--	--	-----------------

VARIADOR DE FRECUENCIA VFD-EL. ALIMENTACIÓN MONOFÁSICA: 200 ... 240VAC. FILTRO EMI EMBEBIDO

		Corriente de Entrada (A)	(HP)	Unidad de frenado a usar (Choper)	Resistencia de frenado a usar	Tamaño	Corriente de salida (A)	
DEL0001	VFD002EL21A	4,9	1/4	BUE-20015	BR080W200	A	1,6	\$ 1.193.800
DEL0002	VFD004EL21A	6,5	1/2	BUE-20015	BR080W200	A	2,5	\$ 1.106.400
DEL0003	VFD007EL21A	9,5	1	BUE-20015	BR080W200	A	4,2	\$ 1.141.300
DEL0004	VFD015EL21A	15,7	2	BUE-20015	BR300W110	B	7,5	\$ 1.383.900
DEL0005	VFD022EL21A	24	3	BUE-20037	BR300W110	B	11	\$ 1.722.800

VARIADOR DE FRECUENCIA VFD-EL. ALIMENTACIÓN TRIFÁSICA: 200 ... 240VAC FILTRO EMI EMBEBIDO

		Corriente de Entrada (A)	(HP)	Unidad de frenado a usar (Choper)	Resistencia de frenado	Tamaño	Corriente de salida (A)	
DEL0006	VFD002EL23A	1,9	1/4	BUE-20015	BR080W200	A	1,6	\$ 991.800
DEL0007	VFD004EL23A	2,7	1/2	BUE-20015	BR080W200	A	2,5	\$ 991.800
DEL0008	VFD007EL23A	4,9	1	BUE-20015	BR080W200	A	4,2	\$ 1.049.700
DEL0009	VFD015EL23A	9	2	BUE-20015	BR300W110	A	7,5	\$ 1.267.800
DEL0010	VFD022EL23A	15	3	BUE-20037	BR300W110	B	11	\$ 1.614.300
DEL0011	VFD037EL23A	20,6	5	BUE-20037*2	BR300W025*2	B	17	\$ 1.800.600

VARIADOR DE FRECUENCIA VFD-EL. ALIMENTACIÓN TRIFÁSICA: 380 ... 480VAC. FILTRO EMI EMBEBIDO

		Corriente de Entrada (A)	(HP)	Unidad de frenado a usar (Choper)	Resistencia de frenado	Tamaño	Corriente de salida (A)	
DEL0012	VFD004EL43A	1,8	½	BUE-40015	BR080W750	A	1,5	\$ 1.351.300
DEL0013	VFD007EL43A	3,2	1	BUE-40015	BR080W750	A	2,5	\$ 1.351.300
DEL0014	VFD015EL43A	4,3	2	BUE-40015	BR200W360	A	4,2	\$ 1.561.100
DEL0015	VFD022EL43A	7,1	3	BUE-40037	BR300W250	B	5,5	\$ 1.794.500
DEL0016	VFD037EL43A	9	5	BUE-40037 Cant 2	BR300W070 Cant 2	B	8,2	\$ 2.259.400

Nota: La selección adecuada del variador se debe hacer por la corriente de salida del variador (Superior a la corriente nominal In del motor) (1) y tener en cuenta la aplicación (la carga). Los datos de potencia y corriente de entrada son informativos usables para selección de protección y otros.

Variador VFD-E: SensorLess Vector

(1) Se debe tener en cuenta el factor de servicio del motor (Fs) si se va a usar.

Choper: Unidad electrónica de frenado

UNIDADES DE FRENADO (Choper)

DEL0126	BUE-20015	Unidad de frenado para máx 2HP a 230V.	\$ 256.100
DEL0127	BUE-20037	Unidad de frenado para 3HP a 5HP a 230V.	\$ 413.700
DEL0128	BUE-40015	Unidad de frenado para máx 2HP a 460V.	\$ 404.300
DEL0129	BUE-40037	Unidad de frenado para 3HP a 5HP a 460V.	\$ 815.500

RESISTENCIAS DE FRENADO PARA SERIE VFD-EL

		Resistencia (Ω)	Potencia (W)	
DEL0089	BR080W200	200	80	\$ 110.700
DEL0090	BR080W750	750	80	\$ 110.700
DEL0093	BR200W360	360	200	\$ 211.800
DEL0096	BR300W250	250	300	\$ 257.700
DEL0094	BR300W070	70	300	\$ 262.100

Fuente: (LAUMAYER, 2017)

Apéndice L. Recomendaciones

- Debe limpiarse la base de polvo o cualquier material presente para evitar mal funcionamiento en la tolva.
- Se debe revisar todo el conjunto, para verificar que no existan problemas que puedan interrumpir el procesamiento; en caso de existir alguno se debe tomar las medidas necesarias para su solución inmediata.
- Llene la tolva hasta el máximo posible y tápela, con el fin de evitar que concentrado caiga de esta sobre el mecanismo.
- Antes de comenzar el suministro de la materia prima se debe verificar que esta esté almacenada de forma correcta, libre de impurezas y plagas.
- Evite no agregar otro material que no sea el concentrado de la cabra, especialmente el pienso, otros granos o agua.
- No detenga el mecanismo bruscamente ya que la tolva puede quedar lejos del inicio donde debe llenarse nuevamente, permita que esta termine su recorrido y luego si proceda a apagarla.
- Realice labores de limpieza con trapo húmedo, ajuste tornillos si ve alguno suelto y engrase manualmente la cadena.

Fuente: Autor 2019.

Apéndice M. Reglas de seguridad

Algunas de las reglas de seguridad que deben seguirse se propondrán a continuación.

- Leer y comprender el manual antes de intentar poner en servicio y operar la máquina.
- Familiarizarse con las reglas de seguridad y practicarlas.
- En caso de un accidente ocurrido mientras la máquina esté funcionando, presionar el botón de parada de emergencia para detener la máquina en su totalidad.
- Advertir a otras personas sobre alguna acción que pueda ponerlos en peligro.
- Realizar la lubricación y el engrase en la máquina solamente cuando esta, este totalmente parada.
- Verificar que todas las protecciones han sido instaladas y ajustadas antes de puesta en marcha.
- Cuando se trabaje sobre equipo eléctrico, la fuente de poder debe estar apagada para dejar a todos los circuitos sin alimentación, antes de que cualquier tipo de trabajo se realice sobre ellos. Cada interruptor debe ser probado por separado para verificar la ausencia de alimentación en ellos.
- Mantener limpio el piso alrededor de la máquina.
- Colocar las herramientas en sus lugares respectivos luego de ser utilizadas.

- No retirar los dispositivos de seguridad, incluyendo los usados en la parte eléctrica.
- No encender la máquina a menos que esté totalmente seguro que no existe peligro para usted y sus compañeros de trabajo.
- No limpie o lubrique partes en movimiento.
- Personas no autorizadas no pueden operar la máquina.
- No usar joyas, corbatas o ropa suelta cerca del equipo en movimiento.
- No coloque herramientas sobre la máquina cuando esté funcionando.
- No introduzca las manos dentro de la máquina para realizar ajustes mientras esté operando.
- No se suba a partes de la máquina que están en movimiento constante.

Nota fuente: Autor del proyecto

Apéndice N. Recomendaciones para el mantenimiento de la máquina dosificadora.

Limpieza de la dosificadora

Para realizar la limpieza de la dosificadora siga lo enunciado a continuación:

- Acabe por completo el concentrado dentro de la tolva.
- Desconectar la máquina de la fuente.
- Retire la tapa lateral externa soltando los tornillos que la sujetan al riel y la base.
- Proceda a limpiar con una escoba o cepillo la base de polvo, material particulado u otros elementos.
- Retire la protección externa que cubre el mecanismo de movimiento.
- Limpie la tolva por dentro con un paño húmedo y deje secar.
- Si observa obstrucción dentro de la base donde se mueve el cilindro interior, suelte el soporte de la base, retírela y límpiela con un cepillo y agua, luego deje secar sin que el sol la toque.

Limpieza la cadena y catarina.

- Revise si presencia mucho material adherido a la cadena.

- Proceda a desengrasarla para eliminar la grasa antigua y el polvo que esta acarre.
- Suelte la catarina del eje desajustando su prisionero.
- Limpie la suciedad que disponga la catarina y luego colóquela en su lugar.

Limpieza del motor.

- Reitre la protección que lo cubre desajustando los tornillos.
- Proceda a limpiarlo con un limpión especialmente retirando el polvo en sus aletas y carcaza para evitar sobrecalentamientos.
- Apriete los tornillos que lo anclan a la estructura.
- Coloque todo de nuevo en su lugar.

Fuente: Autor 2019.

Apéndice O. Manual de seguridad ocupacional

La seguridad del operario cuando la maquina dosificadora está trabajando, es muy importante ya que este no debe manipularla mientras esta ordeñando , por tal razón se debe tener precaución con los elementos cortantes y en movimiento , como las catarinas, correaren V, cadena, se debe tener en cuenta que en la máquina todo esté fijo, los elementos de la máquina son cortantes y están en movimiento, la máquina tiene mecanismos pesados que al realizar un desmontaje para mantenimiento o limpieza pueden caer en los pies del operario, por esto es indispensable que utilicen el siguiente equipo de seguridad industrial.

La máquina debe estar debidamente señalizada, esto con el objetivo que el operario pueda visualizar el riesgo que lleva cada operación a simple vista, para eso se toma como referencia la siguiente figura.

Sistema	Función	Riesgo	Tipo de accidente	Señal
tolva	dosificar la materia prima en cada proceso de operación	mecánico	atrapamiento de extremidades	
transmisión por cadena	transmitir el torque del motor y reducir sus rpm	mecánico	atrapamiento de extremidades	
motor eléctrico	encargado de convertir la energía eléctrica en movimiento o energía mecánica	eléctrico	choque eléctrico	

Figura 118. Señalización en el sitio donde este ubicada la maquina.

Fuente: Autor 2019.