



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

**TESIS DE GRADO PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECATRÓNICO**

TEMA: INGENIERÍA CONCEPTUAL BÁSICA Y DE DETALLE
PARA LA CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
DOSIFICADORA Y SELLADORA DE FIDEOS CORTOS EN
PAQUETES DOYPACK, EN LA EMPRESA “PASTIFICIO
CHIMBORAZO”.

AUTOR: VELASTEGUI HUEBLA ALBERT DANIEL

DIRECTOR: ING. OLMEDO FERNANDO

CODIRECTOR: ING. PROAÑO VÍCTOR

SANGOLQUÍ – ECUADOR

2015

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

CERTIFICADO

Ing. Fernando Olmedo

Ing. Víctor Proaño

DIRECTOR

CODIRECTOR

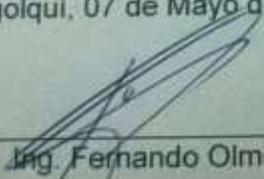
CERTIFICAN

Que el trabajo titulado INGENIERÍA CONCEPTUAL BÁSICA Y DE DETALLE PARA LA CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOSIFICADORA Y SELLADORA DE FIDEOS CORTOS EN PAQUETES DOYPACK, EN LA EMPRESA "PASTIFICIO CHIMBORAZO", ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Universidad de Las Fuerzas Armadas.

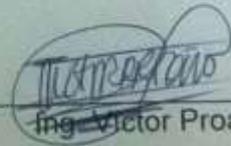
Debido a la importancia práctica que presenta la implementación de esta tesis, si se recomienda su publicación.

El mencionado trabajo consta de un documento empastado y un disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat (pdf). Autorizan a Albert Daniel Velastegui Huebla que lo entregue al Ing. Francisco Terneus, en su calidad de Director de la Carrera.

Sangolquí, 07 de Mayo del 2015.


Ing. Fernando Olmedo

DIRECTOR


Ing. Víctor Proaño

CODIRECTOR

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Yo, Albert Daniel Velasteguí Huebla

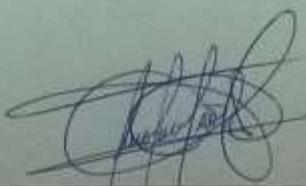
DECLARO QUE:

El proyecto de grado denominado INGENIERÍA CONCEPTUAL BÁSICA Y DE DETALLE PARA LA CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOSIFICADORA Y SELLADORA DE FIDEOS CORTOS EN PAQUETES DOYPACK, EN LA EMPRESA "PASTIFICIO CHIMBORAZO", ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan el pie de las páginas correspondiente, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es mi autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Sangolquí, 07 de Mayo del 2015



Albert Velasteguí H.

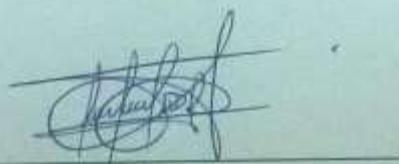
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

AUTORIZACIÓN

Yo, Albert Daniel Velastegui Huebla

Autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas -ESPE la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo INGENIERÍA CONCEPTUAL BÁSICA Y DE DETALLE PARA LA CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOSIFICADORA Y SELLADORA DE FIDEOS CORTOS EN PAQUETES DOYPACK, EN LA EMPRESA "PASTIFICIO CHIMBORAZO", cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 07 de Mayo del 2015.



Albert Velastegui H.

DEDICATORIA

En primer lugar dedico este trabajo a mis padres Nancy Huebla y Ángel Velasteguí Arias, este logro es para ustedes y por ustedes.

A mis tíos German y Marcelo Huebla, quienes me dieron su mano y ayuda para desarrollar esta tesis.

A mi hijo Esteban que fue mi energía e inspiración.

A mis familiares, amigos y conocidos que siempre tuvieron una palabra o gesto de apoyo para alcanzar este objetivo.

Albert Daniel Velastegui Huebla

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios todo poderoso por colmarme de bendiciones, salud y paz espiritual para culminar este proceso de graduación.

A mis padres adorados Nancy Huebla y Ángel Velasteguí Arias, quienes son el pilar fundamental de mi vida, su preocupación, apoyo y ayuda incondicional han hecho que este sueño se convierta en realidad.

A mi tío German Huebla, quien se convirtió en un segundo padre para mí en la etapa universitaria, supo ayudarme, aconsejarme y auxiliarme en los procesos más duros de la carrera.

Finalmente a todos mis familiares, amigos y conocidos que de una u otra manera aportaron su granito de arena en este proceso.

Albert Daniel Velastegui Huebla

ÍNDICE DE CONTENIDO

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
ÍNDICE DE CONTENIDO	vii
ÍNDICE DE TABLAS	xiii
ÍNDICE DE FIGURAS	xv
RESUMEN EJECUTIVO	xxi
ABSTRACT	xxii

CAPITULO I

GENERALIDADES	1
1.1. ANTECEDENTE	1
1.2. JUSTIFICACIÓN	2
1.3. ÁREA DE INFLUENCIA	4
1.4. ALCANCE DEL PROYECTO	5
1.5. OBJETIVO GENERAL	5

CAPITULO I

MARCO TEÓRICO	6
2.1. MAQUINA DOSIFICADORAS	6
2.2. PARTES DE LA MÁQUINA DOSIFICADORA	6
2.2.1. TOLVA DE ALMACENAMIENTO	7
2.2.2. SISTEMA DOSIFICADOR	7
2.2.3. BOQUILLA O TUBO DE DESCARGA	8

2.3. CLASE DE DOSIFICADORES	8
2.3.1. DOSIFICADORES VOLUMÉTRICOS.....	9
2.3.2. DOSIFICADOR DE LÍQUIDOS.....	10
2.3.3. DOSIFICADORA DE BOMBA.....	10
2.3.4. DOSIFICADOR POR TORNILLO (SINFÍN).....	11
2.3.5. DOSIFICADOR DE VASOS TELESCÓPICOS.....	11
2.3.6. DOSIFICADORES POR PESO.....	12
2.3.6.1. Método de aproximaciones.....	13
2.3.6.2. Método estadístico.....	14

CAPITULO III

SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	15
3.1. NECESIDADES DE LA EMPRESA	15
3.2. PROTOTIPO	17

CAPITULO IV

DISEÑO MECÁNICO	19
4.1. TOLVA	19
4.1.1. CUERPO DE LA TOLVA.....	20
4.1.1.1. MATERIAL.....	20
4.1.1.2. DENSIDAD APARENTE DEL PRODUCTO.....	20
4.1.1.3. DISEÑO DEL CUERPO DE LA TOLVA.....	23
4.1.2. BOCA DE LA TOLVA.....	24
4.1.2.1. ANGULO DE INCLINACIÓN DE LA TOLVA.....	25
4.1.2.2. ANCHURA MÍNIMA DE LA BOCA DE SALIDA DE LA TOLVA	
26	
4.1.2.2.1. Tamaño Mayor De La Partícula	27
4.1.2.2.2. Factor K para determinar la apertura mínima de la salida	
de la Tolva.....	28
4.1.2.3. DISEÑO DE LA BOCA DE LA TOLVA.....	30
4.1.3. ESPESOR DE LA CHAPA METÁLICA	32
4.1.3.1. PRESIONES DENTRO DE LA TOLVA.....	32
4.1.3.1.1. Presión Vertical.....	32
4.1.3.1.2. Presión Horizontal.....	35
4.1.3.1.3. Presión en las paredes inclinadas de la boca de la tolva	35
4.1.3.2. TRACCIÓN EN KILOGRAMOS POR METRO LINEAL	37
4.1.3.3. ESPESOR DE LA TOLVA.....	37

4.2. DISEÑO DE LA BANDA TRANSPORTADORA	39
4.2.1. SELECCIÓN DE LA BANDA	39
4.2.2. DISEÑO DEL RODILLO DE RETORNO DE LA BANDA TRANSPORTADORA.....	41
4.2.3. VELOCIDAD DEL TRANSPORTADOR.	44
4.2.4. CAPACIDAD DE CARGA.....	47
4.2.5. POTENCIA NECESARIA PARA MOVER LA BANDA.....	49
4.2.6. SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR	53
4.2.7. DISEÑO DEL TAMBOR MOTRIZ.....	54
4.2.7.1. ANÁLISIS ESTÁTICO Y DINÁMICO DEL TAMBOR MOTRIZ. 57	
4.2.7.1.1. Diagramas de fuerzas cortantes y momento flector en el plano XY	58
4.2.7.1.2. DIAGRAMAS DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO XZ	68
4.2.7.1.3. DIÁMETRO MÍNIMO DEL EJE	71
4.2.7.2. DISEÑO ESTÁTICO DEL TAMBOR MOTRIZ	73
4.2.7.3. DISEÑO DINÁMICO DEL TAMBOR MOTRIZ	76
4.2.8. DISEÑO DE LA MESA DE LA BANDA TRANSPORTADORA. 80	
4.2.8.1. COMPUERTA REGULADORA DE DOSIFICACIÓN	81
4.2.8.1.1. EJE DE LA COMPUERTA REGULADORA	81
4.2.8.1.2. Selección Del Motor De La Compuerta Reguladora	84
4.2.8.2. SOPORTES DE LA MESA DE LA BANDA TRANSPORTADORA	85
4.2.9. DISEÑO DE LOS SOPORTES LATERALES DE LA BANDA TRANSPORTADORA	86
4.2.9.1. ANÁLISIS ESTÁTICO DE LOS SOPORTES LATERALES DE LA BANDA TRANSPORTADORA	87
4.3. BOCA DE DOSIFICACIÓN	95
4.3.1. ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA BOCA DOSIFICADORA.....	96
4.4. DISEÑO SISTEMA DE SUJECIÓN.....	100
4.4.1. SELECCIÓN DEL MOTOR PARA LAS PINZAS DE SUJECIÓN 102	
4.4.2. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES DE LAS PINZAS DE SUJECIÓN	105
4.4.3. DISEÑO DEL EJE DE LA PINZA DE SUJECIÓN.	110
4.5. DISEÑO DEL SISTEMA PESAJE	115

4.6. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA.....	119
4.6.1. ANÁLISIS DEL BASTIDOR. (MOTT, 2006, pág. 234)	119
4.6.1.1. COLUMNAS DE LA TOLVA.....	121
4.6.1.2. BARRA DE SOPORTE DE LAS PINZAS.....	124
4.6.1.3. COLUMNAS DE LA BANDA TRANSPORTADORA.	128
4.7. ACOPLE DE LAS MÁQUINAS DE SELLADO.	132
4.7.1. SOPORTE DEL SELLADOR DE FUNDAS PLÁSTICAS.	134
4.7.2. SOPORTE DEL SELLADOR DE SACOS.	136

CAPITULO V

DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO	137
5.1. SENSORES DE SEGURIDAD	137
5.1.1. SENSORES DE LA TOLVA.....	137
5.1.2. SENSORES DE LA BANDA TRANSPORTADORA	138
5.1.2.1. SENSOR PARA DETECCIÓN DE PRODUCTO.....	138
5.1.2.2. SENSOR PARA DETERMINAR LA POSICIÓN DE LA COMPUERTA DE REGULADORA DE DOSIFICACIÓN. ...	139
5.1.3. SENSORES DE LA PINZAS DE SUJECIÓN	140
5.1.3.1. SENSORES DE PRESENCIA DE EMPAQUE.....	140
5.1.3.2. SENSORES DE POSICIÓN DE LAS PINZAS.	141
5.2. FUENTES DE PODER	143
5.3. CONTROL DE POTENCIA.....	146
5.4. CONTROL DE MOTORES	148
5.4.1. CONTROL DE LOS SERVOMOTORES DE LAS PINZAS SUJETADORAS.....	148
5.4.2. CONTROL DEL MOTOR A PASOS DE LA COMPUERTA REGULADORA DE DOSIFICACIÓN.	151
5.4.3. CONTROL DEL MOTORREDUCTOR DE LA BANDA TRANSPORTADORA.	153
5.5. CONTROL DEL SISTEMA DE PESAJE	156
5.6. HMI (INTERFAZ HOMBRE MÁQUINA)	158
5.7. PANEL DE CONTROL	161

CAPITULO VI

CONTROL	162
6.1. FUNCIONAMIENTO.....	162
6.2. CONTROL	166
6.2.1. ARDUINO 1 (ARD1).....	166
6.2.2. ARDUINO 2 (ARD2).....	168

CAPITULO VII

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA A ESCALA	170
7.1. TOLVA.....	170
7.1.1. BOCA DE LA TOLVA	170
7.1.2. DIMENSIONES	171
7.1.3. ESPESOR.....	172
7.1.4. CONSTRUCCIÓN	172
7.2. BANDA TRANSPORTADORA	173
7.2.1. ANCHO DE LA BANDA.....	173
7.2.2. MATERIAL DE LA BANDA.....	173
7.2.3. RODILLO Y TAMBOR MOTRIZ	174
7.2.3.1. RODILLO DE RETORNO	174
7.2.3.2. TAMBOR MOTRIZ.....	176
7.2.4. MESA DE SOPORTE.....	177
7.2.5. COMPUERTA REGULADORA	178
7.2.6. MOTOR PRINCIPAL DE LA BANDA TRANSPORTADORA..	179
7.2.7. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLAJE DE LA BANDA TRANSPORTADORA.....	180
7.3. SISTEMA DE DOSIFICACIÓN.....	181
7.3.1. PINZAS DE SUJECIÓN	181
7.3.2. CELDAS DE CARGA	182
7.3.3. MOTORES DE PINZAS	183
7.3.4. CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DOSIFICACIÓN.....	184
7.4. BASTIDOR	185

7.5. SISTEMA DE CONTROL	186
7.5.1. MODULO DE CONTROL.....	186
7.5.2. FUENTE DE ALIMENTACIÓN	189
7.5.3. TARJETA PRINCIPAL.....	189
7.5.4. SENSORES DE CONTROL.....	192
7.5.5. ACONDICIONAMIENTO DE SEÑALES PROVENIENTES DE LAS CELDAS DE CARGA.....	193
7.5.5.1. ETAPA DE AMPLIFICACIÓN	193
7.5.6. ARDUINO MEGA 2560 R3.....	195
7.5.7. ENSAMBLAJE TOTAL DEL MODELO A ESCALA	197
CAPITULO VIII	
FACTIBILIDAD.....	198
8.1. COSTOS MAQUINA REAL.....	199
8.1.1. COSTOS DIRECTOS.....	199
8.1.2. COSTOS INDIRECTOS	203
8.1.3. COSTO TOTAL.....	203
8.1.4. EVALUACIÓN FINANCIERA.....	203
8.1.4.1. VALOR ACTUAL NETO (VAN).....	204
8.1.4.2. TASA INTERNA DE RETORNO (TIR).....	206
8.2. COSTO DEL MODELO A ESCALA.....	207
CAPITULO IX	
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	212
9.1. CONCLUSIONES.....	212
9.2. RECOMENDACIONES.....	214
BIBLIOGRAFÍA	216
ANEXOS.....	220

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Tiempos de llenado y sellado de empaques de los fideos Sultanita .	2
Tabla 2 Parámetros de la máquina	16
Tabla 3 Datos obtenidos al pesar el producto en un recipiente de volumen específico.	21
Tabla 4 Datos de mediciones de los fideos marca sultanita	27
Tabla 5 Datos necesarios para el diseño de la banda transportadora	40
Tabla 6 Propiedades del aluminio 6061	61
Tabla 7 Cálculo del centroide	63
Tabla 8 Fuerzas y presiones en la mesa de la banda transportadora	88
Tabla 9 Anchos de banda estándares	41
Tabla 10 Presiones presentes en la boca dosificadora.....	97
Tabla 11 Características del servomotor de las pinzas de sujeción.....	105
Tabla 12 Parámetros de la celda de carga.	116
Tabla 13 Propiedades mecánicas tubo cuadrado de acero 40x40x4.....	121
Tabla 14 Propiedades mecánicas tubo cuadrado de acero 30x30x2.5.....	134
Tabla 15 Elementos a 12VDC.....	143
Tabla 16 Elementos a 24VDC.....	144
Tabla 17 Elementos a 5VDC	144
Tabla 18 Elementos a 220VAC.....	145
Tabla 19 Disposición de pines Shield LCD ARDUINO.....	158
Tabla 20 Uso de pines ARD1	167
Tabla 21 Uso de pines ARD2	169
Tabla 22 Tabla de valores y formulas desarrolladas para encontrar el momento máximo presente en la compuerta de dosificación a escala.....	178
Tabla 23 Voltajes de salida de las celdas de carga	193
Tabla 24 Uso de pines ARDUINO (Modelo a escala)	196
Tabla 25 Costos directos de construcción de la Máquina Real	199
Tabla 26 Costos Indirectos De Mano De Obra	203
Tabla 27 Costo Total De Construcción De La Máquina Real.....	203

Tabla 28 Costo de producción anual	205
Tabla 29 Calculo de la VAN con una proyección de 5 años	205
Tabla 30 Calculo de la TIR mediante iteraciones.....	206
Tabla 31 Costo total del modelo a escala	207

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Línea de elaboración actual de fideos “Sultanita”	1
Figura 2. Máquina de Amasado	2
Figura 3. Máquina laminadora	3
Figura 4. Máquina formadora de fideos	3
Figura 5. Maquina selladora fundas de 400gr.....	3
Figura 6. Maquina cosedora fundas de hasta 30kg	4
Figura 7. Partes de la maquina dosificadora.....	7
Figura 8. Clases de dosificadores.....	8
Figura 9. Dosificador volumétrico.....	9
Figura 10. Dosificadora de líquidos.....	10
Figura 11. Dosificadora de bomba	10
Figura 12. Dosificadora de tornillo sin fin	11
Figura 13. Dosificador de vasos telescópicos	12
Figura 14. Dosificador por peso	13
Figura 15. Esquema tentativo de dosificador	18
Figura 16. Fideo corto marca Sultanita	20
Figura 17. Pesaje de producto para datos estadísticos	20
Figura 18. Dimensiones cuerpo de la tolva.....	24
Figura 19. Angulo de talud de los fideos marca Sultanita	25
Figura 20. Fórmulas para determinar el ancho mínimo de la boca de salida de una tolva.....	26
Figura 21. Mediciones a los fideos marca sultanita para determinar un tamaño promedio	27
Figura 22. Corte transversal pirámide truncada	30
Figura 23. Medidas de la boca de la tolva	31
Figura 24. TOLVA	38
Figura 25. Esquema conjunto tolva (a), banda transportadora (b), boca dosificadora(c).....	39
Figura 26. Características de la banda	40

Figura 27. Disposición de Tambor motriz y rodillo de retorno en la banda transportadora.....	41
Figura 28. Constantes constructivas del rodillo de retorno	42
Figura 29. Medidas constructivas del tambor y rodillo de retorno en mm ...	42
Figura 29. Capacidad de carga vs. Longitud de rodillo	43
(Medida A, figura 4.2.5)	43
Figura 30. Fórmula para encontrar la fuerza tangencial en una banda con mesa de apoyo.....	50
Figura 31. Datos técnicos para coeficientes de fricción sobre mesa de acero inoxidable.....	50
Figura 32. Motorreductor de la banda Transportadora	54
Figura 33. Medidas constructivas en el lado de salida de los motorreductores tipo SK 1SI 31	55
Figura 34. Medidas constructivas de las chumaceras para soporte del tambor motriz	56
Figura 35. Datos técnicos del recubrimiento del tambor motriz	56
Figura 36. Medidas constructivas del tambor motriz en mm para que se acople a las chumaceras y a la salida del motorreductor.....	57
Figura 37. fuerzas en el tambor motriz	57
Figura 38. Fuerzas en el tambor motriz plano XY	58
Figura 39. Distribución de zonas del tambor motriz para encontrar el volumen total del mismo	59
Figura 40. Diagrama de cuerpo libre del tambor motriz en mm	63
Figura 41. Seccionamiento del tambor motriz para el eje XY	65
Figura 42. Diagramas de fuerzas cortantes del tambor motriz en el plano XY	66
Figura 43. Diagramas de momentos flectores del tambor motriz en el plano XY	68
Figura 44. Fuerzas en el tambor motriz plano XZ.....	69
Figura 45. Seccionamiento del tambor motriz para el eje XZ	70
Figura 46. Diagramas de fuerzas cortantes del tambor motriz en el plano XZ	71
Figura 47. Diagramas de momentos flectores del tambor motriz en el plano XZ	71

Figura 48. Base de la mesa de la banda transportadora	80
Figura 49. Laterales de la mesa de la banda transportadora.....	80
Figura 49. Compuerta de regulación de dosificación	81
Figura 51. Fuerzas que actúan en la compuerta de regulación de dosificación	82
Figura 52. Características físicas de la compuerta	82
Figura 53. Motor paso a pasos de la compuerta reguladora de dosificación	84
Figura 54. Características mecánicas del Motor paso a paso	84
Figura 55. Dimensiones del eje del regulador de dosificación	85
Figura 56. Soporte de la mesa de la banda transportadora.....	85
Figura 57. Soportes de la Mesa de la banda transportadora	86
Figura 58. Soportes laterales izquierdo (a) y derecho (b) de la banda transportadora.....	86
Figura 59. Banda transportadora	87
Figura 60. Resultados del análisis estático del conjunto de la banda transportadora.....	93
Figura 61. Medida en mm de la de la boca de dosificación, (a) vista isométrica y (b) vista lateral.....	96
Figura 62. Parámetros para análisis estático en SolidWork en la boca de dosificación	98
Figura 63. Resultado del análisis estático en la boca del dosificador	98
Figura 64. Vista frontal del sistema de sujeción.....	100
Figura 65. Vista frontal (a) y vista isométrica (b) de la pinza de sujeción .	101
Figura 66. Pinza de sujeción.....	101
Figura 67. DCL en la pinza 1	103
Figura 68. Servomotor para pinzas de sujeción.....	105
Figura 69. Fuerzas presentes en las pinzas de sujeción.	110
Figura 70. Propiedades Físicas de la pinza.	111
Figura 71. Pinza de sujeción 2 (a) y pinza de sujeción 1(b).....	113
Figura 72 Carcaza de inferior (a) carcasa superior (b).	114
Figura 73. Carcaza de inferior (a) carcasa superior (b).	114

Figura 74. Celda de carga.	116
Figura 75. Medidas constructivas de la celda de carga.	116
Figura 76. Acople celdas de carga y sensores de presión.....	117
Figura 77. Análisis estático soporte de las pinzas.	117
Figura 78. Resultado del análisis estático del soporte de las pinzas.	118
Figura 79. Ensamble del sistema de sujeción.....	118
Figura 80. Estructura metálica de la máquina.....	119
Figura 81. Columnas de soporte de la tolva	121
Figura 82. Propiedades Físicas de la tolva	122
Figura 83. Sólido con medidas similares a la tolva.	122
Figura 84. Barra de soportes de las pinzas.	124
Figura 85. Diagrama de cuerpo libre barra se pinzas.	125
Figura 86. Columnas de la banda transportadora.....	128
Figura 87. Propiedades Físicas Banda transportadora.....	129
Figura 88. Máquina selladora de fundas plásticas Tipo ITFRB1000V	132
Figura 89. Características de la máquina selladora ITFRB1000V	132
Figura 90. Cosedora Selladora De Sacos y Lona Estándar.....	133
Figura 91. Características de la máquina Cosedora Selladora.....	133
Figura 92. Transportadora de rodillos locos.....	134
Figura 93 Acople del sellador de plásticos.....	135
Figura 95. Características eléctricas sensor de nivel ultrasónico	138
Figura 96. Posición de sensores ultrasónicos en la tolva	138
Figura 97. Sensores Fotoeléctricos	139
Figura 98. Posición de sensores Fotoeléctrico en la banda transportadora.....	139
Figura 99. Sensor Fotoeléctrico tipo ranura.....	140
Figura 100. Sensor Fotoeléctrico tipo ranura.....	140
Figura 101. Sensor Reflectivo.....	141
Figura 102. Posición del sensor reflectivo en las pinzas de sujeción.....	141
Figura 103. Sensor Inductivo	142
Figura 104. Posición del Sensor Inductivo en las pinzas de sujeción.	142
Figura 105. Fuente de voltaje 110VAC a 24VDC.....	144

Figura 106. Fuente de voltaje 110VAC a 5VDC.....	144
Figura 107. Disyuntor de seccionamiento de voltaje para la máquina	146
Figura 108. Diagrama potencia de la máquina	147
Figura 109. Accionamiento de los servomotores	148
Figura 110. Selector 3 posiciones.....	149
Figura 111. Pulsador de pedal.....	149
Figura 112. Tarjeta ARDUINO MEGA 2560 R3	150
Figura 114. Conexión Motor a pasos unipolar	152
Figura 115. Selector para el control manual o automático del motor	154
Figura 116. Circuito de potencia Motorreductor	154
Figura 117. Circuito de control Motorreductor.....	155
Figura: 118. Circuito de conexión de las celdas de cargas al ARDUINO MEGA 2560 R3	157
Figura 119. Shield LCD ARDUINO	158
Figura 120. Teclado matricial 4x4.....	159
Figura 121. Conexión del LCD y Teclado Matricial en el ARDUINO MEGA 2560 R3	160
Figura 122. Panel de control.....	161
Figura 123. Panel frontal de la máquina	162
Figura 124. Seteo de la máquina.....	163
Figura 125. Seteo del peso, a) Seteo correcto, b) Seteo incorrecto	163
Figura 126. Seteo del ángulo de cerrado de los servomotores.....	164
Figura 127. Uso de la tecla D.....	164
Figura 128. Tolva del modelo a escala	171
Figura 129. Tolva real del modelo a escala	172
Figura 130. Material de la banda	173
Figura 131. Medidas en mm del rodillo de retorno de la banda transportadora.....	175
Figura 132. Medidas en mm del tambor motriz.....	176
Figura 133. Acople del motor.....	176
Figura 134. Medidas del chabetero en mm.....	177

Figura 134	Medidas en mm, de la mesa de soporte	177
Figura 135.	Medidas en mm, de la compuerta reguladora.....	178
Figura 136.	Características servomotor Mg996r	179
Figura 137.	Motor Principal.....	180
Figura 138.	Banda transportadora	180
Figura 139.	Pinzas de acrílico 6mm.....	181
Figura 140.	Soportes de pinzas, acrílico 4mm.....	181
Figura 141.	Bascula digital de cocina SF 400	182
Figura 142.	Celda de carga	182
Figura 143.	Sistema de dosificación	184
Figura 144.	Bastidor del modelo a escala, medidas en mm	185
Figura 145.	Modulo de control, vista exterior	186
Figura 146.	Circuito Impreso No.1, a) Esquema, b)baquelita	187
Figura 147.	Circuito Impreso No.2; a) Esquema, b) baquelita	188
Figura 149.	Tarjeta principal de control.....	190
Figura 150.	Diagrama de la placa principal.....	191
Figura 151.	Selectores.....	192
Figura 152.	Microswitches	192
Figura 153.	Pulsadores.....	192
Figura 154.	Diagrama del integrado AD620.....	193
Figura 155.	Modelo a escala terminado.....	197

RESUMEN EJECUTIVO

El presente proyecto investiga los diferentes tipos de máquinas dosificadoras para elaborar un prototipo que cumpla con las necesidades de la empresa auspiciante, después desarrolla los cálculos y simulaciones necesarias para el diseño mecánico, eléctrico y electrónico de los elementos que conforma la máquina, obteniendo como resultado una dosificadora de fideos cortos en diferentes tipos de empaques (doypack, sacos, etc), donde se acopla las selladoras existentes para crear una nueva línea de dosificado y sellado más versátil y más eficiente que ayudara a mejorar la producción; también se diseña y construye un modelo a escala que simula tangiblemente el funcionamiento de la máquina, y finalmente se desarrolla un análisis de los costos para verificar que la inversión produce ganancias.

PALABRAS CLAVES:

- **PROTOTIPO**
- **DOYPACK**
- **DOSIFICACIÓN**

ABSTRACT

The present project investigates the different kinds of dosing machines to design a prototype to meet the needs of the sponsoring company, after it develops the necessary calculations and simulations for mechanical, electrical and electronic elements of the machine, resulting in a dosing to short noodles inside different kind of packs, existing sealant to create a new line of dosing and sealing more versatile and more efficient to help improve production; also it designs and builds a scale model that simulates the operation tangibly machine, and finally a cost analysis is developed to verify that the investment produces profits.

KEYWORDS:

- **PROTOTYPE**
- **DOYPACK**
- **DOSAGE**

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1. ANTECEDENTE.

“PASTIFICIO CHIMBORAZO” es una empresa pequeña de reciente presencia en la Provincia de Chimborazo, dedicada principalmente a la elaboración de fideos, marca “Sultanita”, en paquetes de 400gr, 10kg y 20kg.

Actualmente se procesa los fideos en máquinas que requieren que el producto terminado de cada estación de trabajo se coloque en el siguiente de forma manual, el pesado y envasado se realiza en una balanza electrónica y el sellado en pequeños equipos eléctricos.

Trabajando de esta forma se producen al mes un promedio de 3174 paquetes de 400 g, 690 paquetes de 10 kg y 529 paquetes de 20 kg.

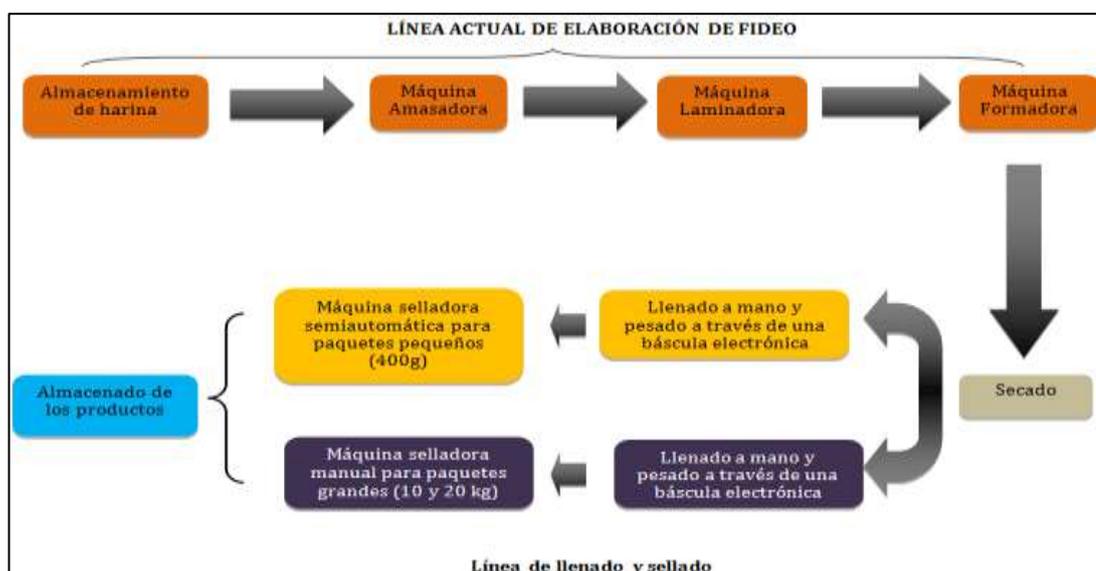


Figura 1. Línea de elaboración actual de fideos “Sultanita”.

Tabla 1

Tiempos de llenado y sellado de empaques de los fideos Sultanita

Tipo de sellado	Paquete	Tiempo [min]	Empaque	Producción Diaria	Producción Mensual
Selladora	400 g	1.15	Doypack	138	3174
Cosedora	10 Kg	5.1	Bolsa	30	690
Cosedora	20 Kg	7.2	Saco	23	529

1.2. JUSTIFICACIÓN.

La buena acogida y gran consumo del producto hace que a un futuro inmediato la producción no satisfaga la demanda local. Siendo indispensable automatizar una de las líneas de producción.

El proceso de fabricación del fideo (empacado, sellado, almacenado y despacho) está a cargo de cuatro trabajadores. La línea de producción de fideos es la que mayor atención demanda por parte de los operarios por tratarse de máquinas manuales.



Figura 2. Máquina de Amasado

Fuente: (Pastificio Chimborazo, 2013)



Figura 3. Máquina laminadora

Fuente: (Pastificio Chimborazo, 2013)



Figura 4. Máquina formadora de fideos

Fuente: (Pastificio Chimborazo, 2013)

Por tanto resulta técnicamente viable la automatización de la línea de dosificado y sellado, que actualmente se hace de forma manual, con la ayuda de pequeña maquinas selladoras y una balanzas electrónicas.



Figura 5. Maquina selladora fundas de 400gr

Fuente: (Pastificio Chimborazo, 2013)



Figura 6. Máquina cosedora fundas de hasta 30kg

Fuente: (Pastificio Chimborazo, 2013)

Con el respaldo de la formación profesional recibida en el Departamento de “Ciencias de la Energía y Mecánica”, y la Dirección de los docentes de la ESPE, el desarrollo de este proyecto pretende aplicar la ingeniería básica conceptual y de detalle para el diseño de una máquina dosificadora y selladora para paquetes de varios pesos.

Esta máquina prevé la adaptación de las máquinas de sellado existentes, creando así una línea de dosificado y sellado, consecuentemente los tiempos de empaquetado serán menores que los actuales, se reducirá los errores humanos de dosificación, aumentará la higiene del producto al reducir la intervención de la mano del operario y se aliviará la multifuncionalidad de los trabajadores para que se concentren por completo en la parte de elaboración del fideo, esto mejorará la producción tendiente a satisfacer la creciente demanda del mercado.

1.3. ÁREA DE INFLUENCIA

El diseño de esta máquina mejorará los tiempos de dosificado, sellado y empaquetado; reducirá los errores de pesaje en el llenado de paquetes doypack, el requerimiento de mano de obra en esta área será menor, pudiéndose utilizarla en otras áreas para mejorar la producción, y se incrementará la higiene de los productos que se elaboran en la empresa “Pastificio Chimborazo”.

1.4. ALCANCE DEL PROYECTO

El proyecto está encaminado a desarrollar la ingeniería básica conceptual y de detalle de las partes mecánicas, eléctricas, electrónicas y de control para la construcción de una máquina dosificadora con acoples a las selladora existentes, para fideos cortos en un rango de 400g que se enfundan en empaques doypack por sellado termoeléctrico, y de 10 a 20 kilogramos en adelante que se empaquetan en sacos y se sellan por cosido de forma manual.

1.5. OBJETIVO GENERAL

Realizar la ingeniería conceptual básica y de detalle para la fabricación de una máquina dosificadora y selladora automática de fideos cortos, en la empresa “PASTIFICIO CHIMBORAZO”

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Investigar los diferentes tipos de máquinas dosificadoras de sólidos frágiles para encontrar un modelo que se adapte a las necesidades de la empresa.
- Aplicar la ingeniería conceptual básica y de detalle para el diseño, estudio y selección de los sistemas mecánicos, eléctricos, electrónicos y de control que constituirán la máquina.
- Diseñar un sistema que permita a la máquina dosificar hasta 30kg de fideos en varios tipos de empaques.
- Buscar una alternativa económica y eficiente para el sistema de control.
- Diseñar un medio de comunicación sencillo entre el operario y la máquina.
- Seleccionar materiales apropiados para el contacto con productos alimenticios en la industria Pastificadora.
- Diseñar y Construir un modelo a escala donde se aprecie tangiblemente el funcionamiento de la máquina real.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. MAQUINA DOSIFICADORAS

Es una Máquina industrial diseñada para extraer o suministrar dosis exactas de algún tipo de producto para su posterior empaque, su uso evita desperdicio, agiliza el proceso productivo y garantiza al consumidor la cantidad exacta que necesita.

Si bien la noción de dosificación se aplica también a bombas que regulan el caudal de un líquido, la máquina dosificadora es aquella utilizada en el campo de los alimentos. En efecto este tipo de máquinas, surgieron de la necesidad de empacar y conservar los alimentos de la manera más eficiente y limpia posible, alrededor de 1810. Las primeras máquinas dosificadoras eran accionadas de manera manual y utilizaban una especie de embudo con divisiones de medidas exactas que iban proporcionando la cantidad de alimento requerido cada vez que se vaciaba el producto en el empaque individual. (Biblioteca Luis Ángel Arango del Banco de la República, 2013)

2.2. PARTES DE LA MÁQUINA DOSIFICADORA

Los dosificadores en general están constituidos de 3 partes como se muestra en la siguiente figura. (Pinto Fajardo & Durán Sanchez , 2006)

- Tolva de almacenamiento.
- Sistema dosificador
- Boquilla o tubo de descarga

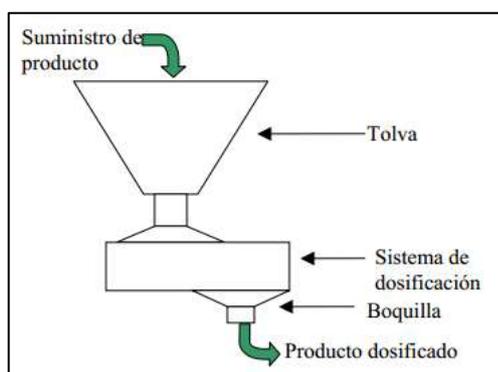


Figura 7. Partes de la maquina dosificadora

Fuente: (Pinto Fajardo & Durán Sanchez , 2006)

Estas partes, pueden variar en diseño, de acuerdo al producto a dosificar, la forma como se determina la cantidad a descargar; ya sea por peso o por volumen y la cantidad de material a dosificar.

2.2.1. TOLVA DE ALMACENAMIENTO

La tolva recibe el producto de la línea de producción ya sea por una banda transportadora, por un tornillo transportador o descargándolo manualmente. La función principal de la tolva es mantener el producto en su interior para ser dosificado.

2.2.2. SISTEMA DOSIFICADOR

El sistema de dosificación es la parte más importante del dosificador en conjunto.

Este se encarga de determinar y medir la cantidad de producto que se va a retirar de la tolva, para pasar al siguiente proceso que es el empaque. La medición se puede realizar de dos formas: por volumen o por peso, según las características del producto y el grado de exactitud que se requiera.

2.2.3. BOQUILLA O TUBO DE DESCARGA

Las boquillas o tubos de descarga son los encargados de impedir que el producto que sale dosificado no se riegue o desperdicie, y se dirija correctamente a la bolsa o empaque. También evita riesgos al operario, que tenga un contacto directo con otras partes de la máquina y en productos altamente volátiles que el operario inhale el producto.

2.3. CLASE DE DOSIFICADORES

Dependiendo de características como el proceso para obtener la medida del producto se puede clasificar en dosificadores volumétricos y por peso, esto principalmente viene dado por características propias de los productos, que hacen que sea más sencillo utilizar uno de estos métodos o combinados para obtener dosificaciones precisas, reduciendo costos y tiempos en la dosificación.

La Figura 8 muestra de forma sencilla los diferentes métodos de dosificación más utilizados, los cuales serán explicados más adelante

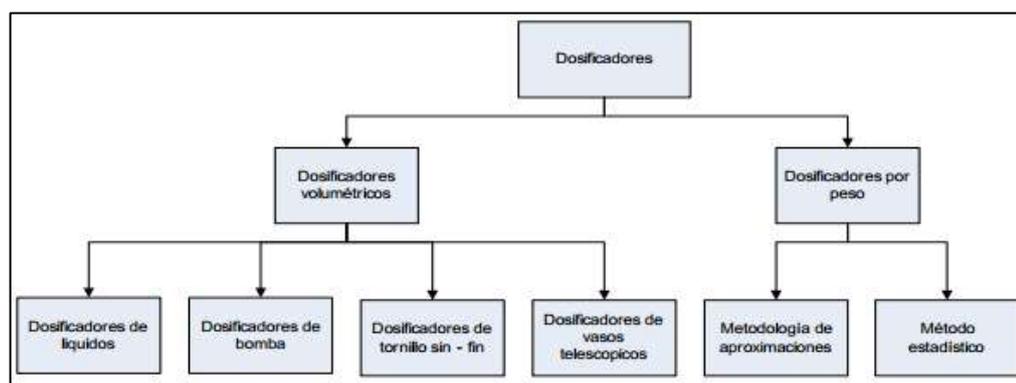


Figura 8. Clases de dosificadores

Fuente: (Pinto Fajardo & Durán Sanchez , 2006)

2.3.1. DOSIFICADORES VOLUMÉTRICOS.

Consiste de una tolva que acumula el producto a envasar y un número determinado de vasos telescópicos que contendrán la cantidad de producto que se ubicará en un envase. La tolva puede ser alimentada por una persona o por un elevador que es manejado de forma automática por la envasadora.

La cantidad de vasos depende directamente del producto a envasar y las dimensiones de la bolsa que la máquina realizará.

Este dosificador está diseñado para productos sólidos homogéneos tales como azúcar, garbanzos, porotos, maíz, lentejas, confites, pan rallado, arroz, café en granos, sal, etc. (VESCOVOWEB, 2009)



Figura 9. Dosificador volumétrico

Fuente: (VESCOVOWEB, 2009)

2.3.2. DOSIFICADOR DE LÍQUIDOS.

Estos dosificadores están constituidos principalmente por una válvula de bola y por una bomba dosificadora (pistón y cámara de dosificado). Se utilizan únicamente para dosificar productos y sustancias líquidas de fácil fluidez, como el agua, las gaseosas, la leche, jugos y otros de similares características.



Figura 10. Dosificadora de líquidos

Fuente: (VESCOVOWEB, 2009)

2.3.3. DOSIFICADORA DE BOMBA.

Son utilizados para dosificar sustancias viscosas y pastosas, de difícil fluidez y conducción por tubos y ductos, como son las grasas, las ceras, los purés, las mieles, las salsas entre otros.



Figura 11. Dosificadora de bomba

Fuente: (VESCOVOWEB, 2009)

2.3.4. DOSIFICADOR POR TORNILLO (SINFÍN).

Los dosificadores de tornillo sin – fin son utilizados para dosificar harinas y polvos granulados en general, pastas, cremas y algunos productos viscosos.



Figura 12. Dosificadora de tornillo sin fin

Fuente: (VESCOVOWEB, 2009)

En estos dosificadores el producto es evacuado de la tolva en la cantidad y tiempo deseados de acuerdo con el número de revoluciones y la velocidad de giro del tornillo sin-fin, el motor o mecanismo que acciona el tornillo es por lo general un moto reductor. El removedor o agitador es el encargado de facilitar el trabajo del tonillo, evitando taponamientos en la tolva.

2.3.5. DOSIFICADOR DE VASOS TELESCÓPICOS.

Los dosificadores de este tipo están constituidos básicamente por una tolva de almacenamiento, dos agitadores, un tambor de vasos, motorreductor y un embudo de caída; pueden únicamente dosificar productos granulados.



Figura 13. Dosificador de vasos telescópicos

Fuente: (VESCOVOWEB, 2009)

2.3.6. DOSIFICADORES POR PESO.

Este tipo de dosificadores se utilizan cuando las características físicas y de forma del producto son bastante heterogéneas, que no permitan dosificados en cantidades iguales. Generalmente se dosifican por peso productos de geometrías heterogéneas como los pasa bocas tipo snacks, papas fritas, patacones fritos, trocitos, chicharrones y otros más.

Estos dosificadores permiten obtener cantidades dosificadas con menor porcentaje de error en el peso neto que los volumétricos.

El peso es sensado por medio de sistemas electrónicos, el elemento principal se denomina célula o celda de carga que es el encargado de convertir la fuerza aplicada en una señal eléctrica. La cual es enviada al sistema de control, donde se hace el control de dosificación de la máquina.

En la industria existen dos métodos de controles por peso utilizados generalmente; método de aproximaciones y el método estadístico.



Figura 14. Dosificador por peso

Fuente: (VESCOVOWEB, 2009)

2.3.6.1. Método de aproximaciones.

En este método la acción de control se efectúa sobre el sistema de alimentación de producto hacia la balanza, verificando la diferencia entre el peso referencia y la cantidad en la balanza; aunque la teoría de control permitiría el tratamiento de la diferencia con base en los métodos comunes: proporcional, derivativo, integral, o sus respectivas combinaciones, la alta velocidad del sistema no permite su utilización.

Uno de los controles típicos es denominado aproximación gruesa y fina, las cuales consisten en descargar alrededor del 90% de la cantidad deseada a una velocidad alta y el restante porcentaje a una menor velocidad, siempre censando el peso hasta completar la cantidad necesaria.

2.3.6.2. Método estadístico.

Este método efectúa el control, no sobre la diferencia entre el peso de referencia y el contenido en la balanza, sino sobre la cantidad de producto que se empacará finalmente. Este método requiere un sistema de control más sofisticado, capaz de tomar decisiones a partir de la información disponible.

Consiste en disponer un grupo de 4, 8, 12 o 16 balanzas alimentadas de producto por temporización, se dispone para cada una de las balanzas de dos cajillas de almacenamiento de producto pesado, se procede a dividir el peso total a empacar en un número menor al de balanzas disponibles. De esta manera disponemos de un juego de balanzas cargadas de una cantidad parcial de producto, y un control central automático que por medio del uso de la teoría de las combinaciones, determina la mejor combinación posible de balanzas sumadas. El valor de la suma de los pesos parciales contenidos en las balanzas elegidas es el más cercano de todos al programado, dentro de los límites superior e inferior.

CAPITULO III

SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

INTRODUCCIÓN.

En este capítulo se establece los parámetros necesarios para el diseño de la máquina, atendiendo las demandas de la empresa, de costos, eficiencia, funcionalidad y factibilidad.

3.1. NECESIDADES DE LA EMPRESA

En la tabla que se muestra a continuación se detalla los parámetros que debe cumplir la máquina, atendiendo las necesidades de la empresa.

Tabla 2*Parámetros de la máquina*

ELEMENTO	NECESIDADES
TOLVA	<p>La tolva debe ser construida de un material apto para la industria alimenticia, resistente a agentes externos, que no reaccione químicamente con el alimento y que evite la proliferación de contaminantes biológicos.</p> <p>La tolva debe tener la capacidad de albergar máximo 50kg del producto sin deformarse, diseñada para que la evacuación tenga un flujo constante y no se obstruya el producto.</p>
SISTEMA DE DOSIFICACIÓN	Este sistema debe ser capaz de dosificar el producto de forma eficiente, evitando desperdicios, que se rompa y /o se trabe.
BOCA DOSIFICADORA	Este elemento debe ser diseñado con un material apto para la industria alimenticia, dimensionado para distribuir el material dosificado de una manera uniforme.
SISTEMA DE PESAJE	El sistema de pesaje debe ser sencillo, de bajo costo, rápido, eficaz, que no ocupe gran espacio, de control automático y manual, capaz de sensor pesos desde 200gr hasta 30kg.
ACOPLES DE LAS MÁQUINAS DE SELLADO	Encontrar la manera adecuada de acoplar las máquinas de sellado existentes o a su vez utilizar sus parte en la nueva máquina dosificadora y formar un sistema de dosificadora y sellado.
CONTROL Y SEGURIDADES	Diseñar todos los sistemas de control y seguridad, para que brinden las garantías necesarias al operario, máquina y producto. Además de proporcionar un uso fácil de control y operación.
BASTIDOR	El bastidor debe tener un diseño simple, con un factor de seguridad apropiado para que garantice el bienestar del operario y los componentes de la máquina, además debe tener la capacidad de soportar el conjunto de partes del dosificador a su máxima capacidad

3.2. PROTOTIPO

Atendiendo las demandas de la empresa, de costos, eficiencia, funcionalidad y factibilidad se esquematiza la máquina de la Figura 3.1 para la dosificación y sellado de fideos cortos en paquetes doypack y sacos, que constará de los siguientes elementos:

Tolva:

Diseñada para alojar un máximo de 50kg de fideos, construida con materiales adecuados para la industria alimenticia y las respectivas alarmas de seguridad.

Sistema de Dosificación:

Constituido por una banda transportadora que se encargara de la dosificación del producto, garantizando la integridad de los fideos, además posee una compuerta que regula el flujo de dosificación.

Sistema de sujeción y pesaje:

Este sistema tendrá dos ganchos, accionados por motores, cuya fuerza a calcular debe ser la necesaria para que soporte hasta 30 kg. Estas pinzas estarán acopladas a celdas de cargas quienes se encargaran de censar el peso requerido.

Bastidor:

Estará diseñado para soportar el peso y el uso propio de la máquina, además de un diseño sencillo y seguro para facilitar su operación.

Control:

El control de los sistemas eléctricos, electrónicos, alarmas, sensores y demás estará a cargo de tarjetas electrónicas (ARDUINOS), también poseerá un panel HMI para el seteo de los parámetros y control de alarmas.

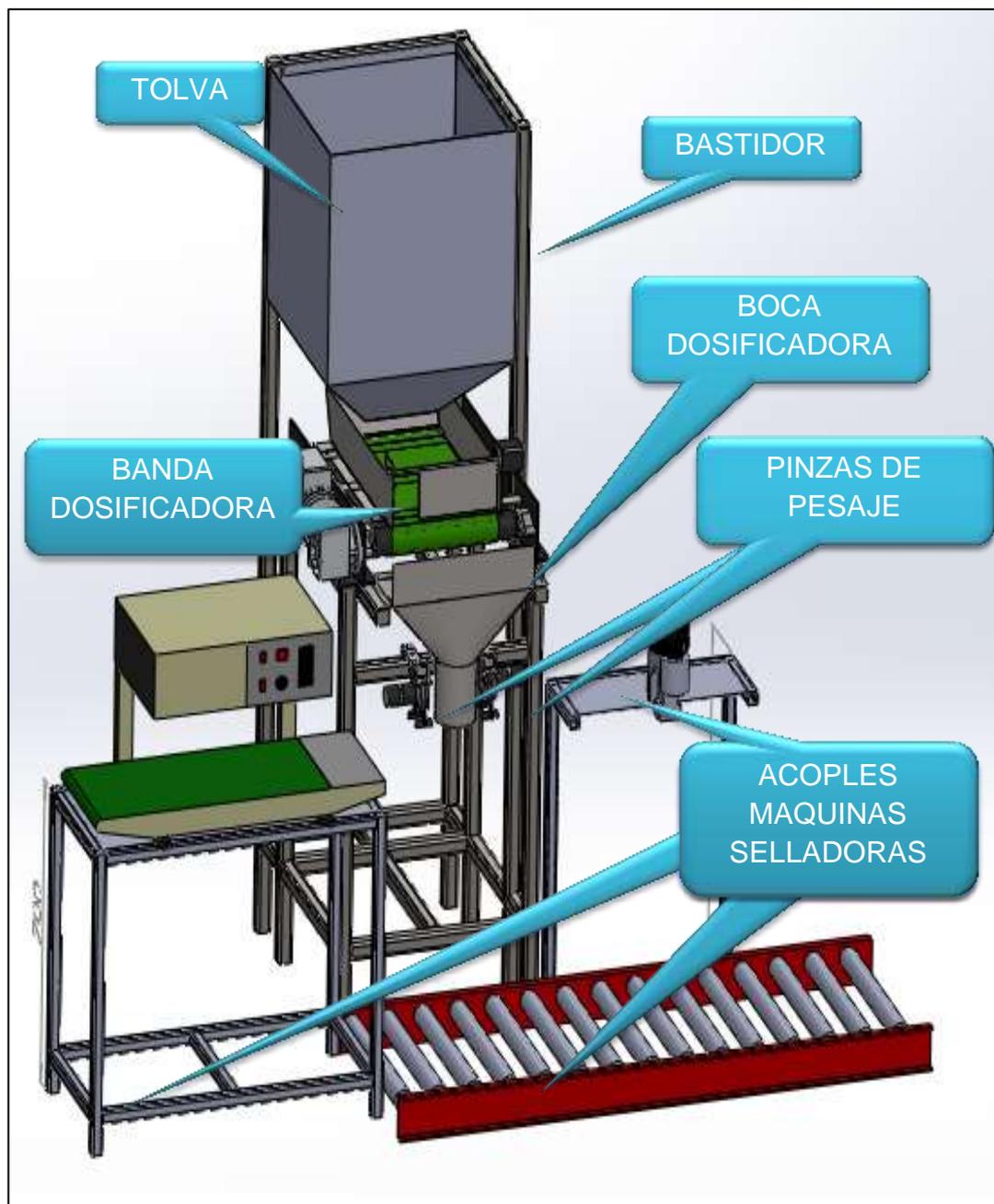


Figura 15. Esquema tentativo de dosificador

CAPITULO IV

DISEÑO MECÁNICO

INTRODUCCIÓN.

En este capítulo se desarrolla los cálculos de ingeniería necesarios para realizar el diseño mecánico de los diferentes sistemas y partes mecánicas de la máquina.

4.1. TOLVA

Se divide en tres partes el diseño de la tolva:

- Cuerpo de la tolva
- Boca de la tolva
- Espesor de la chapa metálica

Además es necesario conocer los siguientes elementos para el desarrollo del sistema de la tolva

- Material
- Densidad aparente del producto
- Angulo de reposos del grano (α)
- Angulo de la tolva $\theta = \alpha + 15^\circ$

4.1.1. CUERPO DE LA TOLVA

4.1.1.1. MATERIAL

Por los beneficios, características y la no reacción química con el producto se ha seleccionado el acero inoxidable AISI 304 (MULTIMET, 1999), como material para la construcción de la tolva.

4.1.1.2. DENSIDAD APARENTE DEL PRODUCTO



Figura 16. Fideo corto marca Sultanita

Fuente: (Pastificio Chimborazo, 2013)

Para determinar la densidad de los fideos sultanía, se utiliza un contenedor con un volumen fijo de alto=44mm, ancho y largo = 88mm.

Se llenó el recipiente con el producto, se realizó varias mediciones en una balanza electrónica Figura 17, se descontó el peso del recipiente y se obtuvo los siguientes datos:



Figura 17. Pesaje de producto para datos estadísticos

Tabla 3

Datos obtenidos al pesar el producto en un recipiente de volumen específico.

PESO DEL TAZÓN= 24g		
MEDICIONES	PESO CON RECIPIENTE (g)	PESO SIN RECIPIENTE (g)
X1	123	99
X2	121	97
X3	123	99
X4	123	99
X5	123	99
X6	123	99
X7	123	99
X8	124	100
X9	125	101
X10	123	99

Utilizando cálculos estadísticos encontramos el promedio y error estándar de los datos obtenidos.

Promedio:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}$$

[1]

Dónde:

\bar{x} = Promedio

x_i : Datos tomados de la Tabla 3

n : Número total de datos

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5 + x_6 + x_7 + x_8 + x_9 + x_{10}}{10}$$

[2]

$$\bar{x} = \frac{99g + 97g + 99g + 99g + 99g + 99g + 99g + 100g + 101g + 99g}{10}$$

$$\bar{x} = 99.1g$$

[3]

Error estándar:

$$SE_{\bar{x}} = \frac{s}{\sqrt{n}}$$

[4]

Dónde:

s es la desviación estándar
 n es el número de muestras

Desviación estándar:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}}$$

[5]

$$\mathbf{s=0.943}$$

[6]

Por lo tanto nuestro error será:

$$SE_{\bar{x}} = \frac{\mathbf{0.943}}{\sqrt{\mathbf{10}}} \approx \mathbf{0.3}$$

[7]

Con estos datos se encuentra la densidad promedio:

$$\rho = \frac{m[Kg]}{V[m^3]}$$

[8]

Dónde:

$$m = 99.1g = 0.0991K$$

$$V = 340.74 \times 10^{-6} m^3$$

Reemplazando, la densidad aparente del producto es de:

$$\rho = \frac{m[Kg]}{V[m^3]} = \frac{0.0991Kg}{340.74 \times 10^6 m^3} = 290.84 Kg/m^3$$

[9]

4.1.1.3. DISEÑO DEL CUERPO DE LA TOLVA

Se necesita que la tolva soporte un máximo de 50 kg, para ello iniciamos encontrando el volumen que ocupa a este peso, si $\rho = 290.84003 Kg/m^3$ entonces:

$$\rho = \frac{mt[Kg]}{Vt[m^3]}$$

[10]

Dónde:

mt=masa mínima a soportar

Vt= volumen de la tolva

Despejando el volumen

$$Vt = \frac{mt[Kg]}{\rho \left[\frac{Kg}{m^3} \right]} = \frac{50Kg}{\frac{290.84Kg}{m^3}} = 0.172m^3$$

$$Vt = 0.172m^3$$

[11]

La tolva tendrá una sección transversal cuadrada de lado $l=0.6m$. Y para calcular la altura se despeja de la fórmula del volumen de un cubo:

$$V = h * l * l$$

[12]

$$h = \frac{V}{l^2}$$

[13]

$$h = \frac{0.172m^3}{(0.6m)^2}$$

$$h = 0.48m \approx 0.5m$$

[14]

Obteniendo las siguientes dimensiones:

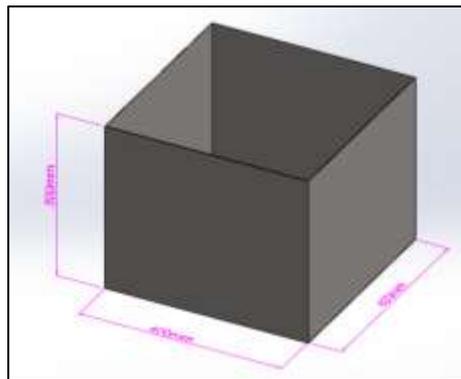


Figura 17. Dimensiones cuerpo de la tolva

4.1.2. BOCA DE LA TOLVA

Dado que el cuerpo de la tolva es de sección transversal cuadrada, la boca de la tolva será de forma tronco piramidal. Para el diseño de este elemento se considera dos parámetros importantes.

- Angulo de inclinación de la tolva θ
- Anchura mínima de la boca de salida de la tolva b_{\min}

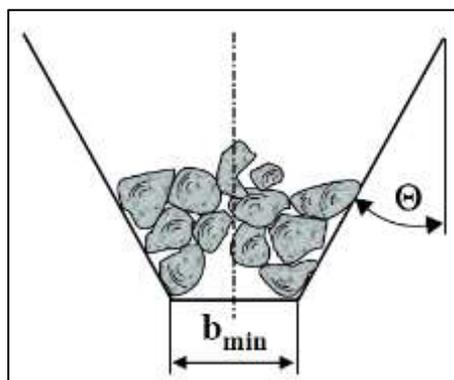


Figura 18. Parámetros de diseño

Fuente: (MVT, 2013)

4.1.2.1. ANGULO DE INCLINACIÓN DE LA TOLVA.

Para determinar el ángulo de inclinación de la tolva es necesario conocer el ángulo de reposo del material o producto que se almacenará.

Generalmente existen tablas para ciertos materiales donde está determinado su ángulo de reposo. En los fideos marca sultanita se determinó de forma experimental este ángulo, dejando caer de una altura determinada el producto hacia una superficie plana.

El ángulo del talud con la superficie es el ángulo de reposo de los fideos marca sultanita.



Figura 19. Angulo de talud de los fideos marca Sultanita

$$\alpha \approx 30^\circ \text{ (angulo del talud)}$$

La inclinación de la boca de la tolva que permite que el grano fluya es aproximadamente 15° más que el ángulo de reposo.

Entonces:

$$\theta = \alpha + 15^\circ$$

[16]

$$\theta = 30^\circ + 15^\circ = 45^\circ$$

[17]

4.1.2.2. ANCHURA MÍNIMA DE LA BOCA DE SALIDA DE LA TOLVA

Considerando que el cuerpo de la tolva es de sección transversal cuadrada, el ancho mínimo de la boca de salida de la tolva será determinado, para una salida cuadrada como se muestra en la figura 4.1.6.

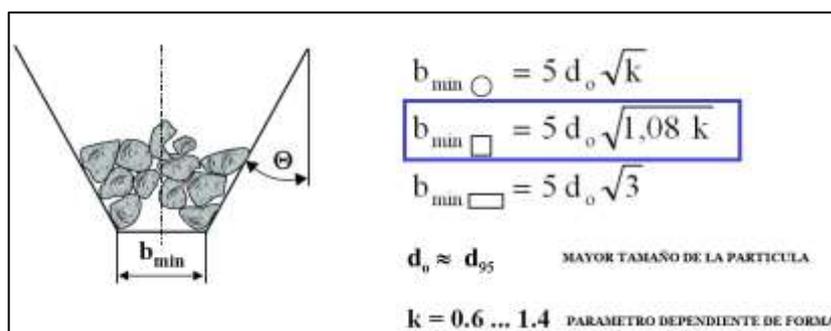


Figura 20. Fórmulas para determinar el ancho mínimo de la boca de salida de una tolva

Fuente: (MVT, 2013)

Por lo tanto la fórmula que utilizaremos será:

$$b_{min} = 5 * d_o * \sqrt{1,08 * k}$$

[18]

Dónde:

d_o = 95% del mayor tamaño de la partícula

k = Factor de relación entre presiones laterales y verticales

4.1.2.2.1. Tamaño Mayor De La Partícula

Se ha hecho varias mediciones a los fideos marca sultanita expresado en la tabla 4.1.2 como se muestra en la Figura 4.7 para determinar su mayor tamaño.

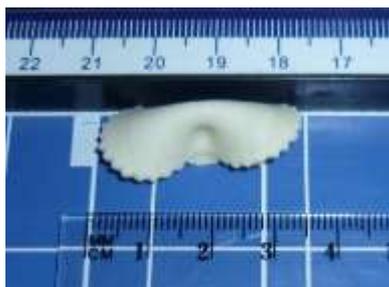


Figura 4.1.7 Mediciones a los fideos marca sultanita para determinar un tamaño promedio

Tabla 4.

Datos de mediciones de los fideos marca sultanita

No.	MEDIDA (m)
1	0.035
2	0.035
3	0.036
4	0.036
5	0.038
6	0.034
7	0.035
8	0.035
9	0.035
10	0.035
Mayor tamaño	0.038

Por lo tanto la medida utilizada será:

$$d = 0.038m$$

[19]

La d_o a utilizar será el 95 % de d

$$d_o = \%95d$$

$$d_o = 0.036m$$

[20]

4.1.2.2.2. Factor K para determinar la apertura mínima de la salida de la Tolva

La relación entre presiones laterales y verticales es uno de los valores más controvertidos que existe en la teoría de silos, y su amplia variación, puede hacer que la tolva de un silo pase a estar sobredimensionada a que pueda deformarse e incluso romperse.

El valor de K se determina por la formula según la teoría del empuje de tierras de RANKINE (ETSIEB, 2013):

$$k = \frac{1 - \sin \delta}{1 + \sin \delta}$$

[21]

Dónde:

δ es el ángulo de rozamiento interno

Generalmente el ángulo de rozamiento interno se halla a través de ensayos de corte directo y triaxial, dichos ensayos no son materia de esta tesis, o pueden existir en tablas ya determinadas para ciertos materiales. Debido que no existe un ensayo oficial para determinar el ángulo de

rozamiento interno de los fideos marca sultanita, se aproxima el ángulo de rozamiento interno al ángulo de reposo ya antes determinado en la **sección 4.1.3.1** como sugieren (CDIGITAL, 2014):

Por lo tanto

$$\delta \approx \alpha$$

$$\delta = 30^\circ$$

[22]

Entonces

$$k = \frac{1 - \sin 30^\circ}{1 + \sin 30^\circ}$$

$$k = 0.33$$

[23]

Con los datos obtenidos sustituimos en la fórmula [18]

$$b_{min} = 5 * d_o * \sqrt{1,08 * k}$$

$$b_{min} = 5 * 0.036 * \sqrt{1,08 * 0.33}$$

$$b_{min} = 0.11m$$

[24]

La apertura mínima de la boca será 0.11m pero para obtener una descarga más óptima aproximaremos a 0.20 m

$$b_{min} = 0.2m$$

[25]

4.1.2.3. DISEÑO DE LA BOCA DE LA TOLVA

Con el Angulo de la tolva θ , la apertura mínima en la salida b_{min} y la distancia del cuerpo de la tolva, podemos diseñar la boca de salida de la tolva de forma tronco piramidal. Para ello solo nos resta calcular h_p = altura de la pirámide truncada.

Si realizamos un corte transversal a la pirámide truncada tendremos los datos que se muestra en la Figura 22.

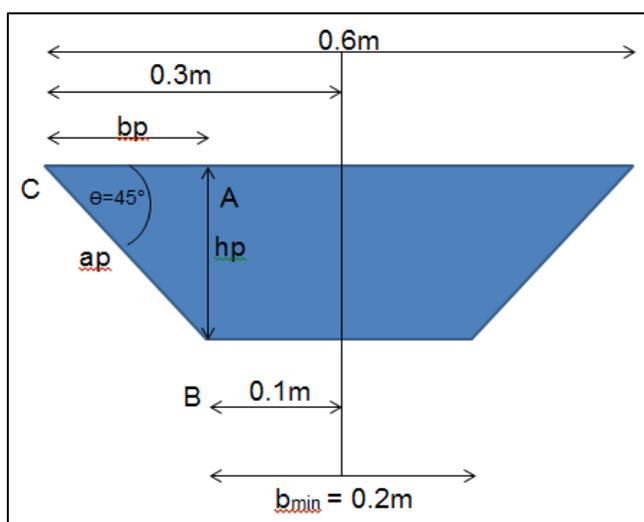


Figura 22. Corte transversal pirámide truncada

Dónde:

b_p =lado del triángulo rectángulo ABC

h_p =Altura de la pirámide truncada

a_p = hipotenusa del triángulo rectángulo ABC

Donde

$$b_p = 0.3m - 0.1m = 0.2m$$

$$\mathbf{b_p = 0.2m}$$

[25]

Si ABC es un triángulo rectángulo entonces:

$$\cos(\theta) = \frac{bp}{ap}$$

[26]

Despejando:

$$ap = \frac{bp}{\cos(\theta)} = \frac{0.2m}{\cos(45^\circ)} = 0.28m$$

$$\mathbf{ap = 0.28m}$$

[27]

De la relación trigonométrica

$$\sin(\theta) = \frac{hp}{ap}$$

[28]

Despejamos hp

$$hp = \sin(\theta) * ap = \sin(45^\circ) * 0.28m = 0.197m \approx 0.2m$$

$$\mathbf{hp = 0.2m}$$

[29]

En la Figura 23 se detalla las medidas de la boca de la tolva

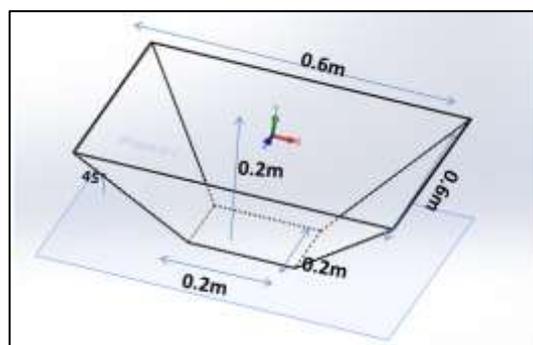


Figura 23. Medidas de la boca de la tolva

4.1.3. ESPESOR DE LA CHAPA METÁLICA

Para determinar el espesor de la chapa metálica es necesario conocer la presión máxima que soportara las paredes de la tolva a causa del producto almacenado.

4.1.3.1. PRESIONES DENTRO DE LA TOLVA

Existen muchos métodos utilizados para encontrar las presiones estáticas en una tolva, por sus resultados aceptables el método de Janseen es uno de los más utilizados. Él consiguió derivar la expresión para la presión vertical del material, presión horizontal, la presión lateral y la fuerza de fricción en la pared del silo. Su método es fácil de llevar a cabo. Es también uno de los métodos más empleados para el análisis de estas fuerzas y está recomendado por la mayoría de las normativas vigentes para el cálculo de silos.

4.1.3.1.1. Presión Vertical

Según Janssen (Expertos en Silos, 2007), la presión vertical será:

$$P_v = \frac{\gamma * R}{\mu' * k} \left(1 - e^{-\frac{\mu' * k * Y}{R}} \right)$$

[30]

P_v = Presión vertical en la tolva

γ = peso unitario

R = radio hidráulico

k = relacion entre presiones verticales y horizontales

μ' = coeficiente de fricción interna

Y = Profundidad medida desde la superficie del material

Donde el peso unitario γ es igual a:

$$\gamma = \rho * g$$

[31]

$\rho =$ densidad aparente del producto

$g =$ gravedad

$$\gamma = 290.84 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] * 9.807 * \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$\gamma = 2.852 * 10^3 N/m^2$$

[32]

El radio hidráulico tiene la siguiente equivalencia:

$$R = \frac{area}{perimetro} \text{ (tolva cuadrada)}$$

[33]

Para una tolva de sección cuadrada (Figura 17), el área y perímetro será:

$$área = lado^2$$

[34]

$$área = (0.6m)^2 = 0.36m^2$$

$$área = 0.36m^2$$

[35]

$$perimetro = lado + lado + lado + lado$$

[36]

$$perimetro = 0.6m + 0.6m + 0.6m + 0.6m = 2.4m$$

$$perimetro = 2.4m$$

[37]

Reemplazando los datos en la fórmula [33] el radio hidráulico es:

$$R = \frac{\text{area}}{\text{perímetro}} = \frac{0.36m^2}{0.24m} = \mathbf{1.5m}$$

$$\mathbf{R = 1.5m}$$

[38]

El coeficiente de fricción interna aproximado según el método de Janssen es:

$$\mu' = \tan(\delta)$$

[39]

$\delta = \text{ángulo de fricción interna}$

Reemplazando el ángulo de fricción interna hallado en la sección 4.1.2.2.2 tenemos:

$$\mu' = \tan(30^\circ) = \frac{1}{\sqrt{3}} \approx 0.58$$

$$\mathbf{\mu' = 0.58}$$

[40]

Con los datos obtenidos y los valores de k (sección 4.1.2.2.2.) a una altura Y=0.7m, tomada desde el cuerpo de la tolva (Figura 17) hasta el final de la boca de la tolva (Figura 23), reemplazamos en la fórmula [30] y obtenemos la presión vertical en una tolva.

$$Pv = \frac{\gamma * R}{\mu' * k} \left(1 - e^{\frac{-\mu' * k * Y}{R}} \right)$$

$$Pv = \frac{2.852 * 10^3 \left[\frac{N}{m^2} \right] * 1.5[m]}{0.58 * 0.33} \left(1 - e^{\frac{-0.58 * 0.33 * 0.5[m]}{1.5[m]}} \right)$$

$$Pv = 1.38 * 10^3 Pa$$

[41]

4.1.3.1.2. Presión Horizontal

La presión horizontal en una tolva se obtendrá a través de la siguiente ecuación

$$Ph = k * Pv$$

[42]

Ph = presión horizontal
k = relación de presiones
Pv = presiones verticales

Reemplazando valores será:

$$Ph = 0.33 * 1.91 * 10^3 Pa$$

$$Ph = 455.91 * Pa$$

[43]

4.1.3.1.3. Presión en las paredes inclinadas de la boca de la tolva

Tanto la presión vertical y presión horizontal en una tolva nos sirve para calcular la presión en las paredes laterales descrita en la siguiente fórmula:

$$Pl = Ph * \sin^2(\theta) + Pv * \sin^2(\theta)$$

[44]

$P_h = \text{presión horizontal}$
 $P_v = \text{presiones verticales}$
 $\theta = \text{ángulo de la boca de la tolva}$

Para ello tendremos que calcular la presión vertical y horizontal en esta sección

De la fórmula [30] encontramos la presión vertical hasta la boca de la tolva con una altura de $Y=0.7$ que es la suma del cuerpo de la tolva y la boca de la tolva

$$P_v = \frac{2.852 * 10^3 \left[\frac{N}{m^2} \right] * 1.5[m]}{0.58 * 0.33} \left(1 - e^{\frac{-0.58 * 0.33 * 0.7[m]}{1.5[m]}} \right)$$

$$P_v = 1.91 * 10^3 Pa$$

[44]

Para la presión horizontal utilizamos la fórmula [41]

$$P_h = 0.33 * 1.91 * 10^3 Pa$$

$$P_h = 630.283 * Pa$$

[45]

Reemplazando los datos en [43]

$$P_l = 630.283 [Pa] * \sin^2(45^\circ) + 1.91 * 10^3 [Pa] * \sin^2(45^\circ)$$

$$P_l = 1.83 * 10^3 * Pa$$

[46]

Entonces la presión máxima en las paredes de la tolva será la de la presión de paredes inclinadas en la boca de la tolva

$$P_{max} = P_l = 1.839 * 10^3 * Pa$$

[47]

4.1.3.2. TRACCIÓN EN KILOGRAMOS POR METRO LINEAL

Se calcula a través de (RAVENET, 1992), pp374:

$$T = \frac{P_{max} * l}{2}$$
[48]

P_{max} = presión máxima en la tolva
l = lado sección cuadrada

Reemplazando los datos P_{max} (sección 4.1.3.1.3) y lado de la sección cuadrada Figura 17.

$$T = \frac{1.839 * 10^3 \text{ Pa} * 0.6\text{m}}{2}$$

$$T = 551.7\text{N/m}$$
[49]

4.1.3.3. ESPESOR DE LA TOLVA

El espesor de la chapa metálica de una tolva se encuentra a través de la fórmula (Figueroa, 2006):

$$e = \frac{T}{10 * \sigma_{adm}}$$
[50]

e = espesor de la chapa metálica
T = tracción en kg por metro lineal
σ_{adm} = esfuerzo admisible del material

El tipo de acero utilizado para la construcción del depósito será acero inoxidable AISI 304 (DE BENEDETTO , DE BENEDETTO , & LETONA, 2008), cuyo límite elástico es de 245Mpa (anexo A)

$$\sigma_{adm} = \frac{E}{f_s}$$

[51]

E: módulo elástico
 fs= factor de seguridad

$$\sigma_{adm} = \frac{245\text{Mpa}}{1.5} = 163.33\text{MPa} \approx 163\text{MPa}$$

[52]

Reemplazando los datos en la fórmula [50] obtendremos el espesor

$$e = \frac{T}{10 * \sigma_{adm}} = \frac{551.7 \left[\frac{N}{m} \right]}{10 * 163 [MPa]} = 2.4 \times 10^{-7} m$$

[53]

Transformando metros a milímetros tenemos que él es pesor es:

$$e = 2.4 \times 10^{-4} mm$$

[54]

En este caso se tomara un espesor de 1mm.

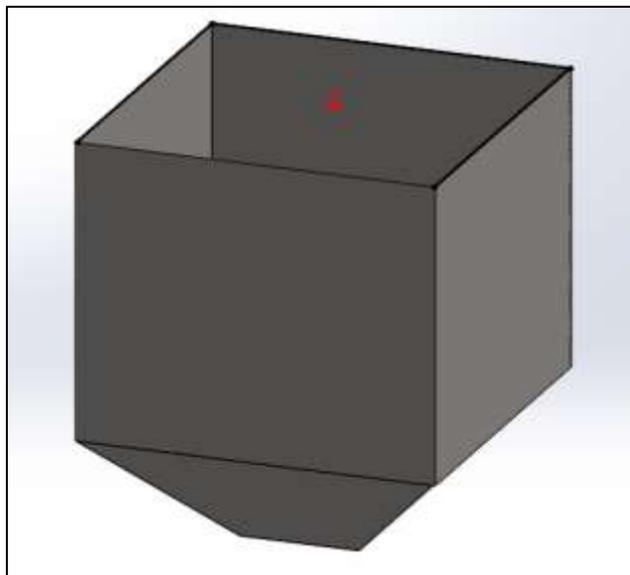


Figura 24. TOLVA

4.2. DISEÑO DE LA BANDA TRANSPORTADORA

La banda transportadora es la encargada de suministrar el producto a una pequeña boca de descarga para su dosificación a través de la señal dada por el sistema de pesaje.

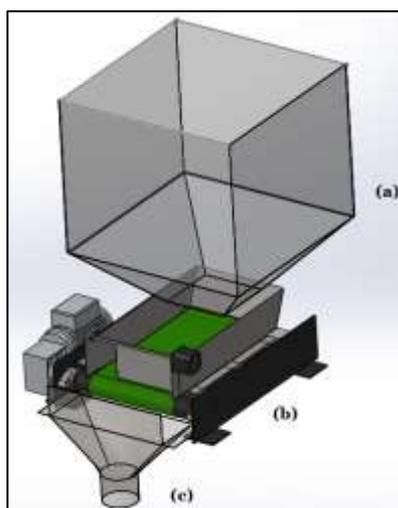


Figura 25. Esquema conjunto tolva (a), banda transportadora (b), boca dosificadora(c)

En la figura anterior la tolva estará suspendida de la banda transportadora aproximadamente 110mm para cumplir con una apertura adecuada para que el material no se trabe (sección 4.1.2.2.2).

4.2.1. SELECCIÓN DE LA BANDA

El tipo de banda a utilizarse será apropiada para industria Pastificadora o semejante, no adherente, que no reaccione o afecte al producto, que no permita la proliferación de bacteria y que sea de fácil limpieza.

Utilizando como referencia el catálogo de bandas REVEYRON, se seleccionó la banda mostrada en la Figura 26.

MAIN TECHNICAL DATA	
Top cover:	hardness: 85 Sh.A surface: mat, smooth
Total thickness:	1,60 mm $\pm 0,1$ mm per ply
Weight per m ² :	1 900 g $\pm 10\%$
Friction Coefficient on steel slider bed:	0,20 $\pm 20\%$
Manufacturing width:	2 000 mm
Temperatures:	
* Product temperature:	-40°C to +90°C
* Ambient temperature:	-25°C to +60°C
Type of support:	Slider bed
MECHANICAL DATA	
	Tolerances: +20% -10%
Breaking load:	200 N/mm
Load for 1% extension:	12 N/mm
Maximum working tension:	18 N/mm
Pulley diameters:	(recommended as a minimum with a 20°C ambient temperature)
	Minimum drive and tension: \varnothing 40 mm
	Minimum reverse flexing: \varnothing 60 mm

Figura 26. Características de la banda

Fuente: (REVEYRON, 2012)

La tabla 5 muestra los aspectos más importante y útiles para nuestro diseño

Tabla 5.

Datos necesarios para el diseño de la banda transportadora

CARACTERÍSTICAS BANDA REVEYRON	
Espesor	1.6mm
Peso	1900 g/m ²
Tipo de soporte	Mesa de apoyo
Diámetro mínimo del tambor motriz	40mm
Coefficiente de fricción	0.2

Fuente: (REVEYRON, 2012)

Se utiliza como ancho de banda 300mm pues es una medida estándar, cercana a la medida de la boca del dosificador.

Tabla 5.1

Anchos de banda estándares

Anchos de bandas normalizados (mm)												
300	400	500	600	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200

Fuente: (KAUMAN S.A, 2014, pág. 2).

4.2.2. DISEÑO DEL RODILLO DE RETORNO DE LA BANDA TRANSPORTADORA

El diseño de este elemento estará constituido por: el tambor motriz, rodillo de retorno y una mesa de acero inoxidable a 3 mm de distancia de la banda, como se muestra en la Figura 27.

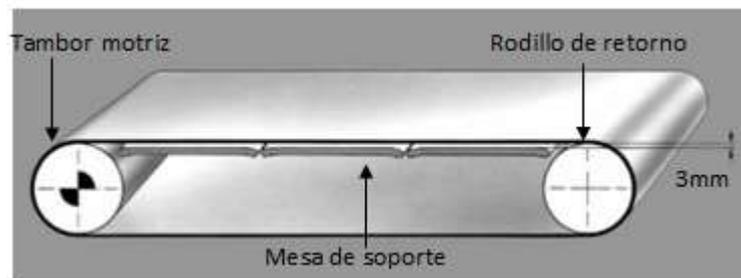


Figura 27. Disposición de Tambor motriz y rodillo de retorno en la banda transportadora

Fuente: (SIEGLING TRANSILON, 2010, pág. 6)

La tabla 5 muestra el diámetro mínimo que debe tener los rodillos (40mm); del catálogo de Rodillos ROTRANS, pagina 11, seleccionamos las constantes y medidas constructivas que satisfaga el diseño de nuestra banda. (ROTRANNSA, 1999).

RODAMIENTO 6204 EJE Ø20

Serie M / S-20	DIAMETRO RODILLO (mm)	Ø	63,5	70	76	89	102	109	127	133	152	159
	ESPESOR DE TUBO (mm)	e	3	3	3	3	3,8	3,8	4	4	4,5	5
	CONSTANTE PESO RODILLO	T	1	1,1	1,2	1,3	1,8	1,8	2	2,2	2,4	3
	CONSTANTE PESO P. MÓVILES	T1	1	1,2	1,2	1,4	2	2,3	2,8	2,9	3,3	4

Figura 28. Constantes constructivas del rodillo de retorno

Fuente: (ROTRANNSA, 1999)

Colocación en HORIZONTAL

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø63.5	Peso partes móviles Ø63.5
300	400	408	440	3,35	2,40
400	500	508	540	4,20	2,85
500	600	608	640	4,93	3,33
650	750	758	790	5,99	4,02
800	950	958	990	7,40	4,92
1000	1150	1158	1190	8,80	5,82
1200	1400	1408	1440	10,56	6,96
1400	1600	1608	1640	11,97	7,87
1600	1800	1808	1840	13,38	8,78
1800	2000	2008	2040	14,79	9,87
2000	2200	2208	2240	16,20	10,60

Figura 29. Medidas constructivas del tambor y rodillo de retorno en mm

Fuente: (ROTRANNSA, 1999)

Para el rodillo de retorno se selecciona uno de la serie RCMD (ROTRANNSA, 1999), que brinda las cualidades necesarias para la transportación de materiales a granel.

Para verificar la selección del rodillo, primero se encuentra la carga total a la que va estar sometido. De la sección 4.2.4 conocemos que la capacidad de carga que va a soportar la banda transportadora es 154.4kgf/m y el largo deseado es 0.5m; por lo tanto la carga será:

$$Carga = 154.4 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} * 0.5\text{m}$$

[55]

$$Carga = 77.2 \text{ kgf}$$

[56]

Con la ayuda de la siguiente gráfica corroboramos la selección del rodillo.

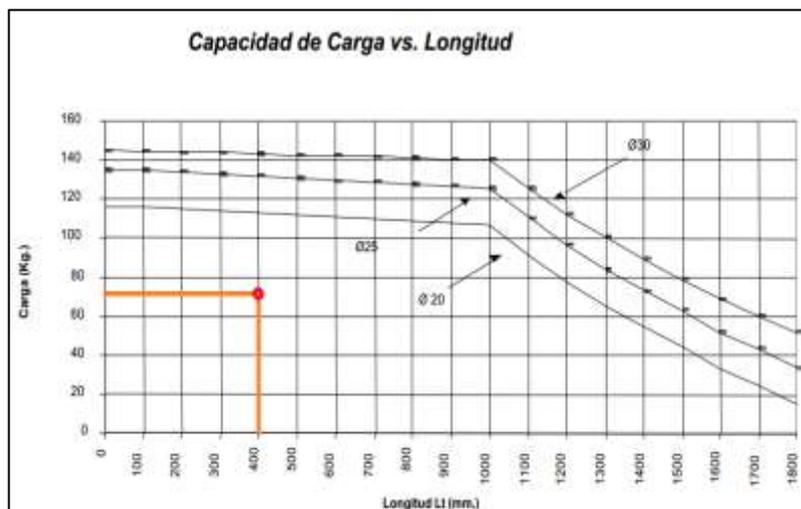


Figura 29. Capacidad de carga vs. Longitud de rodillo
(Medida A, figura 4.2.5)

Fuente: (Conveyor, 2002, pág. 7)

Por estar dentro de los parámetros aceptables, concluimos que el tamaño del rodillo cumple con los parámetros de diseño.

4.2.3. VELOCIDAD DEL TRANSPORTADOR.

Para conocer la velocidad de la banda transportadora es indispensable determinar el total de fundas o cantidad de material que se desea despachar por periodo de tiempo.

Por lo tanto, nos interesa conocer la cantidad de material que se alojará en ella. La banda y una pared de contención (figura 4.2.1), donde llega el material para su distribución, tendrá las siguientes medidas: 0.3m (ancho) x 0.5m (largo) x 0.11m (alto de la pared),

Como se tiene un volumen constante, se despeja la masa de la fórmula de densidad

$$m = V * \rho \quad [56]$$

$V =$ cantidad de material que se aloja en la banda

$\rho =$ densidad de los fideos

$$m = (0.3m \times 0.5m \times 0.11m) * 290.84 \frac{Kg}{m^3}$$

$$m = 4.799kg \approx 4799g$$

[57]

Realizando una fórmula de 3 simple, encontraremos el espacio que ocupa 400g (x_g) dentro de la banda, correspondiente al empaque más pequeño que produce la empresa.

$$4799g ==> 0.5m$$

$$400g ==> x_g$$

[58]

Despejando la incógnita se tiene

$$x_g = \frac{400g * 0.8m}{3199g}$$

[59]

$$x_g \approx 0.042m$$

[60]

Por lo tanto si 1 funda pequeña (400g) se da en 0.042m, deseamos conocer cuántas fundas (x_f) se dará en todo el trayecto de la banda (0.5m)

Para esto realizamos otra regla de tres simple

$$0.042m \implies 1funda$$

$$0.5m \implies x_f$$

[61]

Despejando x_f :

$$x_f = \frac{0.5m * 1funda}{0.042m}$$

[62]

$$x_f \approx 12fundas$$

[63]

Se diseña tal forma que en todo el trayecto de la banda exista 12 fundas que se despacharan en 1 minutos aproximadamente, es decir: 12 fundas x Banda x 1 min.

$$\frac{12 fundas}{1min} \times 0.5m = 6 \frac{m}{min}$$

[64]

Convirtiendo a m/s tendremos la velocidad lineal necesaria de la banda (v_b) es:

$$v_b = 6 \frac{m}{min} * \frac{1min}{60 segundos} = 0.1 \frac{m}{s}$$

[65]

$$v_b = 1 \frac{\mathbf{m}}{\mathbf{s}}$$

[66]

De la sección 4.2.2 se conoce que el diámetro del tambor motriz será $\emptyset_t = 63.5$. Como se trata de una velocidad constante podemos encontrar su velocidad angular despejando de la fórmula de relación entre velocidad lineal y angular.

$$w_t = \frac{v_b}{r_t}$$

[67]

v_b : velocidad lineal de la banda [m/s]

w_t : velocidad angular del tambor [rad/s]

r_t : radio del tambor [m]

El radio será:

$$r_t = \frac{\emptyset_t}{2} = \frac{60.5\text{mm}}{2} = \mathbf{0.03175m}$$

[68]

Entonces la velocidad angular de la banda es:

$$w_t = \frac{v_b}{r_t}$$

[69]

$$w_t = \frac{1 \frac{\mathbf{m}}{\mathbf{s}}}{\mathbf{0.032m}} = \mathbf{31.5rad/s}$$

[70]

Transformando a rpm:

$$w_t = 31.5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * \frac{1\text{rev}}{2\pi\text{rad}} * \frac{60\text{s}}{1\text{min}} \approx 300\text{rpm}$$

[71]

4.2.4. CAPACIDAD DE CARGA

Los cálculos se efectúan en base al peso crítico que soporta, es decir.

$$W_c = W_{ct} + W_{bt} + W_b$$

[72]

Dónde:

Wc: Peso crítico en la banda transportadora

Wct: Peso del material en el cuerpo de la tolva

Wbt: Peso del material en la boca de la tolva

Wb: Peso sobre la banda transportadora

Dado que el peso es igual a:

$$W = m * g$$

[73]

W: peso [N]

m: masa [g]

g=gravedad=9.81 m/s²

Despejando la masa de la fórmula de la densidad.

$$m = V * \rho.$$

[74]

Reemplazando [74] en [73]

$$W = V * \rho * g$$

[75]

Finalmente reemplazo [75] en [72] y agrupo, se obtiene una fórmula para encontrar el peso crítico del material dependiendo del volumen que ocupa en las diferentes partes de estudio:

$$Wc = \rho * g(V_{ct} + V_{bt} + V_b)$$

[76]

V_{ct} : Volumen en el cuerpo de la tolva

V_{bt} : Volumen en la boca de la tolva

V_b : Volumen en la banda transportadora

ρ : densidad del material = $290.84 \frac{Kg}{m^3}$

g : gravedad = 9.81 m/s^2

De las figuras 17, 23 y 24 obtendremos los datos para encontrar los volúmenes respectivos

$$V_{ct} = 0.6m \times 0.6m \times 0.5m = \mathbf{0.18m^3}$$

[77]

$$V_b = 0.3m \times 0.5m \times 0.11m = \mathbf{0.0165m^3}$$

[78]

Para determinar V_{bt} Utilizaremos la fórmula del volumen de una pirámide truncada y los datos obtenidos en la Figura 23

$$V_{bt} = \frac{h}{3} (A1 + A2 + \sqrt{A1 * A2})$$

[79]

A1=Área base menor

A2=área base mayor

h=altura pirámide truncada

$$V_{bt} = \frac{0.2m}{3} ((0.2m)^2 + (0.6m)^2 + \sqrt{(0.2m)^2 * (0.6m)^2})$$

$$V_{bt} = 0.069m^3$$

[80]

Reemplazando todos los datos en la fórmula [76] se tiene:

$$Wc = \rho * g(V_{ct} + V_{bt} + V_b)$$

$$Wc = 290.84 \frac{Kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2} (0.18m^3 + 0.069m^3 + 0.0165m^3)$$

$$Wc = 757.5N$$

[81]

Finalmente la capacidad se encuentra a través de la siguiente fórmula:

$$Capacidad = \frac{Wc}{g * largo\ de\ banda}$$

[82]

$$Capacidad = \frac{757.5[N]}{9.81 \frac{m}{s^2} * 0.5m}$$

$$Capacidad = 154.4kgf/m$$

[83]

4.2.5. POTENCIA NECESARIA PARA MOVER LA BANDA.

Para determinar la potencia necesaria para mover la banda, se necesita conocer la fuerza tangencial que se desea superar.

Para ello se hace uso de la fórmula de la figura 30.

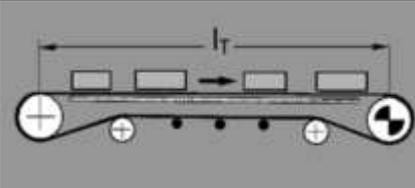
$$F_U = \mu_T \cdot g \cdot \left(m + \frac{m_B}{2} \right) + \mu_R \cdot g \cdot \left(\frac{m_B}{2} + m_R \right) \quad [N]$$


Figura 30. Fórmula para encontrar la fuerza tangencial en una banda con mesa de apoyo

Fuente: (SIEGLING TRANSILON, 2010, pág. 3)

- F_U = Fuerza tangencial [N]
 μ_T = Coeficiente de fricción para marcha sobre mesa
 g = gravedad = $9.81m/s^2$
 m = masa de toda la mercadería transportada en toda la longitud de transporte [kg]
 m_B = masa de la banda
 μ_R = Coeficiente de fricción con el rodillo
 m_R = masa de todos los tambores excepto el tambor motriz

De la Figura 31, se encuentra el coeficiente de fricción de la banda y la mesa de acero inoxidable.

Datos técnicos		
Grosor:	1.3 mm	0.05 in.
Masa de la correa (peso de la correa):	1.5 kg/m ²	0.31 lbs./sq.ft.
Radio de la banda de freno (mínimo):	4 mm	0.16 in.
Diámetro de la polea (mínimo):	15 mm	0.6 in.
Diámetro mínimo de la polea con controlación:	20 mm	0.8 in.
Carga para 1% de extensión (1% estático) por unidad de ancho (Norma Habasit SCPS-155 / EN 1507181):	8 N/mm	34 lbs./in.
Fuerza de tracción para 1% de alargamiento después de la relajación (1% después del rodillo) por unidad de ancho (Norma Habasit SCPS-155):	4.2 N/mm	24 lbs./in.
Fuerza de tracción admisible por unidad de ancho:	8 N/mm	40 lbs./in.
Temperatura de funcionamiento admisible (continua):	Mín. 30 °C Máx. 180 °C	Mín. 22 °F Máx. 212 °F
Coefficiente de fricción de la polea de accionamiento de acero:	0.15 (-)	0.15 (-)
Coefficiente de fricción de la polea de accionamiento con capa de fricción:	0.36 (-)	0.36 (-)
Coefficiente de fricción sobre la mesa de apoyo de acero decapado:	0.20 (-)	0.2 (-)
Coefficiente de fricción sobre la mesa de apoyo de acero inoxidable:	0.16 (-)	0.16 (-)
Ancho de fabricación sin costuras:	4000 mm	157 in.
Otros anchos de fabricación sin costuras por encargo:	mm	in.

Todos los datos son valores aproximados bajo condiciones climáticas estándar: 23°C/73°F, 56% humedad relativa (DIN 50905/ISO 554) y están basados en el rebote de empalme Master.

Figura 31. Datos técnicos para coeficientes de fricción sobre mesa de acero inoxidable.

Fuente: (Habasit, 2014)

$$\mu_T = 0.15$$

[84]

En la **sección 4.2.4** se determinó el peso total de la mercadería que va a soportar la banda transportadora

$$W_c = 757.5N$$

[85]

Dado que se desea conocer la masa, despejamos de la fórmula del peso

$$mc = \frac{W_c}{g}$$

[86]

$$mc = \frac{757.5N}{9.81m/s^2} = m = 77.22Kg$$

[87]

De la Tabla 5 se obtiene el peso de la banda por metro cuadrado:

$$W_{B/A} = 1900 \frac{gf}{m^2} = 1.9 \frac{Kgf}{m^2}$$

[88]

Como se muestra en la figura 27 el área total que ocupa la banda es:

$$A_{Tbanda} = 300mm * [2 * (seccion recta) + 2 * (arco del semicirculo)]$$

[89]

$$A_{Tbanda} = 0.3m * \left[2 * (0.5m) + 2 * \frac{2 * \pi * r_{rodillo} * angulo}{360} \right]$$

$$A_{Tbanda} = 0.3m * \left[2 * (0.5m) + 2 * \frac{2 * \pi * (0.0635m/2) * 180}{360} \right]$$

$$A_{Tbanda} \approx 0.4m^2$$

[90]

Multiplicando el peso por el área que ocupa la banda:

$$W_B = 1.9 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2} * 0.4\text{m}^2 = 0.76\text{Kgf}$$

$$W_B = 0.76\text{Kgf} = m_B$$

$$\mathbf{m_B = 0.76Kg}$$

[91]

En la **Tabla 5** nos indica que el coeficiente de fricción de la banda y el rodillo motriz será

$$\mu_R = 0.2$$

[92]

Finalmente la masa de todos los tambores excepto el tambor motriz (m_R) es:

$$m_R = 3.35\text{kg} + 2.4\text{kg} = \mathbf{5.75\text{kg}}$$

[93]

Reemplazando todos los valores en la ecuación de la Figura 30

$$F_U = \mu_T * g * \left(m + \frac{m_B}{2}\right) + \mu_R * g * \left(m_R + \frac{m_B}{2}\right)$$

$$F_U = 0.15 * 9.81 * \left(77.22 + \frac{0.76}{2}\right) + 0.2 * 9.81 * \left(5.75 + \frac{0.76}{2}\right)$$

$$\mathbf{F_U = 126.207N}$$

[94]

Una vez calculada la fuerza tangencial se puede aplicar la fórmula para determinar la potencia mecánica en el tambor motriz (SIEGLING TRANSILON, 2010, pág. 5).

$$P_A = \frac{F_U * v_b}{1000} [\text{KW}]$$

[95]

P_A = potencia mecánica en el tambor motriz. [KW]

F_U = Fuerza tangencial en el tambor motriz [N]

v_b = velocidad de la banda [m/s]

Con la fuerza tangencial $F_U = 125.37[N]$ y la velocidad de la banda $v = 0.1[m/s]$ (sección 4.2.1), podemos determinar la potencia necesaria para mover la banda cuando esta se encuentra a plena cargada.

$$P_A = \frac{126.207N * 0.1}{1000} [KW]$$

$$P_A = 0.013kW$$

$$P_{AT} = 0.013kW * 3(\text{factor de seguridad})$$

$$P_{AT} \approx 0.038kW$$

[95]

4.2.6. SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

El torque necesario para mover la banda transportadora es:

$$T_b = F_u * r_t [Nm]$$

[96]

T_b : Torque de la banda transportadora totalmente cargada [Nm]

F_u : Fuerza tangencial de la banda [N]

r_t : Radio del tambor motriz [m]

Con los datos $r_t = 0.03175m$ y $F_U = 126.207N$:

$$T_b = F_u * r_t$$

$$T_b = 126.207N * 0.03175m$$

$$T_b \approx 4Nm$$

[97]

Si $T_b = 4Nm$, $P_A = 0.036kW$ (sección 4.2.5) y $w_t = 300rpm$ (sección 4.2.3); En el catálogo (NORD, 2014, pág. 8) encontramos el motorreductor más adecuado para nuestro diseño.

IEC80		Reductores de sinfin UNIVERSAL para motores normalizados IEC 4 polos, 60Hz		NORD								
P_1 [kW]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	f_B	i_{ges}	i_{sch}	i_{vor}	F_R [N]	F_{RF} [N]	Modelo	Módulos del reductor alter- nativa:		
										IEC B14 C120	IEC B14 C160	IEC B5 A200
0,55	334	14	2,7	5	5		2000	1840	SK 1SI 40 - IEC80	Números de pedido de los módulos 60491050 60495230 60495130 60495230		
	227	20	2,3	1,3	1,2		2300	1940				

Figura 32. Motorreductor de la banda Transportadora

Fuente: (NORD, 2014)

4.2.7. DISEÑO DEL TAMBOR MOTRIZ

Se pretende diseñar el tambor motriz similar al Rodillo de retorno, con la excepción que los ejes deberán coincidir con la apertura de salida del motorreductor y las chumaceras de soporte.

Del catálogo (NORD, 2014, pág. 62) nos indica las medidas constructivas en el lado de salida del motorreductor.

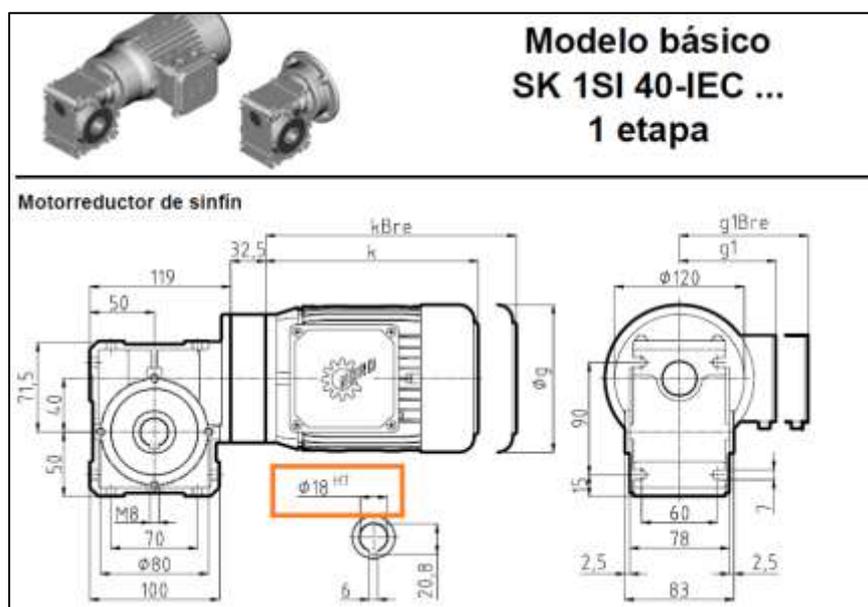


Figura 33. Medidas constructivas en el lado de salida de los motorreductores tipo SK 1SI 31

Fuente: (NORD, 2014, pág. 62)

Entonces se necesita un eje de acople al motorreductor de:

$$\phi_{tam} = 18mm.$$

[98]

Con esta medida, se elige las chumaceras mostradas en la Figura 34 que servirán de soporte y ayuda a la rotación del rodillo.

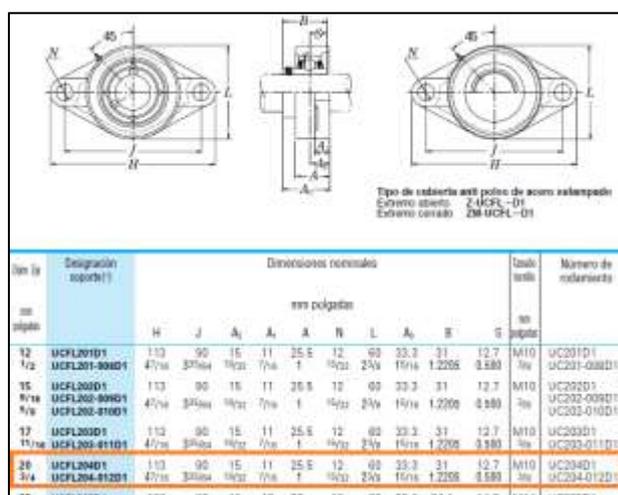


Figura 34. Medidas constructivas de las chumaceras para soporte del tambor motriz

Fuente: Catálogo de (NSK, 2014, pág. B 240)

Finalmente del catálogo de (REMA TIP TOP, 2012, pág. 4) escogemos el recubrimiento más adecuado en nuestro diseño



Figura 35. Datos técnicos del recubrimiento del tambor motriz

Fuente: (REMA TIP TOP, 2012)

Con estos datos el tambor motriz se diseñara bajo las siguientes medidas.

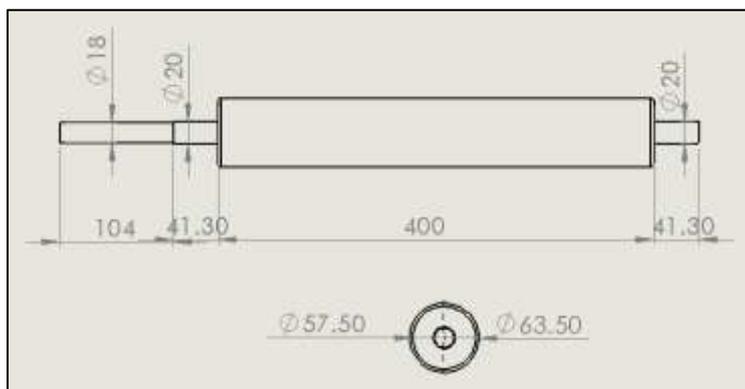


Figura 36. Medidas constructivas del tambor motriz en mm para que se acople a las chumaceras y a la salida del motorreductor

4.2.7.1. ANÁLISIS ESTÁTICO Y DINÁMICO DEL TAMBOR MOTRIZ.

Dado que el eje del tambor motriz es diferente al tomado en la Figura 28 se necesita realizar el análisis estático y dinámico, para verificar que el diámetro propuesto soportara las cargas que en él se ejerce. Cabe recalcar que en la sección 4.2.2 no se realizó este análisis pues el eje estaba diseñando para soportar cargas mayores a las estudiadas.

A continuación se esquematiza las fuerzas que actúan en el tambor motriz.

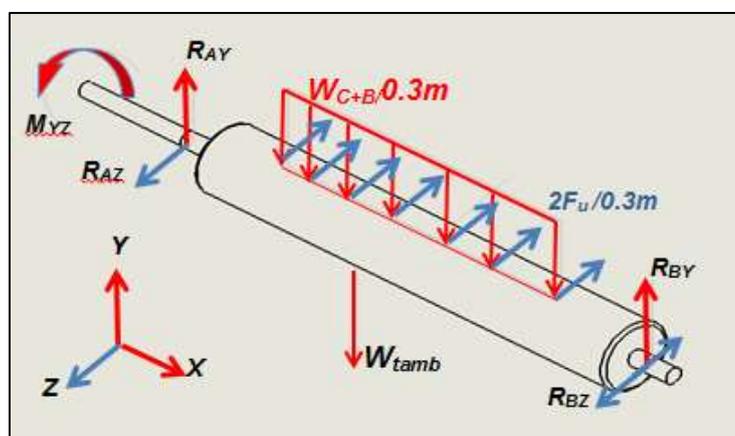


Figura 4.2.13 fuerzas en el tambor motriz

M_{YZ} : Torque entregado por el motor en [Nm]
 R_{AY} : Reacción en el rodamiento A en el plano YX en [N]
 R_{AZ} : Reacción en el rodamiento A en el plano YZ en [N]
 R_{BY} : Reacción en el rodamiento B en el plano YX en [N]
 R_{BZ} : Reacción en el rodamiento B en el plano YZ en [N]
 W_{C+B} : Peso del producto en esta zona más el peso de la banda en [N]
 W_{tamb} : Peso total del tambor motriz en [N]
 F_u : fuerza tangencial en [N]

4.2.7.1.1. Diagramas de fuerzas cortantes y momento flector en el plano XY

De la figura 4.2.13 tomamos los datos en el plano XY

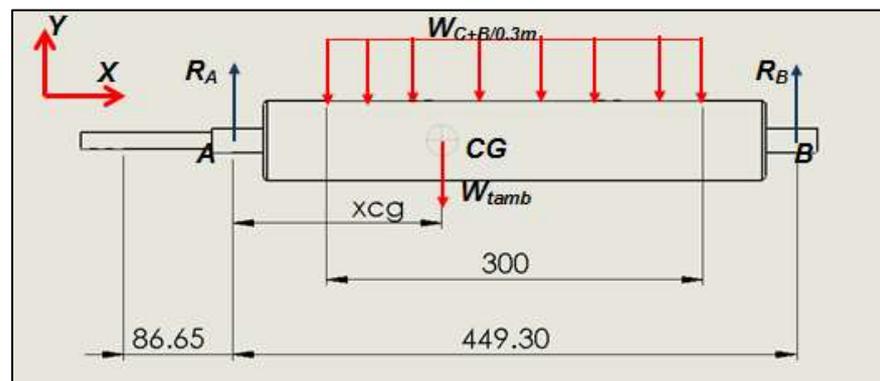


Figura 38. Fuerzas en el tambor motriz plano XY

W_{tamb} = Peso del tambor motriz
 W_{c+B} = Peso del producto en esta zona mas el peso de banda
 X_{CG} = Distancia del centro de gravedad del tambor motriz
 R_A, R_b = Son las reacciones en las chumaceras

En la sección 4.2.4 se determinó el peso total de la mercadería.

$$W_c = 757.5[N]$$

[100]

Y de la sección 4.2.5 se obtiene la masa de la banda $m_B = 0.76Kg$; entonces a la masa le multiplicamos por la gravedad y se obtiene W_B

$$W_B = m_B * g$$

[101]

$$W_B = 0.76Kg * \frac{9.81m}{s^2} = W_B = 7.453N$$

[102]

Por lo tanto

$$W_{c+B} = W_c + W_B$$

[103]

$$W_{c+B} = 757.5N + 7.453N = 764.953N$$

[104]

Para el peso del tambor primero debemos encontrar el volumen total del mismo, para esto dividiremos el tambor motriz en 4 zonas

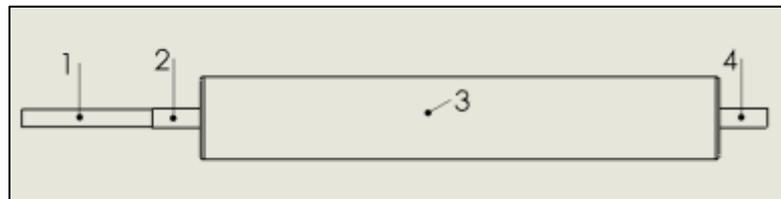


Figura 39. Distribución de zonas del tambor motriz para encontrar el volumen total del mismo

Para las zonas 1, 2 y 4 utilizaremos los datos de la Figura 35 y la fórmula siguiente:

$$V_{cilindro} = \pi * r^2 * h$$

[105]

h: altura del cilindro [m]

r: radio del cilindro [m]

Por lo tanto:

$$V_1 = \pi * r_1^2 * h_1 = \pi * \left(\frac{0.018m}{2}\right)^2 * 0.104m = 0.000026m^3 \quad [106]$$

$$V_2 = \pi * r_2^2 * h_2 = \pi * \left(\frac{0.02m}{2}\right)^2 * 0.0413m = 0.000013m^3 \quad [107]$$

$$V_4 = \pi * r_4^2 * h_4 = \pi * \left(\frac{0.02m}{2}\right)^2 * 0.0413m = 0.000013m^3 \quad [108]$$

Para el segmento 3 se utiliza los datos de la Figura 23 y la siguiente fórmula:

$$V_{cilindro\ hueco} = \pi * h * [(r_{exterior})^2 - (r_{interior})^2] \quad [109]$$

Entonces

$$V_3 = \pi * h_3 * [(r_{exterior})^2 - (r_{interior})^2]$$

$$V_3 = \pi * 0.4m * [(0.0635m/2)^2 - (0.0575m/2)^2]$$

$$V_3 = \mathbf{0.00023m^3} \quad [110]$$

El volumen total será:

$$V_{tamb} = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 \quad [111]$$

$$V_{tamb} = 0.000026m^3 + 0.000013m^3 + 0.00023m^3 + 0.000013m^3$$

$$V_{tamb} = 0.00028m^3$$

[112]

El tambor motriz estará diseñado de aluminio 6061 cuyas propiedades son las mostradas en la siguiente tabla

Tabla 6

Propiedades del aluminio 6061

ALUMINIO 6061 T6	
Densidad	2.7g/cm ³
Máxima resistencia a la tracción	290 MPa
Límite elástico	241 MPa

Fuente: (WIKIPEDIA, 2015)

La densidad del aluminio 6061 es:

$$\rho_{tamb} = 2.7 \frac{g}{cm^3} * \frac{1kg}{1000g} * \frac{(100cm)^3}{1m^3}$$

$$\rho_{tamb} = 2700Kg/m^3$$

[113]

De la fórmula de la densidad despejamos la masa

$$m_{tamb} = V_{tamb} * \rho_{tamb}$$

[114]

$$m_{tamb} = 0.00028m^3 * 2700kg/m^3$$

$$m_{tamb} = 0.756kg$$

[115]

El tambor motriz tendrá un recubrimiento especial para evitar que la banda se deslice, este recubriendo se mostró en la Figura 35, de donde:

$$\rho_{recubrimiento} = 1.08 \frac{g}{cm^3} \frac{1kg}{1000g} * \frac{(100cm)^3}{1m^3}$$

$$\rho_{recubrimiento} = 1080kg/m^3$$
[116]

Donde la masa a 1mm de espesor será:

$$m_{recubrimiento} = V_{recubrimiento} * \rho_{tamb}$$
[117]

$$m_{recubrimiento} = [\pi * 0.4m((0.0635m/2)^2 - (0.0615m/2)^2)] * 1080kg/m^3$$

$$m_{recubrimiento} = 0.085kg$$
[118]

Sumando las masas del tambor motriz, el recubrimiento y multiplicando por la gravedad, tendremos el peso del tambor motriz

$$W_{tamb} = (m_{tamb} + m_{recubrimiento}) * 9.81m/s^2$$
[119]

$$W_{tamb} = (0.729kg + 0.085kg) * 9.81m/s^2$$

$$W_{tamb} = 8.247N$$
[120]

Finalmente la distancia del centro de gravedad donde se aplicará el peso de todo el tambor motriz se determina a través de la siguiente fórmula:

$$X_{CG} = \frac{\sum(Vi * xi)}{\sum Vi}$$
[121]

Para esto procedemos a ayudarnos de las figuras 37 (división en zonas) y de la figura 39 (medidas), dándonos como resultado la siguiente tabla:

Tabla 7

Cálculo del centroide

CALCULO DEL CENTROIDE			
ZONA	V	\bar{x}	$V \cdot \bar{x}$
Zona 1	$0.000016m^3$	0.034m	$8.998 \times 10^{-7}m^4$
Zona 2	$0.000013m^3$	0.12065m	$1.565 \times 10^{-6}m^4$
Zona 3	$0.00023m^3$	0.3453m	$7.876 \times 10^{-5}m^4$
Zona 4	$0.000013m^3$	0.56995m	$7.395 \times 10^{-6}m^4$
Sumatoria	$0.00028m^3$		$8.862 \times 10^{-5}m^4$

Reemplazando los datos obtenidos en la fórmula [121]

$$X_{CG} = \frac{8.826 \times 10^{-5} m^4}{0.00027 m^3} = 0.316 m$$

[122]

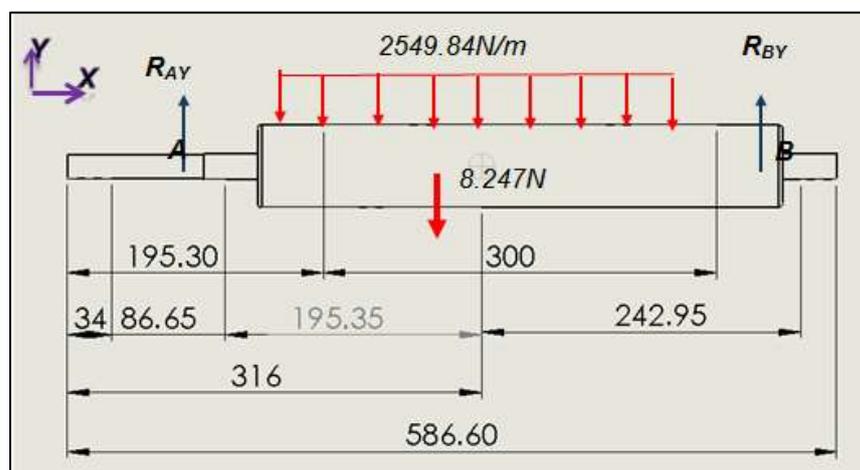


Figura 40. Diagrama de cuerpo libre del tambor motriz en mm

Con estos datos podemos encontrar las reacciones en los puntos A y B correspondiente a R_A y R_B .

$$\sum F_Y = 0$$

[123]

$$R_{AY} - 8.247N - \left(2549.84 \frac{N}{m}\right) * (0.3m) + R_{BY} = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} = 8.247N + 764.953N$$

$$R_{AY} + R_{BY} = 773.2N$$

[124]

$$\sum M_A = 0$$

[125]

$$-(0.20635m * 8.247N) - \left(2549.84 \frac{N}{m} * 0.3m * 0.22465m\right) + (R_{BY} * 0.449.3m) = 0$$

$$(R_{BY} * 0.449.3m) = (0.20635m * 8.247N) + \left(2549.84 \frac{N}{m} * 0.3m * 0.22465m\right)$$

$$R_{BY} = \frac{(0.20635m * 8.247N) + \left(2549.84 \frac{N}{m} * 0.3m * 0.22465m\right)}{0.449.3m}$$

$$\mathbf{R_{BY} = 395.88N}$$

[126]

Reemplazando 4.2.74 en 4.2.72 se obtiene:

$$R_{AY} + 395.88N = 772.938N$$

$$R_{AY} = 773.2N - 395.88N$$

$$\mathbf{R_{AY} = 378.08N}$$

[127]

4.2.7.1.1.1 Diagramas De Fuerzas Cortantes

Para realizar los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores en el plano X-Y se va utilizar el método analítico de secciones (MERIAM & KRAIGE, 1999, págs. 168-172), para ello dividiremos el cilindro como se muestra a continuación:

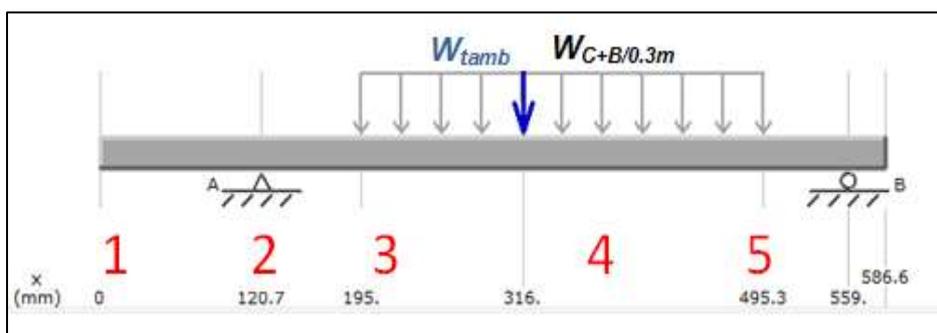
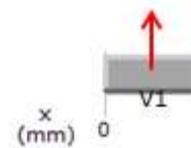


Figura 41. Seccionamiento del tambor motriz para el eje XY

Cortante en sección 1

$$V1 = 0$$



Cortante en sección 2

$$V2^* = V1 + Aq|_1^2$$

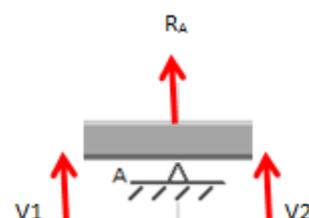
$$V2^* = 0 + 0$$

$$V2^* = 0N$$

$$V2 = V2^* + R_{AY}$$

$$V2 = 0N + 378.08N$$

$$V2 = 378.08N$$



Cortante en sección 3

$$V3^* = V2 + Aq|_2^3$$

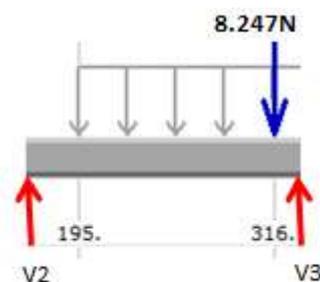
$$V3^* = 378.08N - 2549.84 \frac{N}{m} * (0.316m - 0.195m)$$

$$V3^* = 69.55N$$

$$V3 = V3^* - R_A$$

$$V3 = 69.54N - 8.247N$$

$$V3 = 61.3$$



Cortante en sección 4

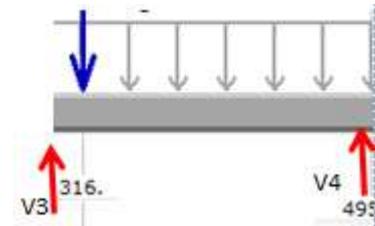
$$V4^* = V3 + Aq|_3^4$$

$$V4^* = 61.3N - 2550 \frac{N}{m} * (0.4953m - 0.327m)$$

$$V4^* = -395.88N$$

$$V4 = V4^* + 0$$

$$V4 = -395.88N$$



Cortante en sección 5

$$V5^* = V4 + Aq|_4^5$$

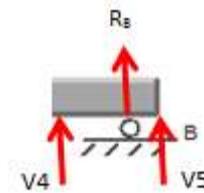
$$V5^* = -395.88N - 0$$

$$V5^* = -395.88N$$

$$V5 = V5^* + R_B$$

$$V5 = -395.88N + 395.88N$$

$$V5 = 0N$$



Por lo tanto la gráfica de las cortantes en el plano XY será la mostrada en la siguiente figura:

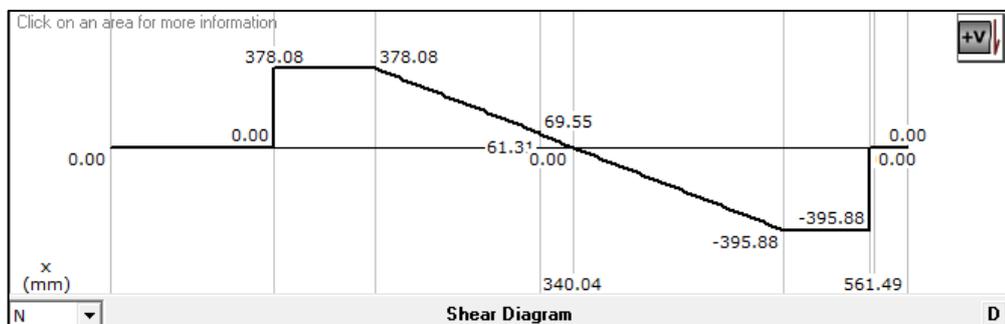


Figura 42. Diagramas de fuerzas cortantes del tambor motriz en el plano XY

4.2.7.1.1.2 Diagramas de momentos flectores

Utilizando el método analítico de secciones se determina los momentos flectores para las secciones descritas en la Figura 40

Momento flector sección 1

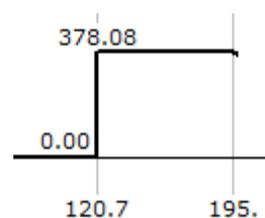
$$M1 = 0$$

Momento flector sección 2

$$M2 = M1 + A_V l_1^2$$

$$M2 = 0 + [378.08N * (0.1953 - 0.1207)m]$$

$$M2 = 28.11Nm$$



Momento flector sección 3

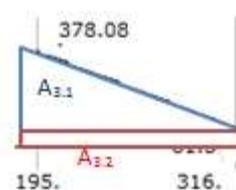
$$M3 = 28.11Nm + A_V l_2^3$$

$$M3 = 28.11Nm + [A_{3.1} + A_{3.2}]$$

$$A_{3.1} = \frac{(0.316 - 0.1953)m * (378.08 - 69.55)N}{2}$$

$$A_{3.2} = (0.316 - 0.1953)m * 61.31N$$

$$M3 = 55.19Nm$$



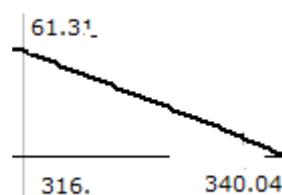
Momento flector sección 4

$$M4 = M3 + A_V l_3^4$$

$$M4 = 55.19Nm + A_{4.1}$$

$$A_{4.1} = \frac{(0.340 - 0.316)m * 61.31N}{2}$$

$$M4 = 55.93Nm$$



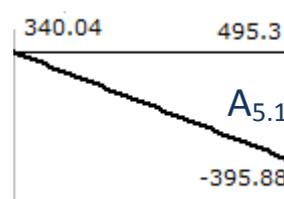
Momento flector sección 5

$$M5 = M4 + A_V l_4^5$$

$$M5 = 55.93Nm + A_{5.1}$$

$$A_{5.1} = \frac{(0.4953 - 0.340)m * (-395.88N)}{2}$$

$$M5 = 25.20Nm$$



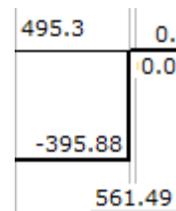
Momento flector sección 6

Se aumenta una sección para cerrar el circuito

$$M_6 = M_5 + A_V l_5^6$$

$$M_6 = 25.20 Nm + [-395.88 N * (0.561 - 0.495)m]$$

$$M_6 = 0$$



El diagrama de corte en la sección XY será:

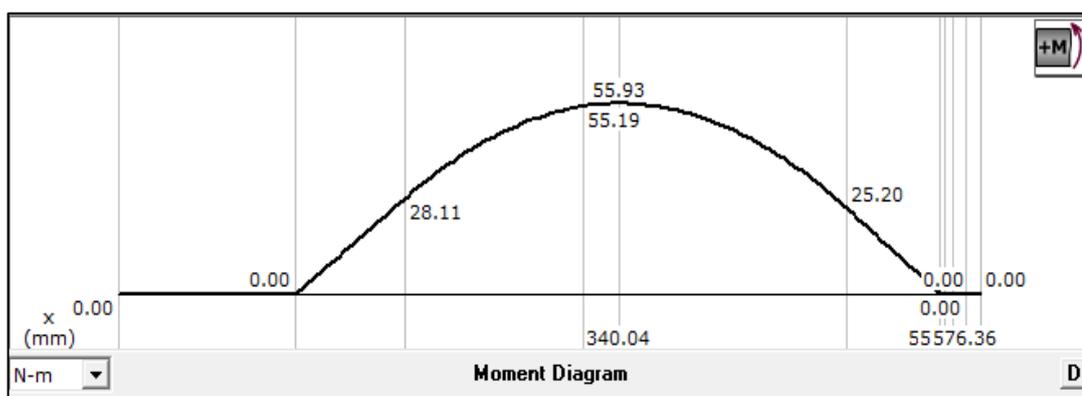


Figura 43. Diagramas de momentos flectores del tambor motriz en el plano XY

4.2.7.1.2. DIAGRAMAS DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO XZ

De la figura 4.20 tomamos los datos en el plano XZ, considerando que en el tambor motriz la fuerza tangencial F_u es distribuida en todo el ancho de la banda transportadora, por lo que se produce dos tensiones (F_u) por ancho de banda, teniendo así el siguiente esquema:

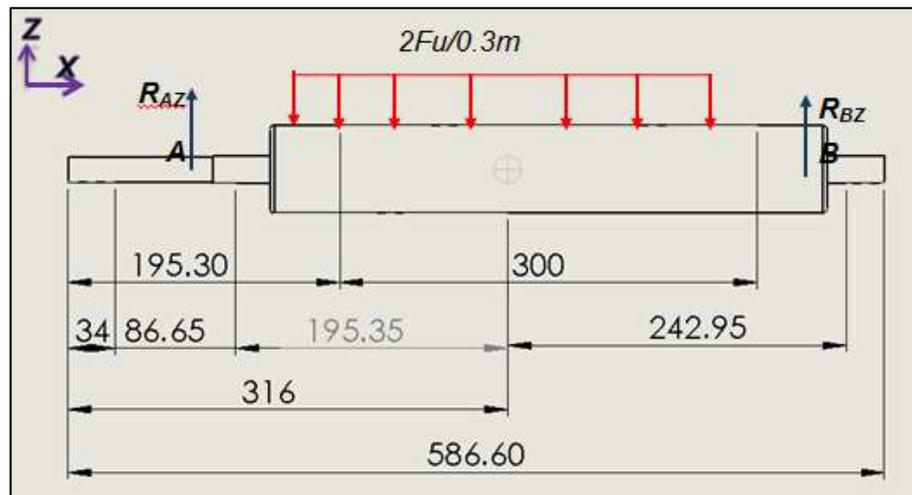


Figura 44. Fuerzas en el tambor motriz plano XZ

$$2Fu/0.3m = 841.38N/m$$

R_{AZ}, R_{BZ} = Son las reacciones en las chumaceras

Con estos datos podemos encontrar las reacciones en los puntos A y B correspondiente a R_A y R_B .

$$\sum FZ = 0$$

[128]

$$R_{AZ} - \left(0.3m * 841.38 \frac{N}{m}\right) + R_{BZ} = 0$$

$$R_{AZ} + R_{BZ} = 252.414N$$

[129]

$$\sum M_A = 0$$

[130]

$$-\left(0.2246m * 0.3m * 841.38 \frac{N}{m}\right) + (R_{BZ} * 0.4383m) = 0$$

$$(R_{BZ} * 0.4383m) = \left(0.2246m * 0.3m * 841.38 \frac{N}{m}\right)$$

$$R_{Bz} = \frac{\left(0.2246m * 0.3m * 841.38 \frac{N}{m}\right)}{0.4383m}$$

$$R_{Bz} = 129.35N$$

[130]

Reemplazando [130] en [129] se obtiene:

$$R_{Az} + 126.18N = 252.414N$$

$$R_{Az} = 252.414N - 126.18N$$

$$R_{Az} = 123.07N$$

[131]

Para encontrar los diagramas de momentos flectores y fuerzas cortantes en el plano XZ se realiza un proceso semejante al descrito en la sección 4.2.7.1.2. de modo que obtenemos las siguientes gráficas

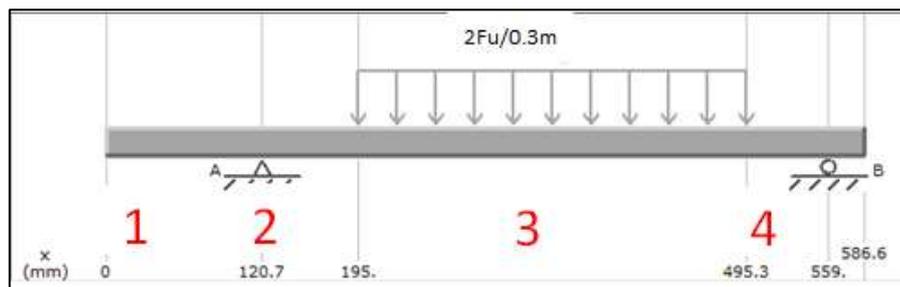


Figura 45. Seccionamiento del tambor motriz para el eje XZ

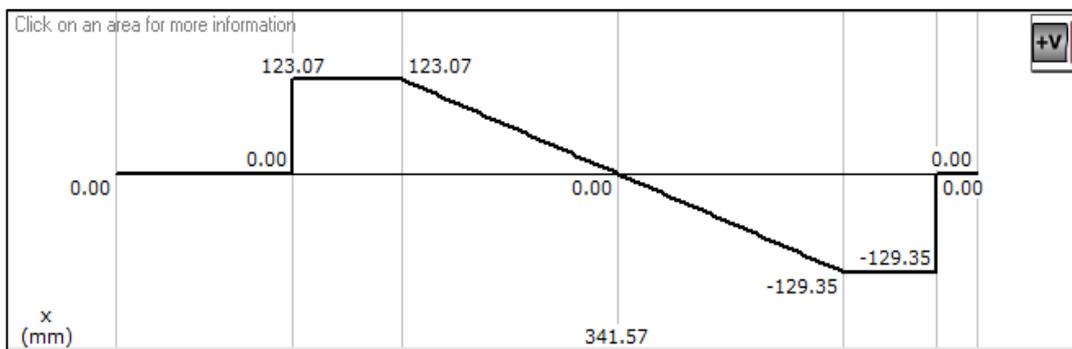


Figura 46. Diagramas de fuerzas cortantes del tambor motriz en el plano XZ

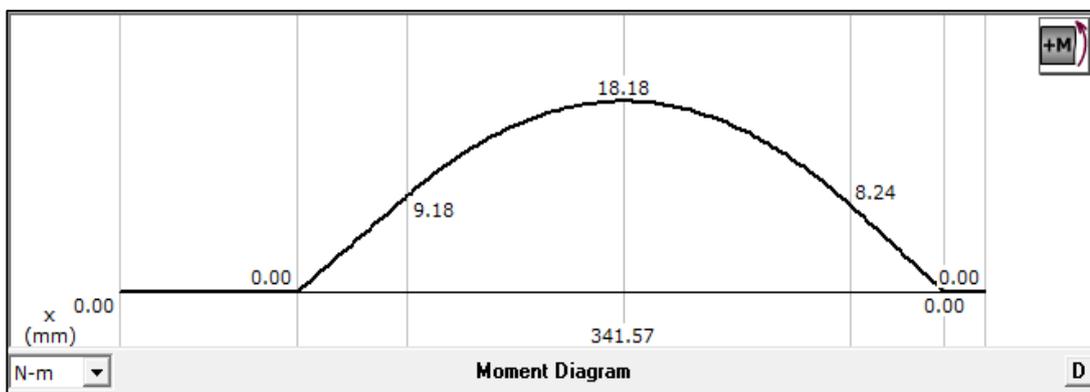


Figura 47. Diagramas de momentos flectores del tambor motriz en el plano XZ

4.2.7.1.3. DIÁMETRO MÍNIMO DEL EJE

Para verificar que el eje del tambor motriz está correctamente diseñado aplicamos la Teoría De La Energía De Distorsión para encontrar el diámetro mínimo.

$$d_{min} = \left[\frac{32 * n}{\pi * S_y} * (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

[132]

Dónde:

n: Factor de seguridad=2
M=momento flector máximo
T=momento torsor
Sy= Limite a la fluencia del material

De las Figuras 43 y 47 determinamos que el máximo momento será:

$$M = 55.93Nm$$

[134]

El momento torsor será el entregado por el reductor, de la Figura 4.2.8

$$T=M_2=14 Nm$$

[135]

Finalmente de la Tabla 8 se obtiene:

$$S_y = 241 MPa = 241 * 10^6 \frac{N}{m^2}$$

[136]

Reemplazando en la ecuación [133]

$$d_{min} = \left[\frac{32 * 2}{\pi * 241 * 10^6 \frac{N}{m^2}} * ((55.93Nm)^2 + (14 Nm)^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d_{min} = 0.017m = 17mm$$

[137]

De la Figura 33 se sabe que el menor diámetro del eje del tambor motriz será:

$$\varnothing_{tam} = 18mm$$

[137]

Por lo tanto:

$$\varnothing_{tam} > d_{min}$$

$$18mm > 17mm$$

[138]

Con esto corroboramos que el eje del tambor motriz está correctamente diseñado.

4.2.7.2. DISEÑO ESTÁTICO DEL TAMBOR MOTRIZ

El eje está sometido a flexión alternante y torsión continua, por tanto se tiene

Esfuerzo normal

$$\sigma_y = \frac{32M}{\pi * d^3}$$

[139]

Dónde:

M: momento flector máximo
d: diámetro menor del eje del tambor motriz

$$\sigma_y = \frac{32 * 55.93Nm}{\pi * (0.018m)^3} = 1.169 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$$

[140]

Esfuerzo torsor

$$\tau_{yz} = \frac{16T}{\pi * d^3}$$
[141]

Dónde:

M: momento torsor entregado por el reductor
 d: diámetro menor del eje del tambor motriz

$$\tau_{yz} = \frac{16 * 14Nm}{\pi * (0.018m)^3} = 1.463x10^7 \frac{N}{m^2}$$
[142]

Con este dato se obtiene los principales esfuerzos normales, que constituyen la base para el diseño estático, a través de la siguiente fórmula:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$
[143]

$$\sigma_{1,2} = \frac{1.169x10^8 \frac{N}{m^2}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{1.169x10^8 \frac{N}{m^2}}{2}\right)^2 + \left(1.463x10^7 \frac{N}{m^2}\right)^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{1.169x10^8 \frac{N}{m^2}}{2} + \sqrt{\left(\frac{1.169x10^8 \frac{N}{m^2}}{2}\right)^2 + \left(1.463x10^7 \frac{N}{m^2}\right)^2}$$

$$\sigma_1 = 1.187x10^8 \frac{N}{m^2}$$

[144]

$$\sigma_2 = \frac{1.169x10^8 \frac{N}{m^2}}{2} - \sqrt{\left(\frac{1.169x10^8 \frac{N}{m^2}}{2}\right)^2 + \left(1.463x10^7 \frac{N}{m^2}\right)^2}$$

$$\sigma_2 = -1.803 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

[145]

Aplicando la Teoría de la Energía de la Distorsión:

$$S_A = \frac{S_Y}{\sqrt{1 + \frac{\sigma_2}{\sigma_1} + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^2}}$$

(4.2.95)

$$S_A = \frac{241 * 10^6 \frac{N}{m^2}}{\sqrt{1 + \frac{-1.803 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}{1.187 \times 10^8 \frac{N}{m^2}} + \left(\frac{-1.803 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}{1.187 \times 10^8 \frac{N}{m^2}}\right)^2}}$$

$$S_A = 2.428 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$$

[146]

Factor de seguridad:

$$n = \frac{S_A}{\sigma_1}$$

[147]

$$n = \frac{2.428 \times 10^8 \frac{N}{m^2}}{1.187 \times 10^8 \frac{N}{m^2}}$$

$$n \approx 2.05$$

[148]

Como $n > 2$ no fallara estáticamente.

4.2.7.3. DISEÑO DINÁMICO DEL TAMBOR MOTRIZ

Se considera la sección 1 como la más crítica, aplicando el criterio de fatiga (SHINGLEY, 1989), se obtiene la siguiente fórmula:

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

[149]

Donde:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga del eje del tambor motriz.

k_a : Factor de Superficie

k_b : Factor de tamaño

k_c : Factor de confiabilidad

k_d : Factor de temperatura

k_e : Factor de modificación por concentración de esfuerzos = 0.56

k_f : Factor de esfuerzos diversos

$$S'_e = 0.5 * S_{ut}$$

[150]

Donde

$$S_{ut}: \text{resistencia a la tension del material} = 241 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Por lo tanto:

$$S'_e = 0.5 * \left(241 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) = 1.205 * 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

[151]

El k_a se obtiene de (SHINGLEY, 1989, pág. 308) Para $S_{ut} = 2,41 * \text{GPa}$, laminado en caliente

$$k_a = 0.65$$

[152]

El k_b se obtiene de la fórmula (SHINGLEY, 1989, pág. 313); formula 7-16.

$$k_b = 1.189 * d^{-0,097}$$

[153]

$$k_b = 1.189 * 18^{-0,097} = 1.766$$

[154]

El k_c se obtiene de la fórmula (SHINGLEY, 1989, pág. 319); tabla 7-7.

$$k_c = 0.897 \text{ Para una confiabilidad del 90\%}$$

[155]

El k_d se obtiene de (SHINGLEY, 1989, pág. 321).

$$k_d = 1 \text{ Para } T < 450^\circ\text{C}$$

[156]

El k_e se obtiene de (SHINGLEY, 1989, pág. 322); $k_e = \frac{1}{k_f}$

[157]

Donde k_f : *factor de la reduccion de la resistencia de un elemento* y se halla a través de la siguiente fórmula:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1}$$

[158]

Donde

q: Sensibilidad de las ranuras.

k_f : *factor que afectan al diseño* = 1

Ya que esta sección no hay concentración de esfuerzos $q=0$ y $K_f=1$, por lo tanto.

$$k_f = 1$$

[159]

Consecuentemente

$$k_e = 1$$

[160]

Reemplazando todos los datos en la ecuación 149 tenemos:

$$S_e = 120.5 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0.65 * 0.92 * 0.897 * 1 * 1 * 1$$

$$S_e = 1.241 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

[161]

Según el criterio de Goodman (GARCIA NARVAEZ, 2010, pág. 99), la siguiente expresión permite calcular el diámetro mínimo requerido para que el diseño no falle por fatiga.

$$\frac{\sigma_a * FS}{S_e} + \frac{\sigma_m * FS}{S_{ut}} = 1$$

[162]

Donde:

$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{32 * 55.93Nm}{\pi * (d)^3}$$

[163]

$$\sigma_m = \frac{\sqrt{3} * T}{d^3}$$

$$\sigma_m = \frac{\sqrt{3} * 14Nm}{d^3}$$

[164]

Reemplazando todos los datos en la fórmula [162]

$$\frac{32 * 55.93Nm}{\pi * (d)^3} + \frac{\sqrt{3} * 14Nm}{d^3} = 1$$

$$\frac{1.241 \times 10^8 \frac{N}{m^2}}{1.241 \times 10^8 \frac{N}{m^2}} + \frac{241 * 10^6 \frac{N}{m^2}}{241 * 10^6 \frac{N}{m^2}} = 1$$

$$d \approx 0.17m$$

[165]

De los datos obtenidos se comprueba que: para el diámetro más crítico en el tambor motriz que es 0.18m no fallará ni estática ni dinámicamente:

4.2.8. DISEÑO DE LA MESA DE LA BANDA TRANSPORTADORA

En la sección 4.2.3 y Figura 4.2.3 determinamos empíricamente las medidas de la mesa, mientras que el material y espesor se determinó en la sección 4.1.3.3 para que soporte vertical y lateralmente el material dentro de la banda transportadora, teniendo así las siguientes piezas que en su conjunto formaran la mesa de soporte de la banda transportadora.

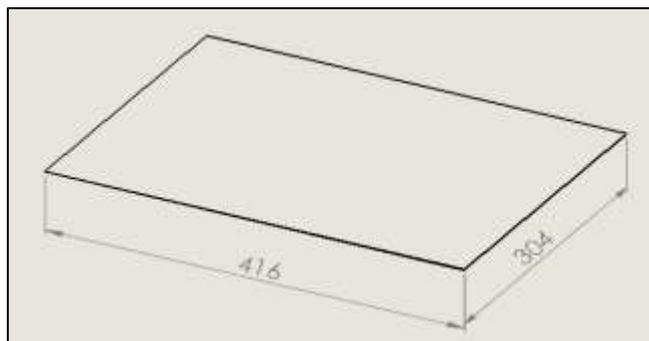


Figura 48. Base de la mesa de la banda transportadora

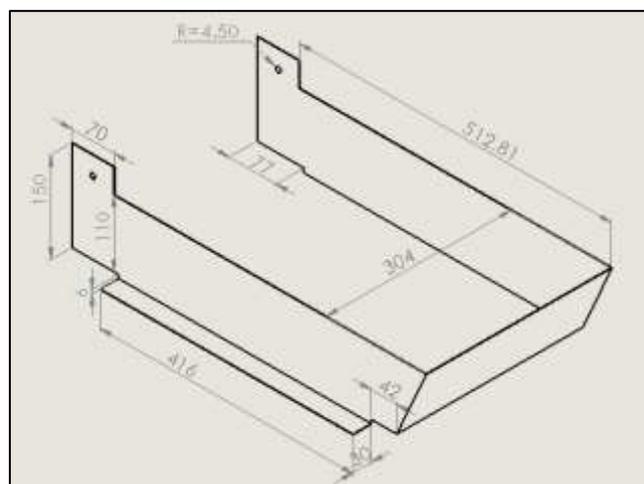


Figura 49. Laterales de la mesa de la banda transportadora

4.2.8.1. COMPUERTA REGULADORA DE DOSIFICACIÓN

Es indispensable diseñar una compuerta acoplada a la mesa de la banda transportadora, que regule el flujo de descarga y aumente la precisión de dosificación. Además de cumplir con las siguientes características:

- De fácil maniobrabilidad y diseño.
- Ser construida con un material apto para la industria alimenticia y que brinde las características mecánicas suficientes para soportar la fuerza que ejerce el material en las paredes de la banda transportadora.

Tomando en cuenta las anteriores necesidades y basándonos en los cálculos realizados en la sección 4.1.3.3 la compuerta tendrá 1mm de espesor, de acero inoxidable AISI 304 y las siguientes medidas.

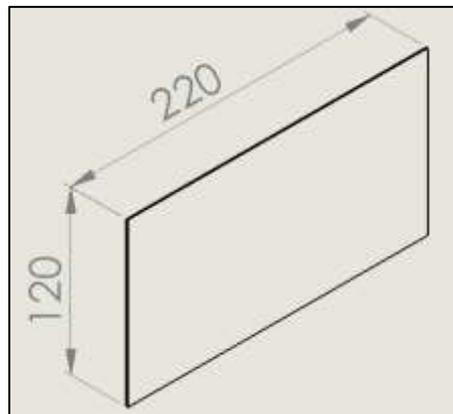


Figura 49. Compuerta de regulación de dosificación

4.2.8.1.1. EJE DE LA COMPUERTA REGULADORA

La compuerta estará fijada a un eje de acero A36, de módulo de elasticidad 250Mpa, que será el encargado de proporcionar el movimiento de abrir y cerrar la compuerta.

La presión horizontal ejerce una fuerza sobre la compuerta.

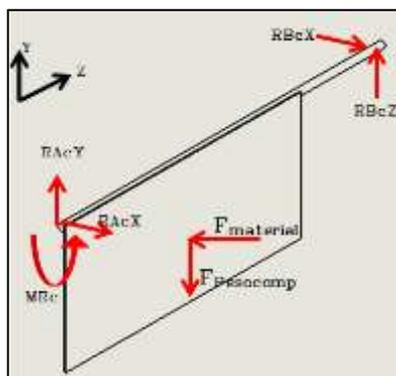


Figura 51. Fuerzas que actúan en la compuerta de regulación de dosificación

Si se conoce el área donde actúa la presión (Figura 49), se despeja la fuerza y se obtiene:

$$F_{material} = Ph_{material} * A_{compuerta} \quad [166]$$

$$F_{material} = 110.1Pa * 0.05348m$$

$$F_{material} = 5.9N \quad [167]$$

De la figura 49 podemos destacar las siguientes características, tomadas del **Solid Works Calcular>Propiedades Físicas**.

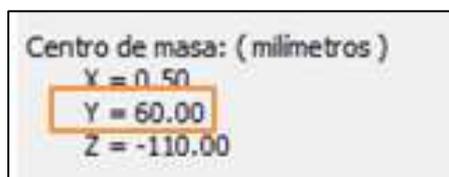


Figura 52. Características físicas de la compuerta

Por lo tanto la fuerza del material produce un momento en el eje de:

$$M_{compuerta} = F_{material} * Y \quad [168]$$

$$M_{compuerta} = 5.9N - 0.06m$$

$$M_{compuerta} = 0.354Nm$$

[169]

El $M_{compuerta}$ es el momento máximo presente.

Para determinar el diámetro mínimo del eje, utilizamos la fórmula del esfuerzo máximo.

$$\frac{S_y}{n} = \frac{M * c}{I}$$

[170]

S_y : Modulo de elasticidad = 250MPa

n : factor de seguridad = 2

M : momento máximo = $M_{compuerta} = 0.354Nm$

c : distancia desde el eje neutro = $d/2$

I : inercia del eje = $\frac{\pi d^4}{64}$

Por lo tanto:

$$\frac{250MPa}{2} = \frac{0.354Nm * \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{64}}$$

[171]

Despejando "d" se obtiene el diámetro mínimo del eje del regular de dosificación.

$$d_{min_reg} = 0.003m$$

[172]

4.2.8.1.2. Selección Del Motor De La Compuerta Reguladora

Dada las características que debe poseer este motor, se elige un motor a pasos como el que se muestra en la figura siguiente:



Figura 53. Motor paso a pasos de la compuerta reguladora de dosificación

Fuente: (ALIEXPRESS, 2015)

Las principales características de este motor se detallan en la siguiente tabla

nombre del producto	motor paso a paso
el ángulo de paso	1.8& deg;
corriente nominal	0.4a
motor eléctrico de la inductancia	21mh
resistente motor eléctrico	ohm 12
la velocidad nominal	1000 rpm
el par nominal	3.6kg. Cm
diámetro del eje	6.5mm/0.26"
Motor eléctrico parte tamaño(aprox.)	6.5 5.5 x x 4.5cm/2.6" x 2.2" x 1.8"(l*w*h)
la longitud del cable	51cm/20"
material	De metal, de plástico, de piezas
de color	Negro, negro

Figura 54. Características mecánicas del Motor paso a paso

Fuente: (ALIEXPRESS, 2015)

Finalmente el eje tendrá las siguientes dimensiones para que pueda acoplarse al eje del motor.

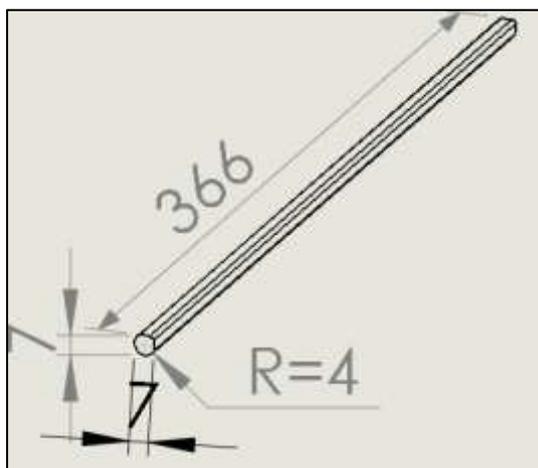


Figura 55. Dimensiones del eje del regulador de dosificación

4.2.8.2. SOPORTES DE LA MESA DE LA BANDA TRANSPORTADORA

Existirán tres soportes, de Acero tipo A36, de módulo de elasticidad 250Mpa y espesor 3mm.

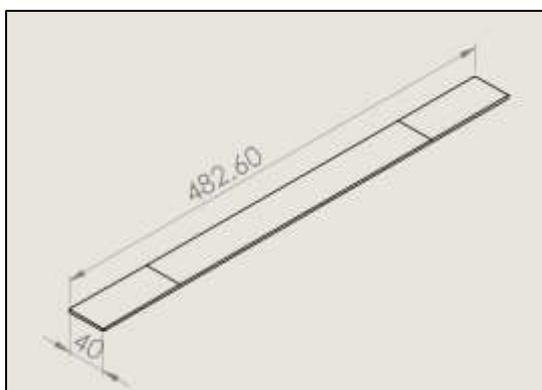


Figura 56. Soporte de la mesa de la banda transportadora.

Estos son los encargados de retener el peso del material, la mesa de la banda transportadora y el conjunto del regulador de dosificación como se muestra en la figura siguiente.

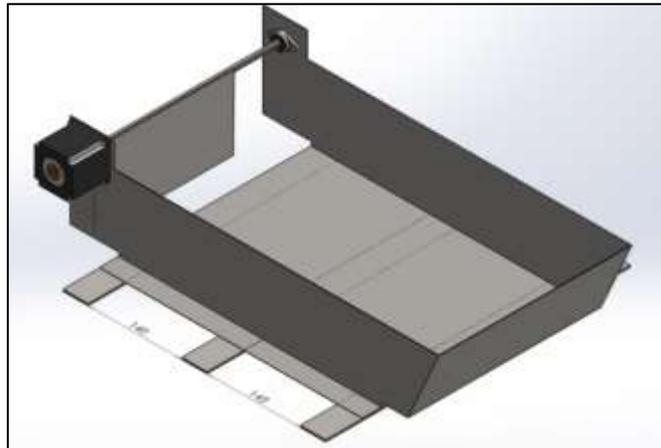


Figura 57. Soportes de la Mesa de la banda transportadora

4.2.9. DISEÑO DE LOS SOPORTES LATERALES DE LA BANDA TRANSPORTADORA

Se diseñan los soportes laterales con acero A36 y de espesor 5mm, de forma que sobrelleve de manera óptima el conjunto de piezas que forman la banda transportadora.

Por lo tanto tendrán las siguientes dimensiones:

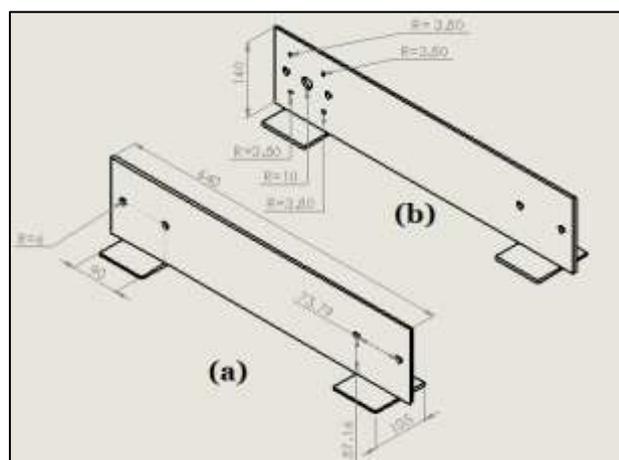


Figura 58. Soportes laterales izquierdo (a) y derecho (b) de la banda transportadora

4.2.9.1. ANÁLISIS ESTÁTICO DE LOS SOPORTES LATERALES DE LA BANDA TRANSPORTADORA

Para afirmar que el diseño es adecuado se realiza un estudio estático con la ayuda del SOLID WORK 2012 como herramienta informática.

Partimos del hecho que los soportes laterales contienen a los elementos que forman la banda transportadora.

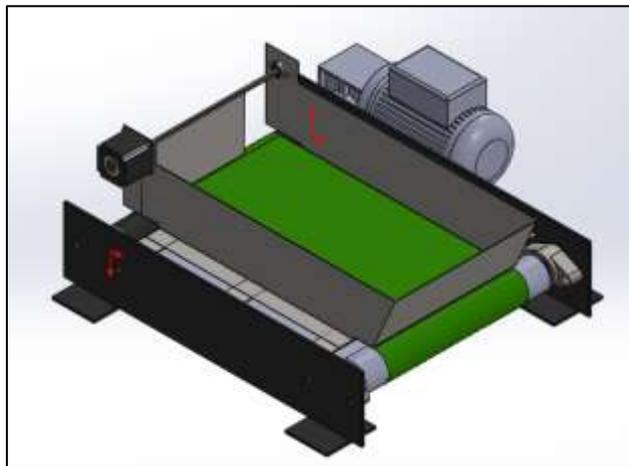


Figura 59. Banda transportadora

Fuente: El Autor

Siendo la mesa la encargada de retener el producto dentro de la banda para su dosificación, esta actúa similar a una tolva cuadrada, por lo que dentro de ella estarán presentes presiones verticales y presiones laterales.

Atendiendo el caso más crítico, cuando la mesa está totalmente cargada, y haciendo uso de las fórmulas de las secciones 4.1.2.2.2 y 4.1.3.1, obtenemos la siguiente tabla de valores para las presiones verticales y horizontales, incluido el peso de elementos externos como son la banda y los motores.

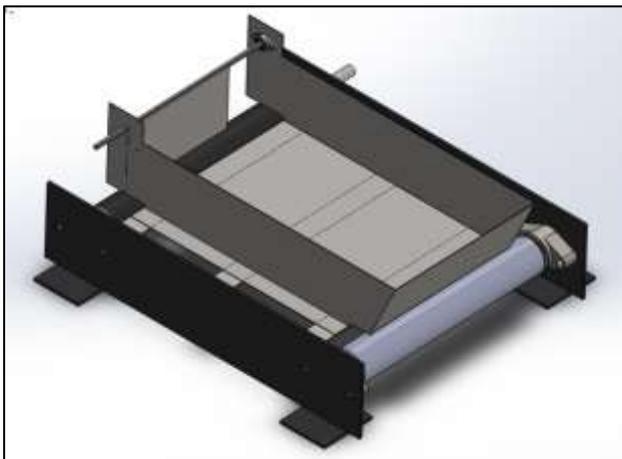
Tabla 8

Fuerzas y presiones en la mesa de la banda transportadora

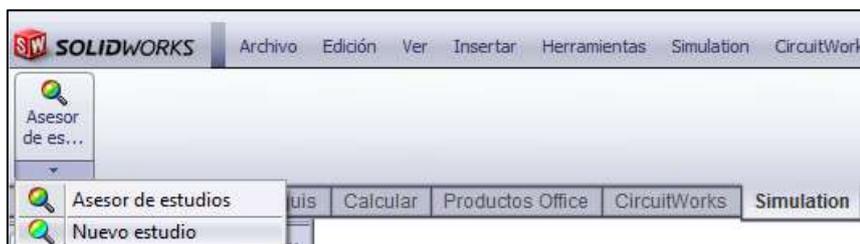
ELEMENTO	VALOR
$\gamma = \text{peso unitario}$	$2.852 * 10^3 \text{ N/m}^2$
$Rh = \text{radio hidráulico}$	365.6m
$k = \text{relacion entre presiones}$	0.33
$\mu' = \text{coeficiente de friccion interna}$	0.58
$Y = \text{Profundidad medida desde la superficie}$	0.117m
$Pv_{\text{mesa}} = \text{presion vertical mesa}$	333.6Pa
$Ph_{\text{mesa}} = \text{presion horizontal mesa}$	110.1Pa
$Pv_{\text{tolva}} = \text{Presion vertical de la tolva}$	$1.382 * 10^3 \text{ Pa}$
$Pv_{\text{total}} = \text{presion total en la mesa}$ $= Pv_{\text{mesa}} + Pv_{\text{tolva}}$	$1.716 * 10^3 \text{ Pa}$
$W_{\text{motor a pasos}} = 1.3 \text{ Kg} * 9.81 \text{ m/s}^2$	12.753N
$W_{\text{motorreductor}} = 3.6 \text{ Kg} * 9.81 \text{ m/s}^2$	35.316N
$W_{\text{banda}} = W_B = (\text{sección 4.2.7.1.1})$	7.453N

Se realiza los siguientes pasos para el análisis estático de nuestro conjunto.

- Se descartan los elementos externos del conjunto de la banda transportadora como son: los motores y la banda



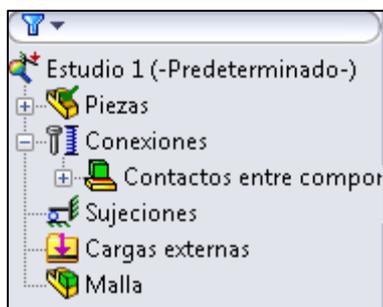
- En la barra de herramientas damos clic en **Simulación>Asesor de estudio>Nuevo Estudio**



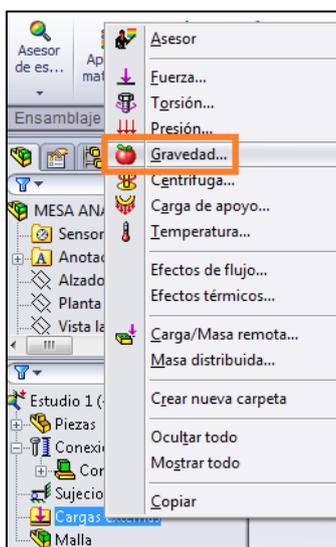
- Se nos despliega una lista de opciones donde, elegiremos **Estático** y damos en clic en el visto.



- En el lado izquierdo de la pantalla se despliega una lista, donde se elegirá los requisitos para nuestro estudio.



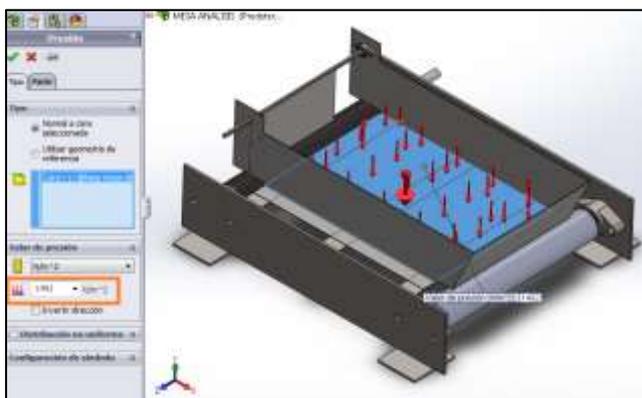
- Damos clic derecho en **Cargas externas** y seleccionamos **Gravedad**, nos aparece una nueva ventana a mano izquierdo, ahí damos click en el visto



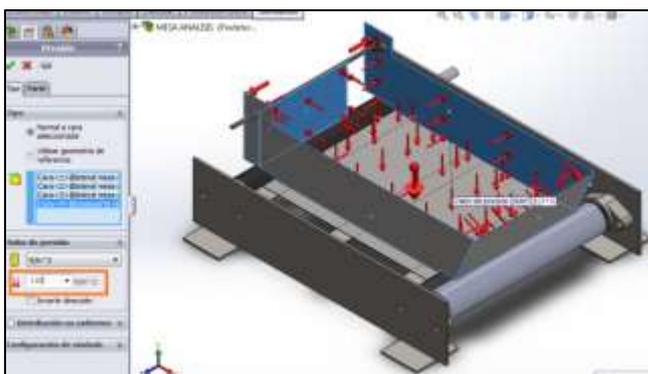
- Damos clic derecho en **Cargas externas** y seleccionamos **Presión**



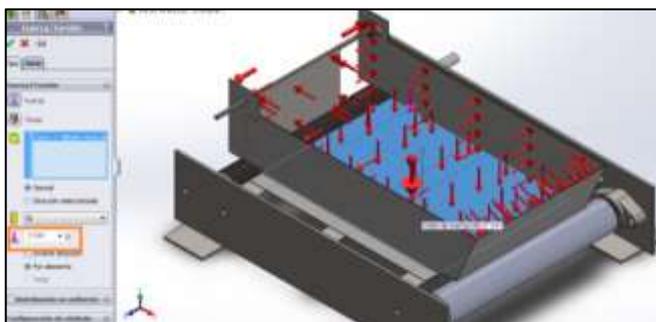
- Se nos despliega una ventana en el sector izquierdo, donde establecemos el valor de la presión en 1492 N/m^2 , que corresponde a la presión vertical dentro de la banda.



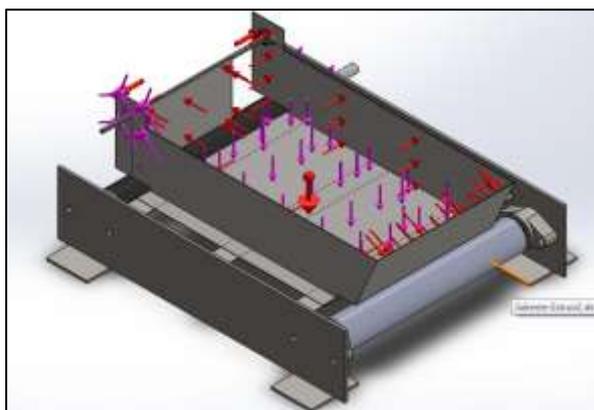
- De igual forma procedemos para las presiones horizontales. Clic derecho en **Cargas externas** y seleccionamos **Presión**, ahora colocamos un valor de 110.11 N/m^2 y seleccionamos las paredes horizontales.



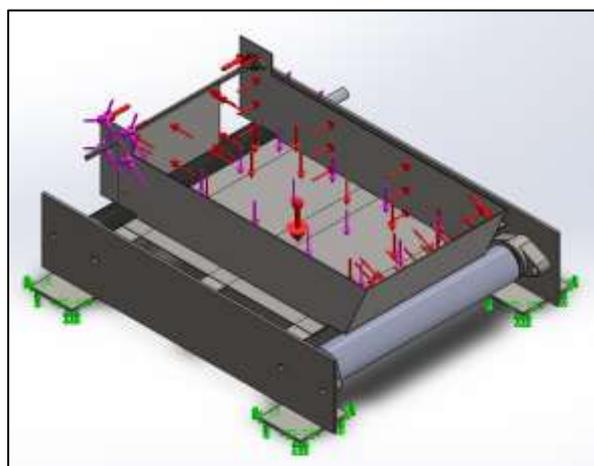
- Insertamos el peso de la banda Clic derecho en **Cargas externas** y seleccionamos **Presión**, ahora colocamos un valor de 7.453 N y seleccionamos las base.



- De igual forma procedemos para las fuerzas ejercidas por el peso de los motores, pero divididas para el número de soportes (tornillos), quedando $12.753N/4 = 3.18N$ para los tornillos del motor a pasos, $35.316N/4 = 8.8N$ para cada tornillo del motorreductor



- Clic derecho en **Sujeción>Geometría fija** y marcamos la base de los soportes laterales de la banda transportadora.



- Finalmente En la barra de herramientas **Simulación** se nos habilita la opción **Ejecutar**, damos clic y esperamos a que finalice el proceso.



Al terminar el estudio obtendremos una gráfica donde estarán los esfuerzos de Von Mises, como se muestra en la figura 60, de donde obtenemos el dato del mayor esfuerzo presente.

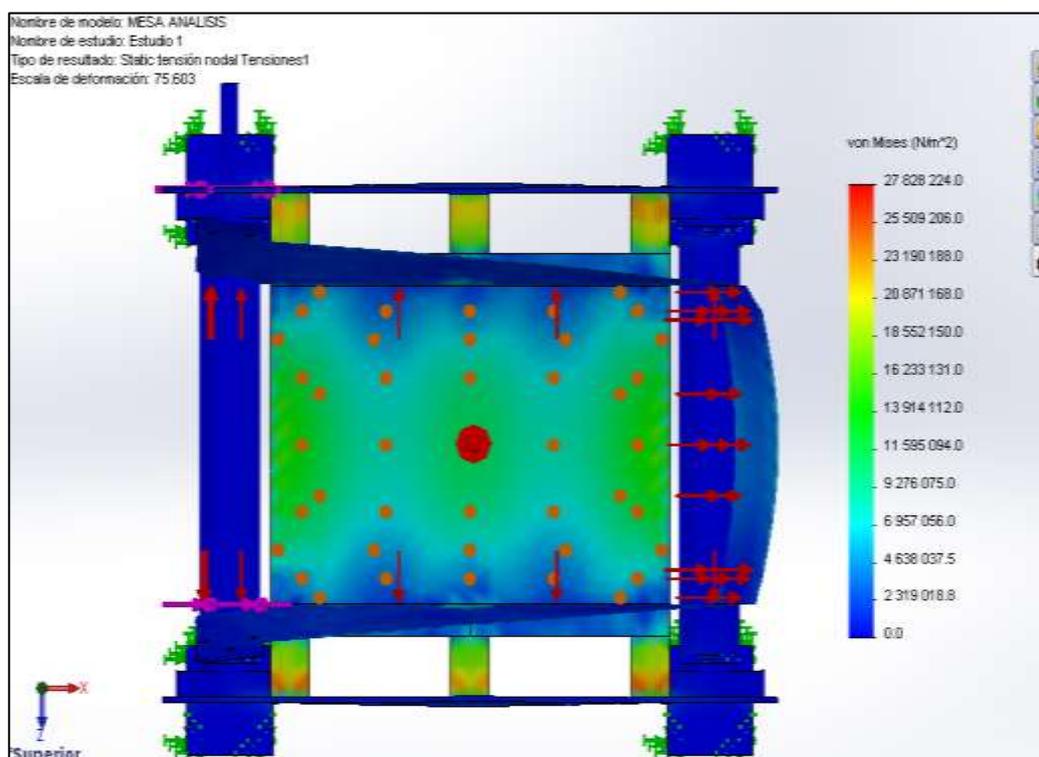


Figura 60. Resultados del análisis estático del conjunto de la banda transportadora

Del desarrollo del análisis estático nos interesa conocer cual son los esfuerzos máximos presentes en el estudio y en donde se encuentran localizados para observar posibles fallas.

En este estudio el mayor esfuerzo se encuentra presente en la unión de los soportes de la mesa de la banda transportadora y los soportes laterales, equivalente a:

$$\sigma_{\max_btransp} = 27828224Pa = 27.82Mpa \quad [173]$$

Los soportes de la mesa tiene un están hechos acero A36 y presentan un esfuerzo admisible de:

$$\sigma_{soporte_mesa} = 250Mpa \quad [174]$$

Comparados con los esfuerzos máximos presentes en nuestro estudio, se deduce que

$$\sigma_{\max_btransp} < \sigma_{soporte_mesa} \quad [175]$$

Con este resultado aseguramos que los componentes de la banda transportadora están correctamente diseñados.

4.3. BOCA DE DOSIFICACIÓN

Este elemento es una pequeña tolva que se encarga de suministrar directamente el producto a las bolsas de empacado, de una manera eficiente, evitando el derramamiento del producto proveniente de la banda transportadora.

Si partimos del hecho que la banda transportadora tiene un ancho de 300mm, el ancho de apertura de la tolva tiene que ser igual o mayor a este para evitar que el producto se desperdicie, además de la sección 4.1.2.1 conocemos que el ángulo mínimo para que el material fluya en una tolva es $\theta \geq 45^\circ$.

El diseño de esta tolva tendrá una entrada rectangular y una salida circular, para ello utilizaremos los datos y fórmula de la sección 4.1.2.2, para determinar el ancho mínimo de boca para una salida circular:

$$b_{minc} = 5 * d_o * \sqrt{k} \quad [176]$$

Dónde:

d_o : 95% del mayor tamaño de la partícula = 0.036m

k : parametro dependiente de forma = 0.33

Por lo tanto:

$$b_{minc} = 5 * 0.036m * \sqrt{0.33}$$

$$b_{minc} \approx 0.11m \quad [177]$$

Haciendo referencia a los datos obtenidos en la sección 4.1.3, la boca dosificadora se diseña con un espesor de 1m y acero inoxidable AISI 304, bajo las siguientes medidas y forma.

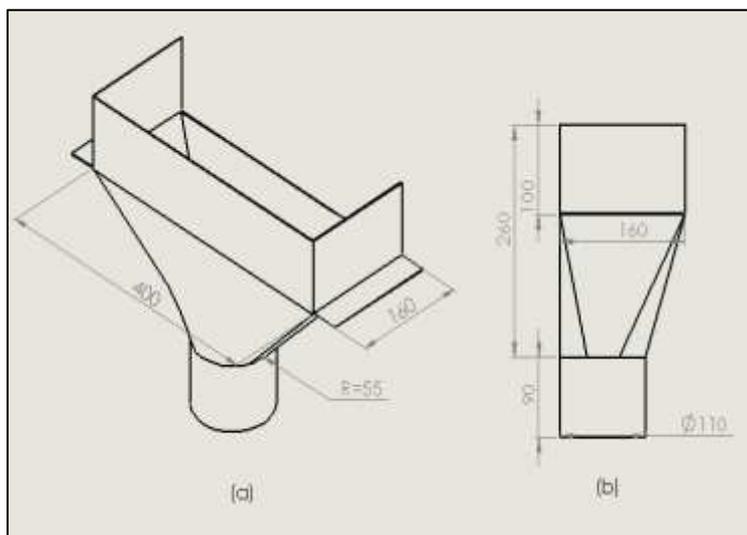


Figura 61. Medida en mm de la de la boca de dosificación, (a) vista isométrica y (b) vista lateral.

4.3.1. ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA BOCA DOSIFICADORA

Para realizar el análisis estático de la boca dosificadora primeramente es necesario conocer las presiones verticales y horizontales que produce el material en las paredes de la tolva.

Para el caso más crítico, cuando la tolva está totalmente cargada, se hace uso de las fórmulas de las secciones 4.1.2.2.2 y 4.1.3.1, obteniendo la siguiente tabla.

Tabla 10.*Presiones presentes en la boca dosificadora*

ELEMENTO	VALOR
$\gamma = \text{peso unitario}$	$2.852 * 10^3 \text{ N/m}^2$
$Rh_{rec} = \text{radio hidráulico paredes rectas}$	57.14m
$Rh_{cilin} = \text{radio hidráulico cilindro}$	0.0275m
$k = \text{relacion entre presiones}$	0.33
$\mu' = \text{coeficiente de friccion interna}$	0.58
$Yr = \text{Profundidad seccion recta}$	0.160m
$Yc = \text{Profundidad seccion cilindro}$	0.09m
$Pv_{recta} = \text{presion vertical seccion recta}$	456.224Pa
$Ph_{recta} = \text{presion horizontal mesa}$	150.554Pa
Pi_{recta} $= \text{presion paredes inclinadas seccion recta}$	$439.33 * \text{Pa}$
$Pv_{cilindro} = \text{presion vertical seccion recta}$	190.754Pa
$Pv_{Tcil} = \text{presion total en el cilindro}$	$646.978 * \text{Pa}$
$Pv_{Tcil} = Pv_{recta} + Pv_{cilindro}$	
$Ph_{cilindro} = \text{presion horizontal del cilindro}$	$213.503 * \text{Pa}$
$Pi_{cilindro} = \text{Presion paredes inclinadas cilindro}$	$623.02 * \text{Pa}$

Utilizamos el SolidWork Como herramienta informática para desarrollar de este estudio, siguiendo un proceso similar al de la sección 4.2.9.1 ingresamos como cargas la gravedad, las respectivas presiones de paredes inclinadas en la sección rectangular (Pi_{recta}) y sección circular ($Pi_{cilindro}$), y como soporte utilizaremos las solapas laterales de la tolva.

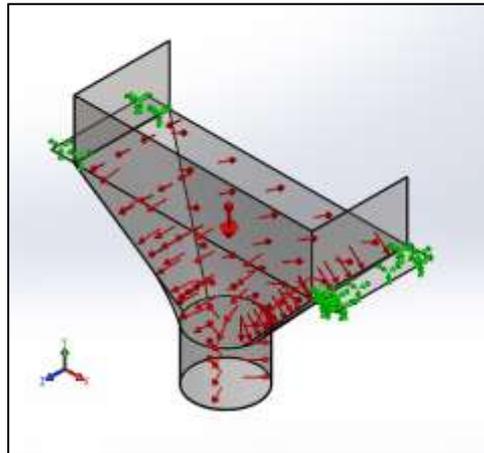


Figura 62. Parámetros para análisis estático en SolidWork en la boca de dosificación

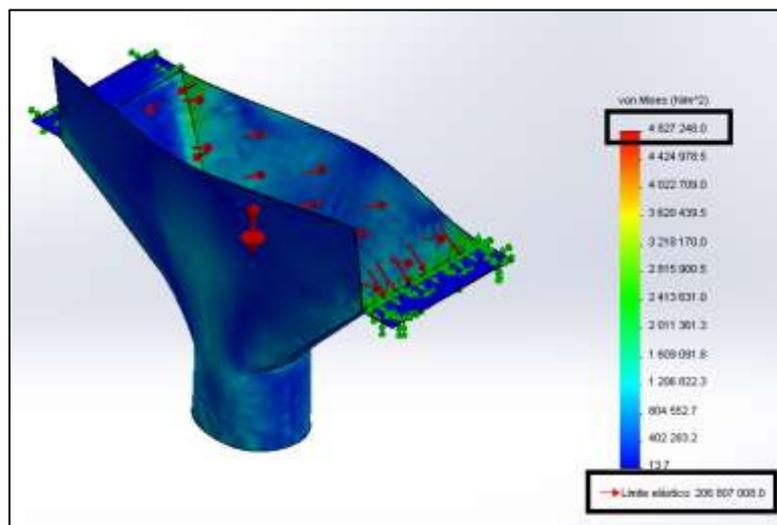


Figura 63. Resultado del análisis estático en la boca del dosificador

Fuente: El Autor

Del resultado anterior se obtiene el máximo esfuerzo presente en la tolva que es:

$$\sigma_{maxboca} \approx 4.8MPa$$

[178]

Comparando con el límite elástico de un acero inoxidable AISI 304

$$\sigma_{AISI\ 304} = 206MPa$$

[179]

Podemos concluir que

$$\sigma_{maxboca} < \sigma_{AISI\ 304}$$

[180]

Por lo tanto se demuestra que el diseño de la boca dosificadora es correcto

4.4. DISEÑO SISTEMA DE SUJECIÓN

El sistema de sujeción constara de dos pinzas, encargadas de sujetar el paquete tipo doypack de hasta 400g y los sacos para empaques de hasta 30kg.

Estas pinzas serán de un diseño simple, capaz de soportar la descarga del dosificador y sostener la funda con el material, pilotadas a través de motores eléctricos y cada pinza estará acoplada al sistema de pesaje.

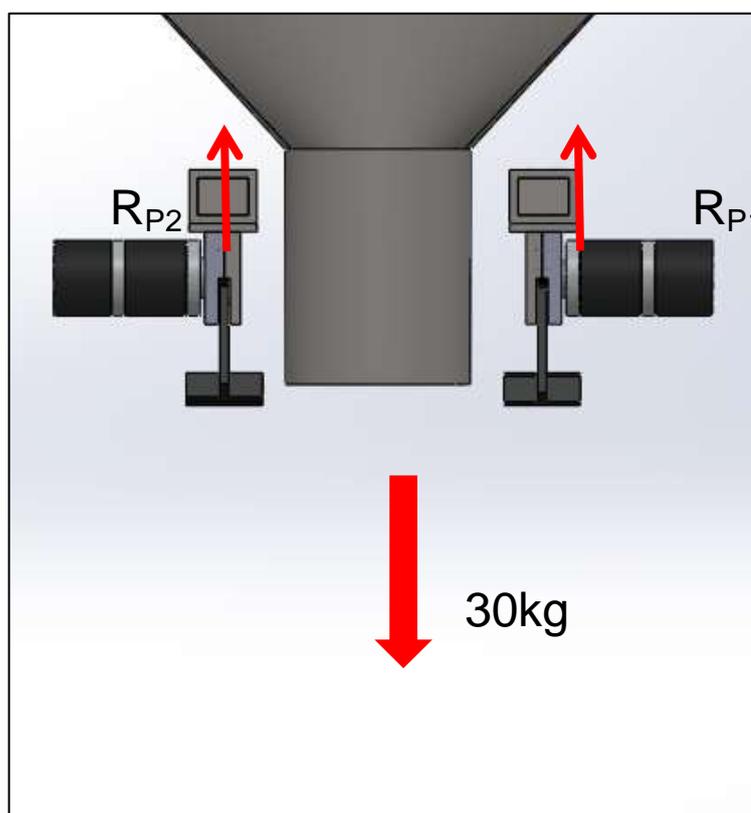


Figura 64. Vista frontal del sistema de sujeción

De la figura anterior se deduce que cada pinza sostendrá la mitad del peso del saco dosificado, ósea 15kg por pinza.

Cada pinza estará diseñada bajo las siguientes medidas:

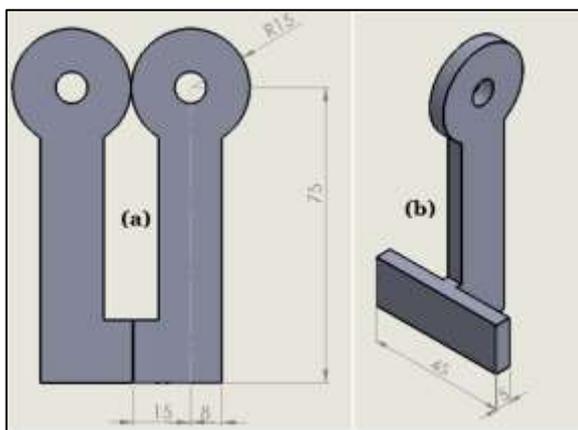


Figura 65. Vista frontal (a) y vista isométrica (b) de la pinza de sujeción

Las fuerzas que actúa sobre cada pinza serán:

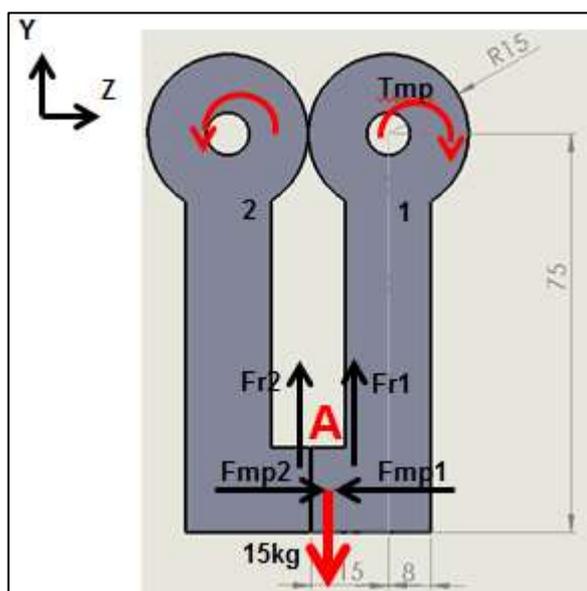


Figura 66. Pinza de sujeción

Dónde:

- Fr1: Fuerza de fricción pinza 1
- Fr2: Fuerza de fricción pinza 2
- Fmp1: Fuerza entregada por el engranaje 1
- Fmp2: Fuerza entregada por el engranaje 2
- Tmp: Torque entregado por el motor

4.4.1. SELECCIÓN DEL MOTOR PARA LAS PINZAS DE SUJECIÓN

Se realiza una sumatoria de fuerzas de la figura 66

$$\sum Y = 0 \quad [181]$$

$$Fr1 + Fr2 - 15kgf = 0$$

$$Fr1 + Fr2 = 15kgf \quad [182]$$

Si:

$$Fr1 = Fr2 \quad [183]$$

Entonces:

$$2Fr1 = 15kgf$$

$$Fr1 = \frac{15kgf}{2}$$

$$\mathbf{Fr1 = 7.5Kgf = Fr2} \quad [184]$$

La pinza estará diseñada con un sistema de engranajes, que transmitirá la fuerza a los dos extremos de la pinza en igual magnitud, por lo tanto:

$$Fpm1 = Fpm2 \quad [185]$$

Si analizamos el extremo derecho de la pinza

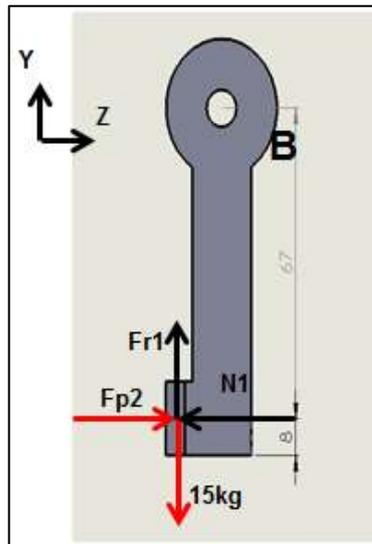


Figura 67. DCL en la pinza 1

$$\sum z = 0$$

[186]

$$Fp2 - N1 = 0$$

$$Fp2 = N1$$

[187]

Si se sabe que:

$$Fr1 = \mu * N1$$

[188]

Se despeja la normal

$$N1 = \frac{Fr1}{\mu}$$

[189]

Reemplazando [189] en [187] se obtiene la fuerza necesaria que debe aplicar la pinza ($Fp2$) para sujetar el empaque y producto.

$$Fp2 = \frac{Fr1}{\mu}$$

[190]

Se conoce que el coeficiente de fricción estática para un polímero y un metal, adicionado superficies de alto coeficiente de rozamiento estático, se obtendrá un $\mu = 0.5$, por tanto la fuerza será:

$$Fp2 = \frac{7.5kgf}{0.5}$$

$$\mathbf{Fp2 = 15Kgf = 147N}$$

[191]

Por lo tanto el torque necesario para Aplicar dicha fuerza será:

$$Tmp = Fp2 * y * n$$

[192]

Dónde:

y: Distancia desde el eje de la pinza a la fuerza.
n: factor de seguridad=1.5

$$Tmp = 147N * 0.067m * 1.5$$

$$\mathbf{Tmp = 14.7Nm}$$

[193]

Se elige un servomotor por su alto par, su control y su tamaño para nuestro diseño, del sitio web (ALIEXPRESS, 2015), se escoge el siguiente servo motor por satisfacer nuestras necesidades de diseño:



Figura 68. Servomotor para pinzas de sujeción.

Fuente: (ALIEXPRESS, 2015)

Cuyas características se describen a continuación:

Tabla 11.

Características del servomotor de las pinzas de sujeción

CARACTERÍSTICAS SERVOMOTOR DE PINZAS	
Voltaje	24VDC
Corriente	800mA
Torque	16Nm
Potencia	30W
Velocidad	160rpm

Fuente: (ALIEXPRESS, 2015)

4.4.2. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES DE LAS PINZAS DE SUJECIÓN

De las medidas dadas en la Figura 65 se sabe que el diámetro primitivo de los engranajes será:

$$D_p = 30mm$$

De la publicación CALCULO Y DIBUJO DE ENGRANES se tiene las siguientes fórmulas para el diseño de los engranajes

Diámetro de primitivo

$$Dp = md * Nd$$

[195]

Dónde:

md: módulo

Nd: Número de dientes

De la publicación en (SLIDESHARE, 2012), se opta por un módulo:

$$md = 1.5$$

[196]

Reemplazando (194) y (196) en (195) se obtiene el número de dientes necesarios para nuestro engranaje.

$$30 = 1.5 * Nd$$

$$Nd = \frac{30}{1.5}$$

$$Nd = 20 \text{ dientes}$$

[197]

Paso circunferencial:

$$Pc = \frac{\pi * Dp}{Nd}$$

[198]

Reemplazando [195] y [197] en [198] se tiene:

$$Pc = \frac{\pi * 30mm}{20}$$

$$Pc = 4.712mm$$

[199]

El Diámetro exterior:

$$De = md * (Nd + 2)$$

[200]

Reemplazando (196) y (197) en (200):

$$De = 1.5(20 + 2)$$

$$De = 33mm$$

[201]

Espesor del diente:

$$espesor = 0.5 * Pc$$

[202]

Reemplazo [199] en [202]

$$espesor = 0.5 * 4.712mm$$

$$espesor = 2.356mm$$

[203]

Altura del diente:

$$hd = 2.167 * md$$

[204]

Reemplazo [296] en [204]

$$hd = 2.167 * 1.5$$

$$hd = 3.2505mm$$

[205]

Diámetro interior:

$$Di = De - 2h$$

[206]

Reemplazo [201] y [205] en [206] :

$$Di = 33 - 2 * (3.2505)$$

$$Di = 26.499 \approx 26.5mm$$

[207]

Filete mínimo:

$$fm = espesor/6$$

[208]

Reemplazo [203] en [208]:

$$fm = 2.356/6$$

$$fm \approx 0.4mm$$

[209]

Finalmente nos resta encontrar el espesor del engranaje, para esto utilizamos la fórmula de resistencia estática de (ING. RINGEGNI, 2005, pág. 29)

$$P = \frac{Y * md * l * \sigma_{adm} * v}{100} [kW]$$

[210]

Dónde:

P: Potencia del motor= 13W=0.013kW, Tabla No. 11

Y: Factor de forma que depende del número de dientes y el ángulo de presión.

m_d = módulo del engranaje
 l : espesor del engranaje
 $\sigma_{adm} = 530 \text{ Mpa}$
 v = velocidad del motor [m/s]

Se conoce que:

$$Y * m_d = \frac{\text{espesor}^2}{6 * h_d} \quad [211]$$

Reemplazando [203] y [205] en [211] se tiene:

$$Y * m_d = \frac{(0.002356 \text{ m})^2}{6 * (0.0032505 \text{ mm})}$$

$$Y * m_d = 0.00028 \text{ m} \quad [212]$$

Reemplazando [212] en [210], reemplazando datos y despejando el espesor del engranaje "l"

$$l = \frac{100 * P}{0.00028 \text{ m} * \sigma_{adm} * v} \quad [213]$$

Para encontrar la velocidad v , partimos desde la velocidad angular del motor

$$w = 160 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}} = \frac{16}{13} \text{ rad/s} \quad [214]$$

Si se conoce que:

$$v = w * r \quad [215]$$

Se reemplaza los valores de la velocidad angular del motor [215] y el radio primitivo.

$$v = \frac{16}{13} \text{rad/s} * 0.0015\text{m}$$

$$v = \frac{16}{13} \text{rad/s} * 0.0015\text{m}$$

$$v = 0.025 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

[216]

Reemplazando todos los valor en se tiene:

$$l = \frac{100 * (0.013\text{KW})}{0.00028\text{m} * 530\text{MPa} * 0.025\text{m/s}}$$

$$l = 0.3\text{mm}$$

[217]

Para nuestro diseño se tomó un **espesor de 5mm**.

4.4.3. DISEÑO DEL EJE DE LA PINZA DE SUJECIÓN.

Las fuerzas que intervienen en las pinzas son las siguientes

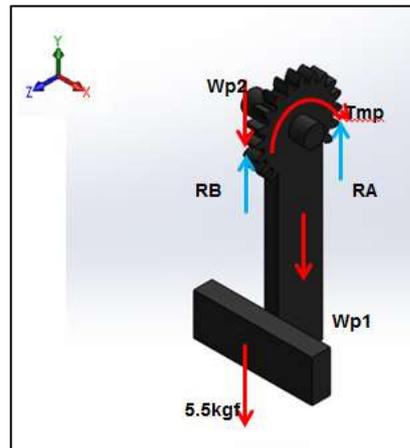


Figura 69. Fuerzas presentes en las pinzas de sujeción.

Dónde:

Wp1: Peso de la pinza 1 [kg]

Wp2: Peso de la pinza 2 [kg]

Tmp: Torque entregado por el motor a la pinza =16Nm

En **SolidWork > Calcular>Propiedades Físicas** nos da los siguiente datos.

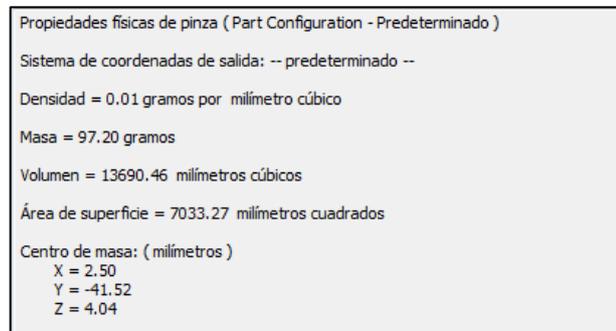


Figura 70. Propiedades Físicas de la pinza.

De la anterior gráfica se obtiene la masa total de la pieza

$$mp1 = 0.0972kg \quad [218]$$

Por lo tanto el peso de la pieza será:

$$Wp1 = mp1 * g \quad [219]$$

$$Wp1 = 0.0972kg * 9.81m/s^2$$

$$Wp1 \approx 0.96 \quad [220]$$

La pinza 1 y la pinza 2 son simétricas entonces:

$$Wp1 = Wp2 \approx 0.96N \quad [221]$$

Además se hace una transformación al peso entregado por el producto

$$5.5kgf=53.9N \quad [222]$$

De la Figura 70 que la masa de la pieza produce un momento en el eje. Por lo tanto realizamos una sumatoria de todos los momentos presentes en la figura.

$$\sum M = T_{max}$$

[223]

$$16Nm - (Wp1 * 0.004m) - (53.9N * 0.015m) - (Wp2 * 0.03m) = T_{max}$$

Reemplazando [221] en [223]

$$16Nm - (0.96N * 0.004m) - (53.9 * 0.015m) - (0.96N * 0.03m) = T_{max}$$

$$\mathbf{T_{max} = 15.16Nm}$$

[224]

Entonces:

$$\tau_{max} = \frac{16 * T_{max}}{\pi * d^3}$$

[225]

Dónde:

T_{max}: máximo momento presente en la pieza=15.16Nm

τ_{max} : Máximo resistencia a la torsión del eje

d: diámetro mínimo

Generalmente los ejes de los motores a pasos son hechos de acero AISI 1045 (WEG, 2014, pág. 13).

$$\tau_{max} = 560MPa$$

[226]

Despejando d tenemos:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 * T_{max}}{\pi * \tau_{max}}}$$

[227]

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 * 15.16Nm}{\pi * 560Mpa}}$$

$$d \approx 0.006m = 6mm$$

[228]

Si el diámetro del servomotor es:

$$d_{servomotor} = 12mm$$

[229]

Entonces:

$$d_{servomotor} > d$$

Se concluye que el diámetro del motor será suficiente para soportar las cargas presentes en la pinzas de sujeción.

Por lo tanto las pinzas tendrán las siguientes dimensiones:

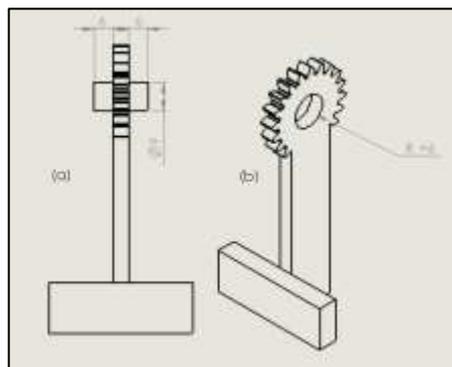


Figura 71. Pinza de sujeción 2 (a) y pinza de sujeción 1(b).

Con todos los datos encontrados en esta sección se puede construir una carcasa para todo el mecanismo.

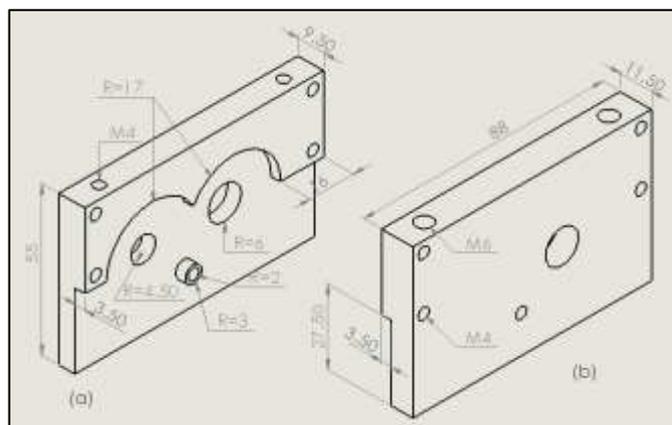


Figura 72 Carcaza de inferior (a) carcasa superior (b).

El mecanismo completo será:

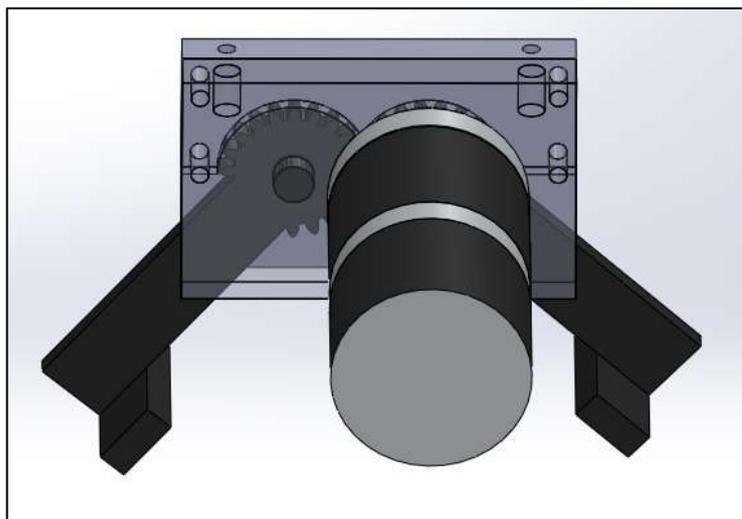


Figura 73. Carcaza de inferior (a) carcasa superior (b).

4.5. DISEÑO DEL SISTEMA PESAJE

El sistema de pesaje es el encargado de controlar la dosificación por medio de sensores sujetos a las pinzas de sujeción, es decir controla el encendido y apagado de la banda transportadora, dependiendo del peso sentido en las pinzas.

Para seleccionar el sensor más adecuado es indispensable conocer la carga total que soportará.

De la sección 4.4 se sabe que cada pinza soportará un máximo de:

$$W_p = 15\text{kgf} \quad [230]$$

A través del **SolidWork>Calcular>Propiedades Físicas**, podemos determinar el peso total del mecanismo que es:

$$W_{mp} \approx 2\text{kgf} \quad [231]$$

Por lo tanto si ubicamos un sensor por pinza, será necesario que soporte:

$$W_s = W_p + W_{mp} \quad [232]$$

$$W_s = 15\text{kgf} + 2\text{kgf}$$

$$W_s = 17\text{Kgf} \quad [233]$$

Con esta consideración y tomando en cuenta su fácil instalación y control se escoge una celda de carga (ALIEXPRESS, 2015), para 30kg, con las siguientes características:



Figura 74. Celda de carga.

Fuente: (ALIEXPRESS, 2015)

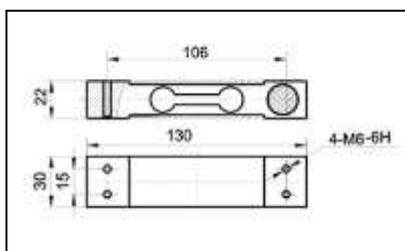


Figura 75. Medidas constructivas de la celda de carga.

Fuente: (ALIEXPRESS, 2015)

Tabla 12

Parámetros de la celda de carga.

量程	量程 Capacity(kg)	输出灵敏度 Output sensitivity mV/V
	5, 6, 8, 20, 40, 50	1.8±0.1 2.0±0.1
	2, 3, 5, 6, 8, 10	2.0±0.1
	30, 35, 40, 50	2.0±0.1
	1, 2, 4	2.0±0.1
应用	Application	计价秤
非线性	Nonlinearity %	0.02
重复性	Repeatability %	0.02
迟滞	Hysteresis %	0.02
蠕变	Creep(30min) %	0.03
温度灵敏度漂移	Temperature effect on sensitivity/°C	0.02
温度零点漂移	Temperature effect on zero/°C	0.005
零点平衡	Zero balance±%	±1.0
输入阻抗	Input resistance.Ω	402±8 1006±10
输出阻抗	Output resistance.Ω	360±3 1000±10
绝缘电阻	Insulation resistance M.Ω	5000
推荐激励电压	Recommended excitation voltage	15V
最大激励电压	Maximum excitation voltage	15V
温度补偿范围	Compensated temperature range.°C	-10~+55
工作温度范围	Operating temperature range.°C	-30~+70
安全超载能力	Safe Overload %	150
极限超载范围	Ultimate Overload%	200
传感器材料	Load cell material	铝合金 Aluminium
台面尺寸	Platform size	350x50
接线电缆	Connecting cable	∅4.7 >950mm
接线方式	Method of connecting wire	B

Fuente: (ALIEXPRESS, 2015)

Para acoplar las celdas de carga a las pinzas de sujeción se diseñó un acople de acero inoxidable AISI 304 que contiene las siguientes medidas:

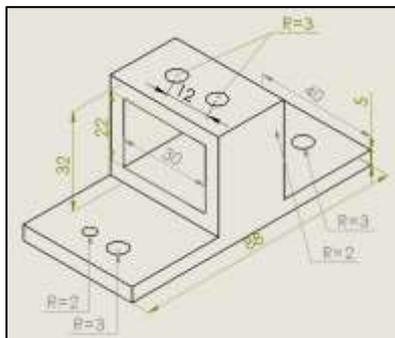


Figura 76. Acople celdas de carga y sensores de presión.

Para corroborar que el diseño es correcto, se realiza un análisis estático en el SolidWork.

Este análisis se hará siguiendo los pasos descritos en la sección 4.2.9.1, y las fuerzas que actuarán serán las del peso de producto por pinza y el peso de la pinza, dividido para el número de pernos, es decir para cada perno le corresponde una fuerza de :

$$F_{\text{perno}} = 17\text{Kgf}/4$$

[234]

$$F_{\text{perno}} = 4.25\text{kgf} \approx 42\text{N}$$

[235]

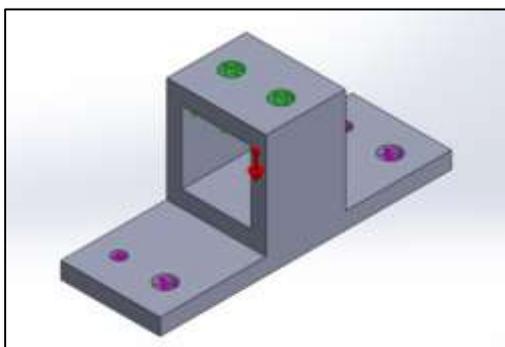


Figura 77. Análisis estático soporte de las pinzas.

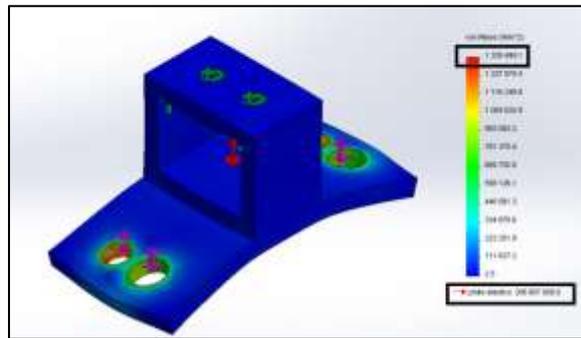


Figura 78. Resultado del análisis estático del soporte de las pinzas.

Del análisis estático obtenemos los siguientes datos:

$$\sigma_{\max_soporte} = 1.3 \text{ MPa} \quad [236]$$

$$\sigma_{\text{AISI304}} = 206 \text{ MPa} \quad [237]$$

Entonces:

$$\sigma_{\max_soporte} < \sigma_{\text{AISI304}}$$

Por lo tanto, del análisis estático sobre los soportes de las pinzas se puede concluir que el máximo esfuerzo presente en el soporte es menor que el límite elástico del material, **el soporte está correctamente diseñado**.

Finalmente el acople completo será de la siguiente forma:

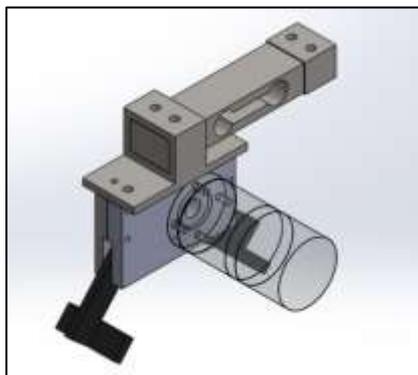


Figura 79. Ensamble del sistema de sujeción

4.6. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA

La estructura o bastidor, es la encargada de soportar todos los elementos de la máquina en sus diferentes posiciones, además posee un diseño sencillo con elementos asequibles en el mercado ecuatoriano.

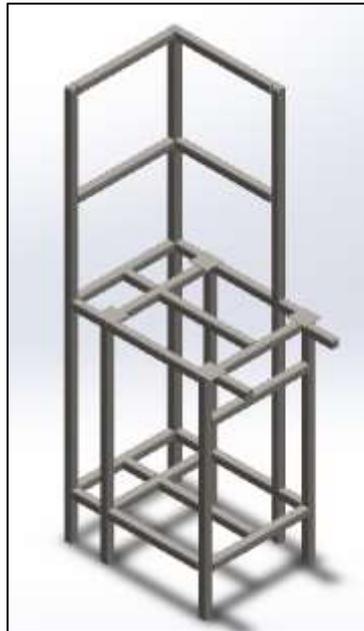


Figura 80. Estructura metálica de la máquina

4.6.1. ANÁLISIS DEL BASTIDOR. (MOTT, 2006, pág. 234)

El elemento que soporta mayor carga en la estructura son las columnas. Este elemento estructural soporta cargas axiales de compresión, y tiende a fallar por inestabilidad elástica y pandeo, más que por aplastamiento del material.

La tendencia de una columna a pandearse depende de la forma y las dimensiones de su sección transversal, también de su longitud y su forma de fijarla a sus miembros adyacentes.

En nuestro diseño las columnas tendrán cargas excéntricas, es decir, las cargas se aplican fuera del eje centroidal de la sección transversal de la columna. Estas cargas ejercen flexión, además de la acción de la columna

(pandeo). El esfuerzo máximo estará en las fibras más alejadas de la sección transversal, a la mitad de la columna que es donde existe la mayor deflexión, se representa como $\sigma_{L/2}$.

Se calcula con la siguiente fórmula¹:

$$\sigma_{L/2} = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{e * c}{r^2} * \text{Sec} \left(\frac{K * L}{2 * r} \sqrt{\frac{P}{A * E}} \right) \right]$$

[238]

Dónde:

P: Carga aplicada.

A: Área transversal de la sección transversal.

e: Excentricidad.

c: Distancia del eje neutro de la sección transversal a la orilla externa

K: Constante que depende del extremo fijo.

L: longitud real de la columna.

r: radio de giro.

E: Módulo de Elasticidad.

Para fines de diseño se debe especificar un factor de seguridad n y se calcula la resistencia estimada de la columna con la ecuación:

$$S_y' = \frac{P * n}{A} \left[1 + \frac{e * c}{r^2} * \text{Sec} \left(\frac{K * L}{2 * r} \sqrt{\frac{P}{A * E}} \right) \right]$$

[239]

Si este resultado es menor que el límite de resistencia a la fluencia de la columna, las dimensiones de la sección transversal serán satisfactorias.

Toda la estructura estará diseñada con un tubo de acero A36 de dimensiones 40x40x4, cuyas características mecánicas son descritas en la siguiente tabla:

Tabla 13.

Propiedades mecánicas tubo cuadrado de acero 40x40x4

PROPIEDADES TUBO CUADRADO	
Sy: Resistencia a la fluencia	250x10 ⁶ Pa
E: Módulo de elasticidad	1.99x10 ¹¹ Pa
A: Área sección transversal	0.00057 m ²
I: Inercia	125x10 ⁻⁹ m ⁴
e	0.02m
c	0.02m
r	0.0174m
K	2.10

Fuente: (ADOSA, 2012, pág. 2)

4.6.1.1. COLUMNAS DE LA TOLVA.

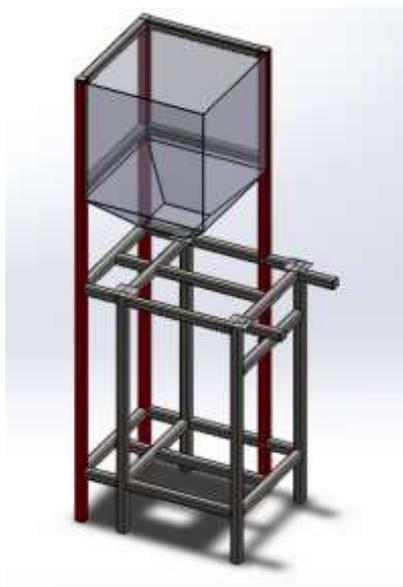


Figura 81. Columnas de soporte de la tolva

Estas columnas son las encargadas de soportar el peso de la de la tolva y el material dentro de ella.

Se analiza en el caso más crítico, cuando la tolva está totalmente cargada. En el **SolidWork> Calcular> Propiedades Físicas** obtenemos la masa total de la tolva:

Densidad = 0.01 gramos por milímetro cúbico
Masa = 11703.46 gramos
Volumen = 1462932.96 milímetros cúbicos
Área de superficie = 2928769.50 milímetros cuadrados

Figura 82. Propiedades Físicas de la tolva

$$m_t = 11.7\text{kg}$$

[240]

Al multiplicar por la gravedad, se obtiene el peso

$$W_t = m_t * g$$

[241]

$$W_t = 11.7\text{kg} * 9.81\text{m/s}^2$$

$$W_t \approx 115\text{N}$$

[242]

Para determinar la masa del producto primeramente debemos conocer el volumen que ocupa en la tolva, por lo tanto se construye un sólido con las medidas de la tolva y se encuentra su volumen.

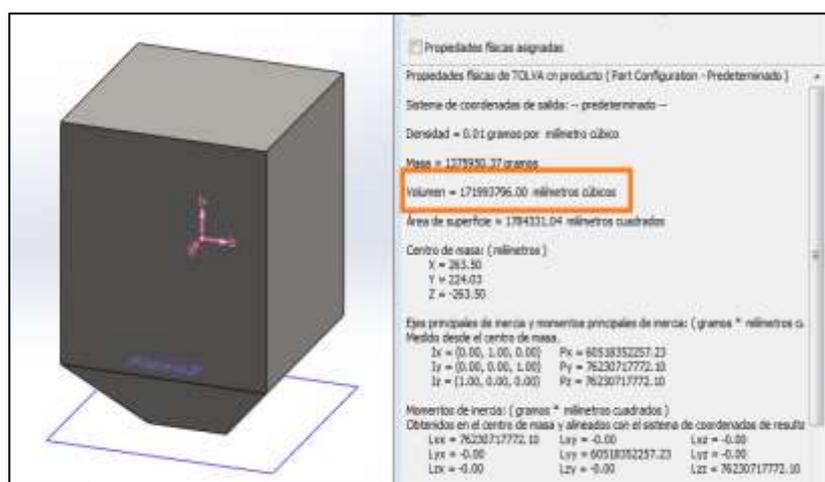


Figura 83. Sólido con medidas similares a la tolva.

$$V_p \approx 0.172\text{m}^3$$

[243]

De la sección 4.1.1.2 se conoce la densidad del producto, $\rho = 290.84003\text{Kg/m}^3$, se despeja la masa de la fórmula del volumen.

$$m_p = V_p * \rho$$

[244]

$$m_p = 0.172\text{m}^3 * 290.84003\text{Kg/m}^3$$

$$\mathbf{m_p = 50.02kg}$$

(4.6.8)

Multiplicando por la gravedad la masa del producto m_p se tiene el peso:

$$\mathbf{W_p = 490,69N}$$

[245]

Sumando los pesos tenemos la carga total de la tolva y el producto.

$$W_{tp} = W_t + W_p$$

[246]

$$W_{tp} = 115\text{N} + 490,69\text{N}$$

$$\mathbf{W_{tp} = 605.69N}$$

[247]

Dado que la tolva esta soportado por tres columnas de igual dimensión, se divide la carga total para el número de columnas

$$F_{ct} = W_{tp}/3$$

[248]

$$F_{ct} = 605.69\text{N}/3$$

$$F_{ct} = 201.9\text{N}$$

[249]

Reemplazando [249] y los datos de la tabla 13, con un factor de seguridad de $n=2$, a una longitud $L=2\text{m}$, en la fórmula [239] obtenemos los siguientes valores.

$$S_{y'} = \frac{201.9 * 2}{0.00057} \left[1 + \frac{0.02 * 0.02}{(0.0174)^2} * \text{Sec} \left(\frac{2.1 * 0.04}{2 * 0.0174} \sqrt{\frac{201.9}{0.00057 * 1.99 \times 10^{11}}} \right) \right]$$

$$S_{y'} = 1.657\text{MPa}$$

[250]

$$S_{y'} \leq S_y$$

$$1.657\text{MPa} \leq 250\text{MPa}$$

Se concluye que las columnas de la tolva están correctamente diseñadas.

4.6.1.2. BARRA DE SOPORTE DE LAS PINZAS.

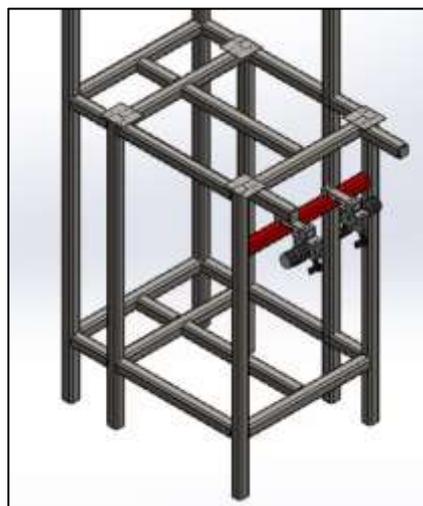


Figura 84. Barra de soportes de las pinzas.

En esta sección se estudia a la barra que soporta a las pinzas, como una barra doblemente empotrada, las características de la barra se detallan en la tabla 13.

Se sabe de la sección 4.4 que las pinzas soportan un máximo de 15Kg o 147N cada una, además de la misma sección se conoce que los acoples tiene un peso aproximado de 19N (**SolidWorks> Calcular> Propiedades Físicas**).

Por lo tanto la fuerza que se ejerce sobre la barra será:

$$F = 147\text{N} + 19\text{N} = 166\text{N}$$

[251]

Se realiza un diagrama de cuerpo libre para una viga doblemente empotrada, bajo los siguientes parámetros:

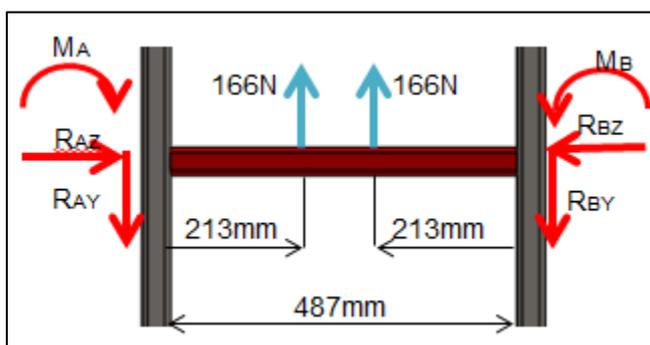


Figura 85. Diagrama de cuerpo libre barra se pinzas.

Realizando la sumatoria de Fuerzas:

$$\sum F_z = 0$$

[252]

$$R_{AZ} - R_{BZ} = 0$$

$$R_{AZ} = R_{BZ}$$

[253]

$$\sum F_Y = 0$$

[254]

$$166N + 166N - R_{AY} - R_{BY} = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} = 332N$$

[255]

Si:

$$R_{AY} = R_{BY}$$

[256]

Reemplazando [256] en [254]

$$2R_{AY} = 332N$$

[257]

$$R_{AY} = 332N/2$$

$$R_{AY} = 166N$$

[258]

Con la ayuda de la tabla para deflexiones en vigas doblemente empotradas (TIAESTRUCTURASUNOM, 2009), se encuentra los momentos en los empotramientos:

$$M_A = M_B$$

[259]

$$M_A = M_B = 166N * 0.213m * \left(1 - \frac{0.213m}{0.487m}\right)$$

[260]

$$\mathbf{M_{max} = M_A = M_B \approx 19.9Nm}$$

[261]

Para determinar si el tubo de la sección cuadrado es el adecuado, encontramos los esfuerzos por flexión.

$$\sigma_{bsp} = \frac{M_{max} * c}{I}$$

[262]

Dónde:

M_{max} : máximo momento presente
 c: distancia al punto de estudio=0.02m
 I=inercia del elemento= $125 \times 10^{-9} \text{ m}^4$

Reemplazando los datos:

$$\sigma_{bsp} = \frac{19.9Nm * 0.02m}{125 \times 10^{-9} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_{bsp} = \mathbf{3.184MPa}$$

[263]

Comparado con el esfuerzo de fluencia del material:

$$\sigma_{bsp} < S_y$$

[264]

$$\mathbf{3.184MPa < 250MPa}$$

Se demuestra que la barra soportara las cargas ejercidas por el material y los componentes de pesaje.

4.6.1.3. COLUMNAS DE LA BANDA TRANSPORTADORA.



Figura 86. Columnas de la banda transportadora.

Estas columnas son las que más peso soportan, pues son las encargadas de sostener el peso del producto dentro de la tolva, la banda transportadora y al soporte de las pinzas de sujeción.

Se analiza para el caso más crítico, cuando la tolva, la banda y las pinzas están totalmente cargadas.

En la sección 4.2.4 se encontró el peso total de producto dentro de la tolva y la banda transportadora, que es:

$$W_{ptb} = 757.5N$$

[265]

En la sección 4.2.9.1 se determinó el peso de algunos componentes de la banda como son:

$$W_{\text{motor a pasos}} = 12.753N$$

[266]

$$W_{\text{motorreductor}} = 35.316N$$

[267]

$$W_{\text{banda}} = 7.453N$$

[268]

Para el peso de la estructura nos ayudamos del **SolidWorks > Calcular > Propiedades Físicas**, obteniendo:



Figura 87. Propiedades Físicas Banda transportadora.

$$W_{\text{estructura}} = 17.5\text{Kg} * 9.8\text{m/s}^2$$

$$W_{\text{estructural}} \approx 172\text{N}$$

[269]

Sumando los datos obtenidos y dividiendo para el número de columnas, se encuentran el que soporta cada columna:

$$W_{\text{columnas Banda}} = \frac{W_{\text{ptb}} + W_{\text{motor a pasos}} + W_{\text{motorreductor}} + W_{\text{banda}} + W_{\text{estructural}}}{4}$$

[270]

$$W_{\text{columnas Banda}} = \frac{757.5\text{N} + 12.753\text{N} + 35.316\text{N} + 7.453\text{N} + 172\text{N}}{4}$$

$$W_{\text{columnas Banda}} = 246.3\text{N}$$

[271]

Finalmente al peso obtenido anteriormente, se le suma el peso del producto transmitido por las pinzas y la celda de carga, que serán las reacciones encontradas en la sección 4.1.1.2, siendo:

$$W_{\text{pinzas}} = R_{AY} = 166\text{N}$$

[272]

Por lo tanto el peso más crítico será:

$$W_{\text{totalcb}} = W_{\text{columnas Banda}} + W_{\text{pinzas}}$$

[273]

$$W_{\text{totalcb}} = 246.3\text{N} + 166\text{N}$$

$$W_{\text{totalcb}} = 412.3\text{N}$$

[274]

Reemplazando [274] y los datos de la tabla 13 en [239], con un factor de seguridad de $n=2$, a una longitud $L=1.08\text{mm}$, se obtiene los siguientes valores.

$$S_{y'} = \frac{412.3 * 2}{0.00057} \left[1 + \frac{0.02 * 0.02}{(0.0174)^2} * \text{Sec} \left(\frac{2.1 * 0.04}{1.08 * 0.0174} \sqrt{\frac{412.3}{0.00057 * 1.99 \times 10^{11}}} \right) \right]$$

$$S_{y'} = 3.37\text{MPa}$$

[275]

$$S_y' \leq S_y$$

$$1.657\text{MPa} \leq 250\text{MPa}$$

Concluimos que las columnas de la Banda Transportadora están correctamente diseñadas.

4.7. ACOPLA DE LAS MÁQUINAS DE SELLADO.

La fábrica PASTIFICIO CHIMBORAZO ha recalado que su prioridad es una máquina dosificadora, sin necesidad que el sellado sea propio de la máquina pues se desea adecuar y acoplar los selladores existentes.

Para el sellado de bolsas tipo doypack (400g), se hace uso de una selladora vertical tipo ITFRB1000V como se muestra en la siguiente figura.



Figura 88. Máquina selladora de fundas plásticas Tipo ITFRB1000V

Fuente: (Pastificio Chimborazo, 2013)

Cuyas características importantes se detallan a continuación:

MODELO	FRB-770			FR-800		
	FR-880			I	II	III
	I	II	III	W	LW	LD
Voltaje	220 volt. 60 hz					
Potencia	500 watt					
Velocidad de sellado	0 – 12 mts/min					
Ancho de sellado	8, 10 mm					
Rango de temperatura	0 -300°C					
Capacidad de la banda	1kg X 3 unid					
Dimensiones	800X420 X320 mm.	800X380 X550mm.	800X420 X1000mm.	800X420 X320mm.	800X320 X530mm.	800X420 X1000mm.
Peso	32 kg.	37 kg.	40 kg	30 kg.	35 kg	38 kg.

Figura 89. Características de la máquina selladora ITFRB1000V

Fuente: (COMEK, 2014)

La segunda selladora es para los sacos de lona, es una Cosedora Selladora De Sacos y Lona Estándar, como se muestra a continuación:



Figura 90. Cosedora Selladora De Sacos y Lona Estándar

Fuente: (Pastificio Chimborazo, 2013)

Las características de esta selladora son

<p>Especificaciones: Voltaje: 110V AC Corriente: 0.73A Poder: 90 Voltios Frecuencia: 50/60Hz Velocidad: 1100 rpm Ancho máximo de la Bolsa a Coser: 0.16 pulgadas (4mm) Espacio entre Puntadas: 0.27 pulgadas -0.33 pulgadas (7-8.5mm) Tamaño de la Máquina: 14.25 pulgadas (361 mm) (L) x 9.25 pulgadas (234 mm) (W) x 12 pulgadas (304 mm)(H) Peso de la Máquina: 12 lbs. (5.5 Kg) Tamaño de la Caja: 16 pulgadas (406.4 mm)(L) x 11 pulgadas (279.4 mm)(W) x 13 pulgadas (330.2 mm)(H) Peso de la Caja con la Máquina: 13.5. (6.1 Kg) Modelo MGK-26A</p>

Figura 91. Características de la máquina Cosedora Selladora

Fuente: (Mercado Libre, 1999)

A demás posee una transportadora de rodillos locos de 1.5mx0.5m, mostrada en la siguiente figura:



Figura 92. Transportadora de rodillos locos

Fuente: (Pastificio Chimborazo, 2013)

4.7.1. SOPORTE DEL SELLADOR DE FUNDAS PLÁSTICAS.

Se diseñó el siguiente acople con tubo cuadrado, de acero A36, cuyas dimensiones son 30x30x2.5 y presenta las siguientes características:

Tabla 14.

Propiedades mecánicas tubo cuadrado de acero 30x30x2.5

CARACTERÍSTICAS TUBO CUADRADO

Sy: Resistencia a la fluencia	250x10 ⁶ Pa
E: Módulo de elasticidad	1.99x10 ¹¹ Pa
A: Área sección transversal	0.000275 m ²
I: Inercia	34.95x10 ⁻⁹ m ⁴
e	0.015m
c	0.015m
r	0.01127m
K	2.10

Fuente: (AUTIHIERROS, 2014)

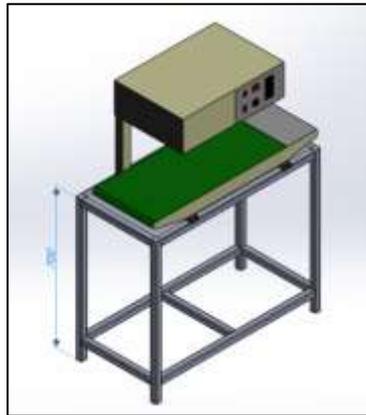


Figura 93 Acople del sellador de plásticos

De la figura 89 obtenemos el peso de la selladora, si asumimos que aquí se sella bolsas hasta 5kg, Se suma estos pesos y divide para el numero de columnas, como resultado obtenemos la carga que soporta cada columna

$$W_{CSP} = \frac{32\text{kg} + 5\text{kg}}{4} = 9.25\text{kg} = 90.65\text{N}$$

[276]

Se reemplaza [276] y los datos de la tabla 14 en la ecuación [239]

$$S_{y'} = \frac{90.65 * 2}{0.000275} \left[1 + \frac{0.015 * 0.015}{(0.01127)^2} * \text{Sec} \left(\frac{2.1 * 0.7}{2 * 0.01127} \sqrt{\frac{90.65}{0.000275 * 1.99 \times 10^{11}}} \right) \right]$$

$$S_{y'} = 1.83\text{MPa}$$

[277]

$$S_{y'} < S_y$$

Por lo tanto los soportes están correctamente diseñados.

4.7.2. SOPORTE DEL SELLADOR DE SACOS.

Se realiza el diseño a partir de tubo cuadrado, de características similares al de la tabla 14, acoplado a la transportadora de rodillos locos de la figura 92.

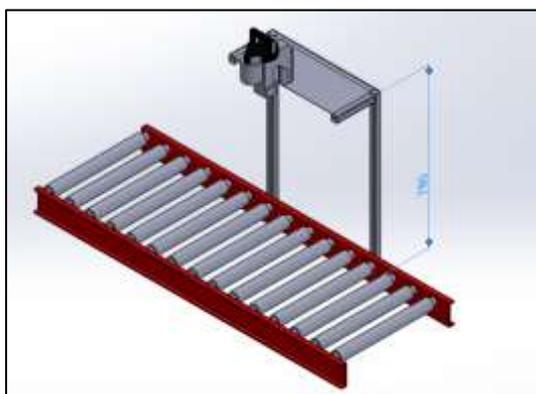


Figura 94. Acople del sellador de sacos

Reemplazando el valor del peso de la selladora tomada de la figura 91 dividido para el número de columnas y los datos de la tabla 14 en la ecuación [239], se tiene

$$S_{y'} = \frac{26.95 * 2}{0.000275} \left[1 + \frac{0.015 * 0.015}{(0.01127)^2} * \text{Sec} \left(\frac{2.1 * 0.7}{2 * 0.01127} \sqrt{\frac{26.95}{0.000275 * 1.99 \times 10^{11}}} \right) \right]$$

$$S_{y'} = 5.437 \text{MPa}$$

[278]

$$S_{y'} < S_y$$

Por lo tanto las columnas del acople, están correctamente diseñadas.

CAPITULO V

DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO

INTRODUCCIÓN.

Este capítulo contempla el diseño del control eléctrico y electrónico de la máquina, así como la selección de sensores, sistemas de seguridad y accesorios.

5.1. SENSORES DE SEGURIDAD

5.1.1. SENSORES DE LA TOLVA

La tolva es el elemento de la máquina que contiene una determinada cantidad de producto para su posterior dosificación.

Es indispensable sensor el producto en dos posiciones

- Al final de la tolva, para que no escasee el producto.
- Y a la entrada de la tolva para evitar el desbordamiento, cuando se esté ingresando el producto a la máquina

El producto es sólido, irregular y destinado para el consumo humano, por lo que se escoge el sensor ultrasónico, que brinda las siguientes características:

- Tecnología de estado sólido - Sin partes móviles
- Salida en colector abierto NPN
- Adecuado para su uso con la mayoría de los materiales a granel secos, Silos industriales y agrícolas
- Diseño robusto, resistente a golpes/impactos y cargas estáticas



Figura 95. Características eléctricas sensor de nivel ultrasónico

Fuente: (SENSOVANT, 2014)

Estos sensores estarán ubicados en la tolva como se muestra en la siguiente figura

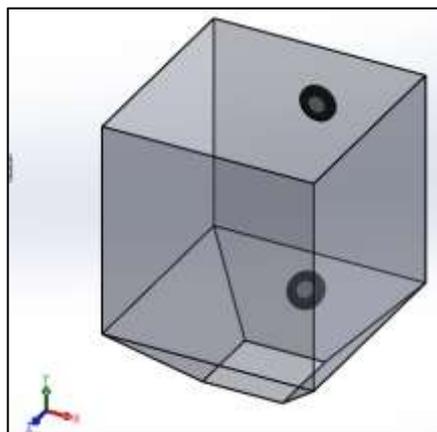


Figura 96. Posición de sensores ultrasónicos en la tolva

5.1.2. SENSORES DE LA BANDA TRANSPORTADORA

5.1.2.1. SENSOR PARA DETECCIÓN DE PRODUCTO

Al igual que en la tolva se necesita sensar el material dentro de la banda transportadora. La diferencia radica que se sensará la presencia del material al final de la banda transportadora. Se escoge un sensor fotoeléctrico, marca AUTONIC, que presenta las siguientes características eléctricas



Figura 97. Sensores Fotoeléctricos

Fuente: (VIAINDUSTRIAL, 2014)

Se sitúa en la posición mostrada en la figura 98 Su función es verificar que existe material para su dosificación, en el caso de no haber producto, dará una señal de alarma

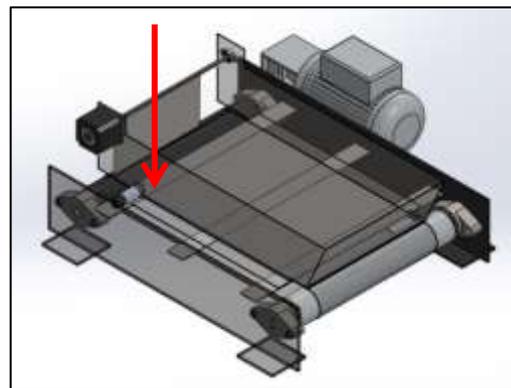


Figura 98. Posición de sensores Fotoeléctrico en la banda transportadora

5.1.2.2. SENSOR PARA DETERMINAR LA POSICIÓN DE LA COMPUERTA DE REGULADORA DE DOSIFICACIÓN.

Es indispensable saber si la compuerta reguladora está abierta o cerrada, pues de ello dependerá la correcta dosificación y regulación del producto, pues, si está cerrada al principio se demorara más de lo necesario, y si la compuerta pasa todo el tiempo abierta, se perderá la dosificación gradual.

Se elige dos sensores fotoeléctricos, tipo ranura que estarán acoplado a un disco con dos aperturas, el disco estará acoplado al eje de la compuerta, los sensores detectarán las aperturas, dando una señal de abierto o cerrado

Número de pieza de Digi-Key	1110-1353-ND	
Cantidad disponible	Existencias de Digi-Key : 18 Disponible para envío inmediato	
Fabricante	Panasonic Industrial Automation Sales	
Número de pieza del fabricante	PM-F44P-C3	
Descripción	SENSOR PHOTO 5MM 5-24VDC NPN	
Estado Libre de plomo / Estado RoHS	Sin plomo / Cumple con RoHS	

Figura 99. Sensor Fotoeléctrico tipo ranura

Fuente: (DIGIKEY, 2014)

Se posicionan los sensores y el disco en la compuerta reguladora de la siguiente manera:

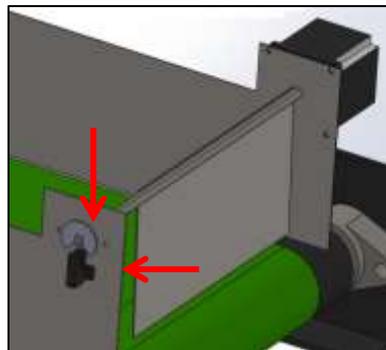


Figura 100. Sensor Fotoeléctrico tipo ranura

5.1.3. SENSORES DE LA PINZAS DE SUJECIÓN

5.1.3.1. SENSORES DE PRESENCIA DE EMPAQUE.

Se implementa en las pinzas sensores que detecten la presencia del empaque para su cierre automático; se opta por elegir un sensor reflectivo, tipo relé, para materiales opacos, transparentes y traslucidos.

Las características eléctricas que posee este sensor se detallan en la siguiente gráfica.



Código:	222407
Referencia:	SM200COT
Distancia de detección:	200 mm
Detección:	Materiales Opacos, Transparentes, Translucidos
Salida de control:	NPN O.C.
Alimentación:	12-24Vdc

Figura 101. Sensor Reflectivo

Fuente: (VIAINDUSTRIAL, 2014)

Este sensor se posiciona en las pinzas como se muestra a continuación.

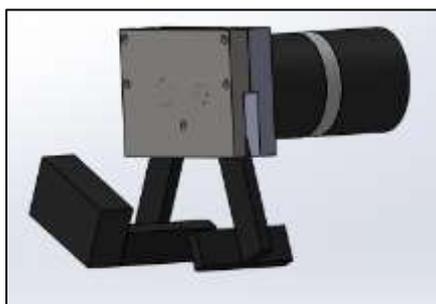


Figura 102. Posición del sensor reflectivo en las pinzas de sujeción

5.1.3.2. SENSORES DE POSICIÓN DE LAS PINZAS.

Se elige un sensor inductivo, que servirá para detectar la posición de las pinzas, es decir si se encuentran abiertas o cerradas



Código	221603
Referencia	PS124DN
Dimensión	12x12mm
Alcance	4 mm +/- 10%
Alimentación	12-24 VDC
Salida	NPN-NA / 200 mA
Respuesta en frecuencia	500 Hz

Figura 103. Sensor Inductivo

Fuente: (VIAINDUSTRIAL, 2014)

Se posiciona este sensor, en las pinzas de la siguiente forma.

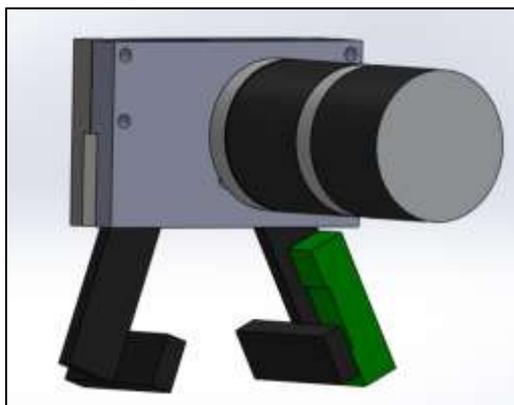


Figura 104. Posición del Sensor Inductivo en las pinzas de sujeción.

5.2. FUENTES DE PODER

La máquina para operar sus diferentes componentes, necesita de fuentes que abastezcan la demanda de corriente y voltaje, por lo tanto es necesario conocer la cantidad total de corriente que consume los elementos eléctricos de la máquina; para ello se elabora las siguientes tablas con los valores de corriente y voltaje de cada componente, para estimar el consumo y elegir la adecuada fuente de alimentación.

Tabla 15.

Elementos a 12VDC

No.	Elemento	Corriente	Consumo total
2	Sensor Ultrasónico Niveles en Tolva	10mA	20mA
1	Sensor fotoeléctrico Presencia de material Banda	45mA	45mA
2	Sensor Fotoeléctrico Compuerta reguladora	15mA	30mA
2	Sensor Reflectivo Presencia de paquete	45mA	90mA
2	Sensor Inductivo Cerrado de pinzas	45mA	90mA
2	Amplificador voltaje Celdas de carga	100mA	200mA
1	Motor de la compuerta reguladora de dosificación	0.4A	3.2 A
TOTAL			4A



Figura 5.2.1 Fuente de voltaje 110VAC a 12VDC

Fuente: (MERCADO LIBRE, 2015)

Tabla 16.

Elementos a 24VDC

CONSUMO 24 VDC			
No.	Elemento	Consumo	Corriente total
2	Servomotor Pinzas de sujeción	0.8A nominal	5A



Figura 105. Fuente de voltaje 110VAC a 24VDC

Fuente: (ALIEXPRESS, 2015)

Tabla 17.

Elementos a 5VDC

Consumo 5 VDC			
No.	Elemento	Corriente unidad	Corriente total
2	ARDUINO MEGA 2560 R3	100mA	200mA



Figura 106. Fuente de voltaje 110VAC a 5VDC

Fuente: (MERCADO LIBRE, 2015)

Para el voltaje de 220VAC se tomara de la alimentación de la planta, que satisface la corriente del motor.

Tabla 18.

Elementos a 220VAC

220VAC			
No.	Elemento	Corriente unidad	Corriente total
1	Motorreductor	5A nominal	15A

5.3. CONTROL DE POTENCIA

La máquina recibirá el voltaje de la fuente de alimentación master de la fábrica. Por lo tanto es necesario seccionar la alimentación para la máquina, tomando en cuenta la corriente consumida por los elementos descritos la sección anterior, que en total suman:

$$\text{corriente total} \approx 25A$$

[278]

Se selecciona un Disyuntor trifásico de 25-32 VAC Siemens, como se muestra en la figura.



Figura 107. Disyuntor de seccionamiento de voltaje para la máquina

Fuente: Catálogo de (SIEMENS, 2013)

Para el control se utiliza dos pulsadores ON y OFF que activan y desactivan respectivamente un contactor 3RT2024-1AG20 (SIEMENS, 2013, pág. 53), que es el encargado de controlar la entrada de voltaje a la máquina.

Por lo tanto se esquematiza el siguiente circuito de control.

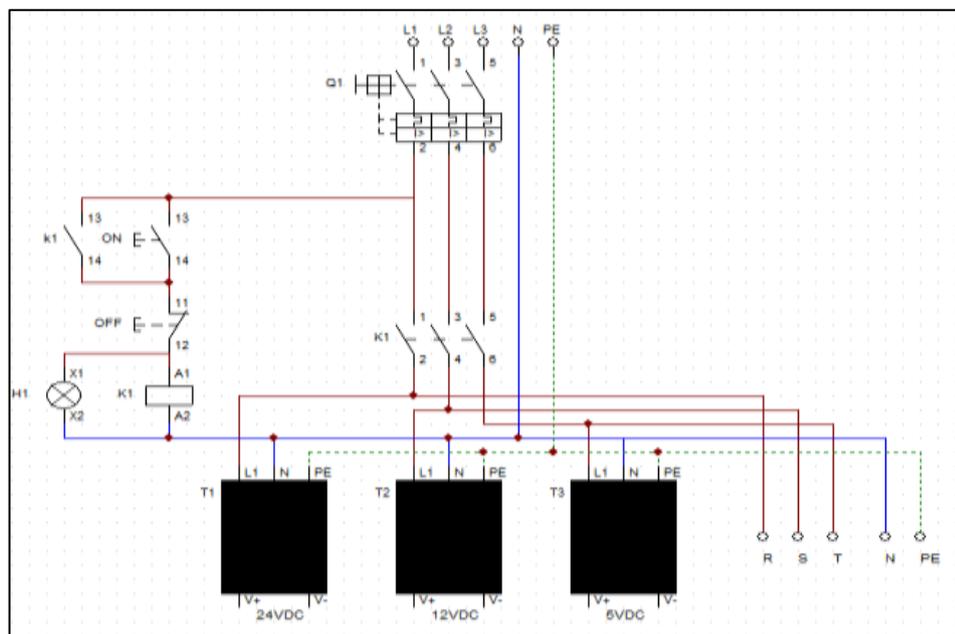


Figura 108. Diagrama potencia de la máquina

5.4. CONTROL DE MOTORES

5.4.1. CONTROL DE LOS SERVOMOTORES DE LAS PINZAS SUJETADORAS

La máquina consta con dos pinzas sujetadoras capaz de soportar 15kg cada una, estos mecanismos son controlados a través de servomotores, que poseen cualidades mecánicas y eléctricas necesarias para satisfacer los requerimientos del diseño.

Los servomotores son los encargados de abrir (0°) y cerrar las pinzas (45°).

El proceso comienza con las pinzas abiertas, hasta que el sensor reflectivo (Figura 104, sección 5.1.3.1) detecte la presencia del empaque y/o se dé un pulso externo proveniente de un pulsador manual, en cualquiera de estos dos casos las pinzas se cierran. Las pinzas permanecen en esta posición hasta que la dosificación haya concluido y reciban una señal de abrir pinzas.

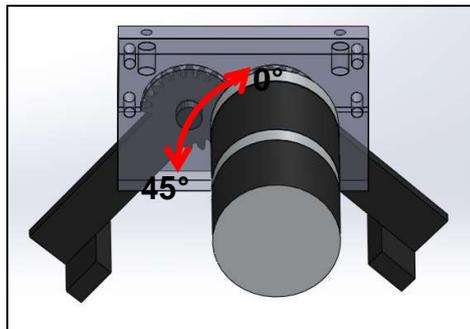


Figura 109. Accionamiento de los servomotores

Además posee un selector de tres posiciones, que permite escoger la forma de cerrar las pinzas:

- 1. Manual, a través del pedal figura 106
- 2. Automático, a través del sensor reflectivo
- 3. Manual y automático



Figura 110. Selector 3 posiciones

Fuente: (ALIEXPRESS, 2015)



Figura 111. Pulsador de pedal

Fuente: (ALIEXPRESS, 2015)

En el modo manual se tiene la posibilidad de cerrar las pinzas a través del pedal y abrir las pinzas a través de un pulsador presente en el panel de control.

Para el control de estos servomotores se usa una tarjeta ARDUINO MEGA 2560 R3 que posee una librería capaz de realizar el control de servomotores de forma sencilla.



Figura 12. Tarjeta ARDUINO MEGA 2560 R3

Fuente: (MERCADO LIBRE, 2015)

Se utiliza los siguientes pines para su control:

- PIN D13 (PWM): Servomotor 1
- PIN D12 (PWM): Servomotor 2
- PIN D7 (Entrada digital): Sensor de presencia pinza 1
- PIN D6 (Entrada digital): Sensor de presencia pinza 2
- PIN D5 (Entrada digital): Sensor inductivo pinza 1
- PIN D4 (Entrada digital): Sensor inductivo pinza 2
- PIN D3 (Entrada digital): Pedal
- PIN D2 (Entrada digital): botón abrir pinzas

Por lo tanto se esboza el siguiente diagrama de control para la conexión de todos los componentes del control de los servomotores

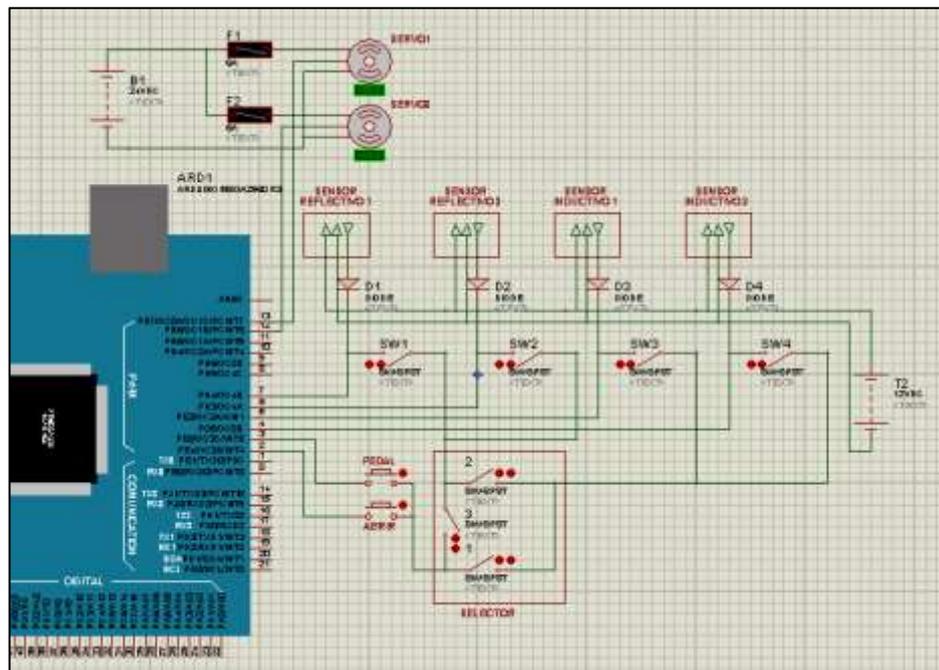


Figura 113. Diagrama de conexiones para el control de servomotores

5.4.2. CONTROL DEL MOTOR A PASOS DE LA COMPUERTA REGULADORA DE DOSIFICACIÓN.

Este motor (sección 4.2.8.1.2) es el encargado de abrir la compuerta reguladora por un periodo determinado de tiempo y cerrarla para que decremente el volumen de dosificación y así tener una medida más precisa.

El proceso da inicio cuando las pinzas sujetadoras se han cerrado completamente, ósea cuando el sensor inductivo (sección 5.1.3.2) acoplada a las pinzas da una señal en alto.

A partir de ese instante el motor a pasos abre la compuerta dosificadora y la mantiene en esa posición hasta llegar a un 60% de la dosificación setead, después de eso regresa a su posición de cerrado.

La apertura y cerrado de la compuerta es controlada atreves de dos sensores fotoeléctricos (sección 5.1.2.2), que sensan a un disco acoplado al eje de la compuerta con dos aperturas, en posición cerrada y abierta como se muestra en la Figura 100 sección 5.1.2.2.

Tomando como referencia la conexión de motores a pasos unipolares (GARCIA, 2012), se realiza el siguiente esquema, para el control de motores a pasos a través de una tarjeta ARDUINO MEGA 2560 R3 descrita en la sección 5.2.1.

Para el control de este motor se añade el integrado ULN2803.

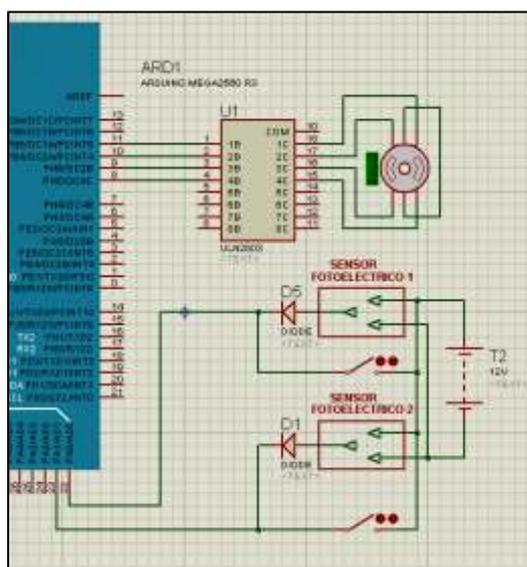


Figura 114. Conexión Motor a pasos unipolar

- PIN 11 (PWM):
 - PIN 10 (PWM):
 - PIN 8 (PWM):
 - PIN 9 (PWM):
- } Control del motor a pasos
- PIN 24 (Entrada): sensor óptico, compuerta cerrada
 - PIN 25 (salida): control de motorreductor
 - PIN 26 (Entrada): sensor ultrasónico, nivel alto de la tolva
 - PIN 27 (Entrada): sensor ultrasónico, nivel bajo de la tolva

5.4.3. CONTROL DEL MOTORREDUCTOR DE LA BANDA TRANSPORTADORA.

El Motor de la banda transportadora es el encargado de mover a la banda y el producto para su dosificación. Se seleccionó el motorreductor de la **sección 4.2.6** que cumple los requerimientos mecánicos para su objetivo.

El control de este motor es de dos formas, automático y manual, dependerá de la posición de un selector.

Automático:

En este tipo de control el Motorreductor inicia a operar cuando las pinzas de sujeción han cerrado y existe presencia de material en la tolva (sensor ultrasónico, sección 5.1.1) y banda transportadora (sensor fotoeléctrico, sección 5.1.2.1), termina su funcionamiento cuando la dosificación haya concluido o no se detecte material. En el caso que no haya presencia de material, pausará el proceso hasta que detecte nuevamente la presencia de material en la tolva y/o en la banda. Además se puede pausar el funcionamiento a través de un botón de STOP.

Manual:

El accionamiento del motorreductor en este tipo de control, se ejecuta a través de un pulsador, mientras este activo el pulsador el motorreductor se moverá independientemente del control de dosificación.

El motor se moverá en un solo sentido.

Para seleccionar que tipo de control se realiza se utiliza un selector de dos posiciones como se muestra en la siguiente figura:



Figura 115. Selector para el control manual o automático del motor
Fuente: (ALIEXPRESS, 2015)

Se realiza los siguientes diagramas de control

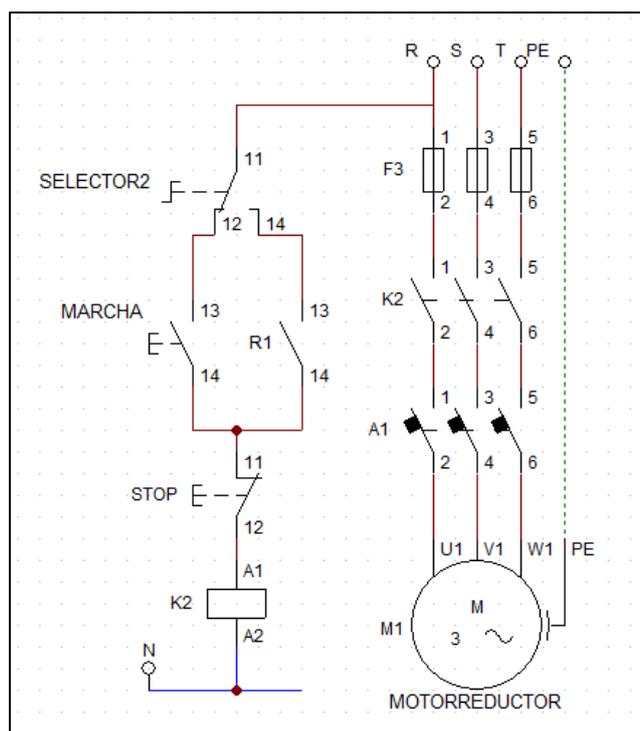


Figura 116. Circuito de potencia Motorreductor

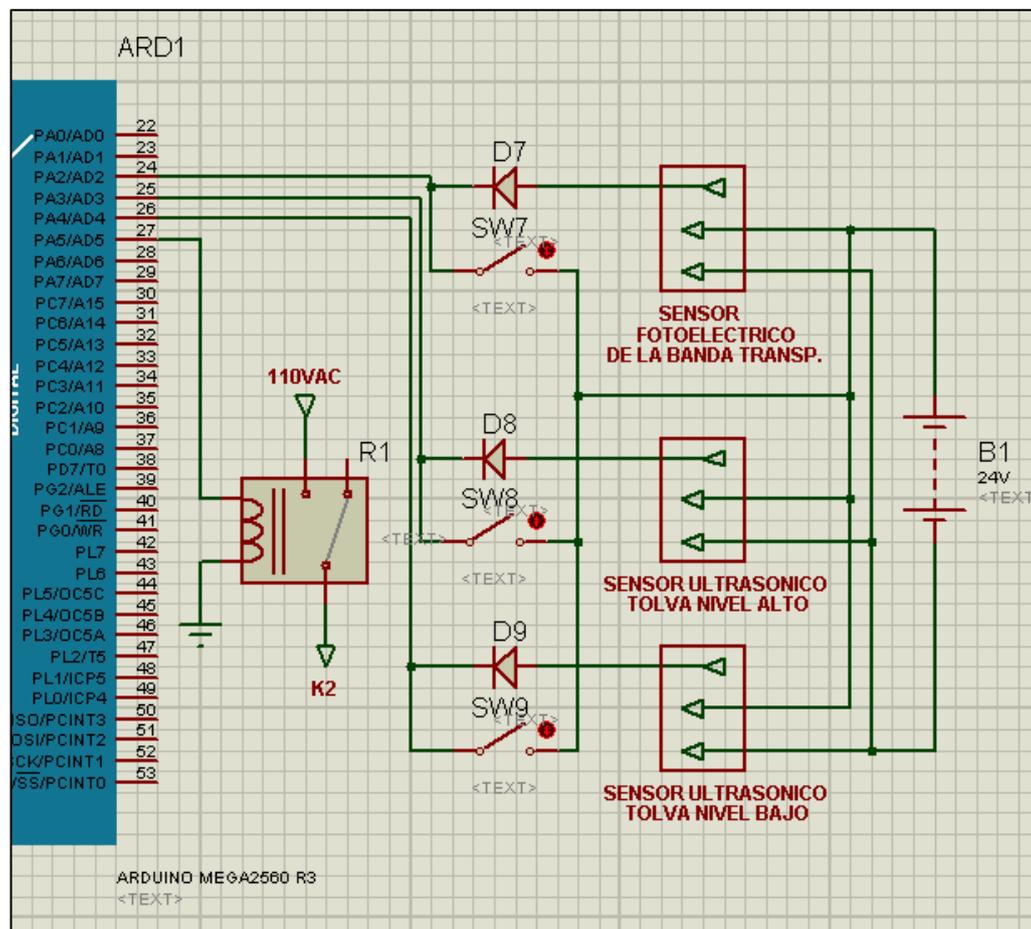


Figura 117. Circuito de control Motorreductor

Es necesario indicar que en el circuito de potencia del motorreductor se añadió los componentes necesarios para su protección, tomando en cuenta que la corriente se eleva aproximadamente 3 veces en el arranque:

- Fusibles de 16A
- Contactor de 110VAC
- Guardamotor regulable de 4 a 16A

5.5. CONTROL DEL SISTEMA DE PESAJE

Esta es la parte más importante del proceso, pues aquí se controla la dosificación del producto a través de las pinzas sujetadoras (Sección 4.4) que están acopladas a las celdas de carga (Sección 4.5). Eléctricamente las celdas de carga envían variación de voltaje pero en el orden de los milivoltios por lo que es necesario amplificar este voltaje para que pueda ser leída por un circuito de control.

Para elegir el adecuado sistema de amplificación se toma los parámetros de sensibilidad de la celda de carga:

De la sección 4.5, tabla 13 describen la sensibilidad que entrega la celda de carga que es:

$$\text{sensibilidad} = 2 \pm 0.1 \text{ mV/V}$$

[279]

Con este valor se busca una tarjeta de amplificación capaz de leer el valor de sensibilidad y tener una salida de 0 a 5V, pues, para el control del sistema de pesaje se usa las entradas analógicas de la tarjeta ARDUINO MEGA 2560 R3 que acepta un rango de 0 a 5V para su posterior conversión. Por lo tanto se selecciona el amplificador SMOWO, figura 117, tomado de la página Aliexpress, que cumple con satisfacción los requerimientos para la implementación de control.



Input signal	Full bridge strain gauge/Load cell	Note
Bridge resistor	<2K Ω	
Sensitivity	1.5~2.1mV/V	
Excitation voltage	7.5V DC	
Excitation current	<100mA@12V supply <50mA@24V supply	
Power supply	12~28V DC vs. 0~5V output 18~26V DC vs. 0~10V & 4~20mA output	
Linear	0.3%	
Temperature coefficient	50ppm@10~30 $^{\circ}$ C, 100ppm full work temperature range	
Operating temperature	0~50 $^{\circ}$ C	
Weight	90g	

Figura 117. Características del Amplificador de celda de carga marca SMOWO

Fuente: (ALIEXPRESS, 2015)

Se utiliza los siguientes pines para la conexión con el ARDUINO

- PIN A2 (ADC): Celda de carga 1
- PIN A3 (ADC): Celda de carga 2

Y se esquematiza la siguiente conexión.

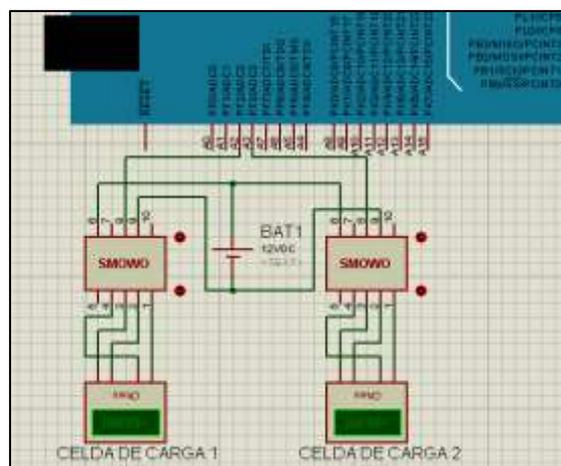


Figura: 118. Circuito de conexión de las celdas de cargas al ARDUINO MEGA 2560 R3

5.6. HMI (INTERFAZ HOMBRE MÁQUINA)

La interfaz hombre máquina o HMI por sus siglas en inglés (human machine interface), son los dispositivos que nos permiten interactuar con el control de la máquina.

Se diseña una interfaz simple y de fácil uso para el usuario a través de una LCD y un teclado matricial 4x4.

Para ello contamos con SHIELD LCD ARDUINO. Que se conecta a un ARDUINO MEGA 2560 R3 igual al de la Sección 5.2.1, Figura 105.

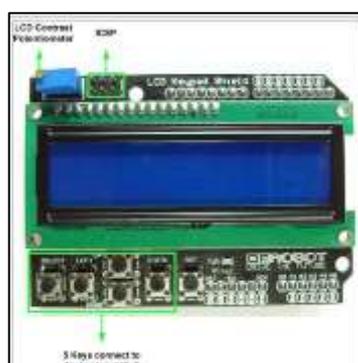


Figura 119. Shield LCD ARDUINO

Fuente: (MERCADO LIBRE, 2015)

Cuya disposición de pines será la siguiente:

Tabla 19

Disposición de pines Shield LCD ARDUINO

PIN	FUNCIÓN
Digital4	DB4
Digital5	DB5
Digital6	DB6
Digital7	DB7
Digital8	RS
Digital9	Enable
Digital10	Backinlit Control

Fuente: (MERCADO LIBRE, 2015)

Un teclado matricial 4x4 como el que se muestra en la figura



Figura 120. Teclado matricial 4x4

Fuente: (MERCADO LIBRE, 2015)

Las teclas no numéricas del teclado cumplirán diferentes funciones para el control de la máquina, previa la señal de un selector que habilitará el control del teclado.

- A: Paramétrica el peso del producto la máquina
- B: Habilita la regulación del Angulo de apertura o cerrado de los servo motores.
- C: habilita la regulación del ángulo de apertura del motores a pasos
- D: Permite encerrar la máquina
- * Es para decrementar cualquier función
- # Incrementa cualquier función

La disposición de pines del teclado en la tarjeta ARDUINO MEGA 2560 R3 es la siguiente:

- Filas: pines 39,41,43,45
- Columnas: pines 47,49,51,53

Por lo tanto el diagrama de conexiones del LCD y el teclado será el mostrado en la siguiente figura.

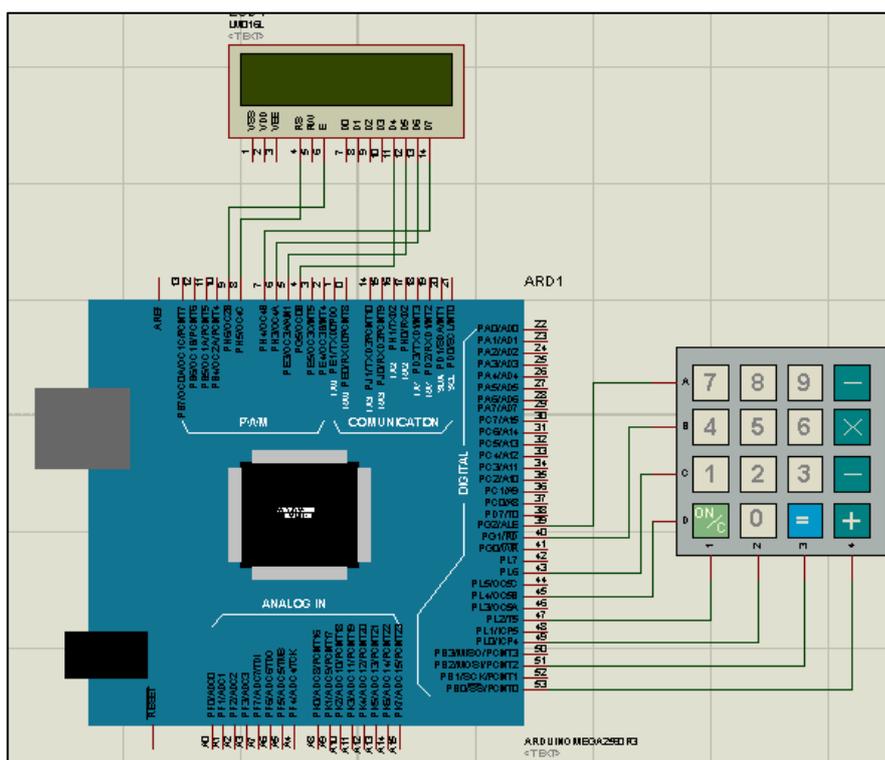


Figura 121. Conexión del LCD y Teclado Matricial en el ARDUINO MEGA 2560 R3

Además se utiliza dos pines extras para la comunicación entre las dos tarjetas ARDUINO, la de control de los motores y la de control de proceso

- ARD1 PIN22 (entrada) → ARD2 PIN 30(salida) : Aquí se envía la señal que el proceso ha comenzado
- ARD1 PIN23 (salida) → ARD2 PIN 31(entrada) : Aquí se envía la señal que el proceso terminado

5.7. PANEL DE CONTROL

El panel de control o panel frontal es el lugar donde el operario tiene acceso a los elementos de accionamiento de la máquina.

Se diseña un panel frontal donde constarán los siguientes elementos:

- Un bloque que contendrá a los selectores que habilitan o deshabilitan los sensores de la máquina.
- Un contador digital.
- La HMI
- Dos botones de acción, ON y OFF de la máquina
- Led indicador de encendido
- Un botón de STOP
- Selector de dos posiciones para activar la parametrización de la máquina y para habilitar el proceso de la máquina
- Selector de tres posiciones para habilitar el control de las pinzas
- Un botón para abrir pinzas, previo la activación manual de las pinzas

Entonces se obtiene el siguiente diseño



Figura 122. Panel de control

CAPITULO VI

CONTROL

INTRODUCCIÓN.

En este capítulo se diseñan los fundamentos de control para gobernar a la máquina.

6.1. FUNCIONAMIENTO.

El funcionamiento de la máquina parte del uso del panel frontal.



Figura 123. Panel frontal de la máquina

El funcionamiento de la máquina inicia con la activación del botón ON (4). Este es el encargado de habilitar el paso de corriente a todos los sistemas y fuentes de poder de la máquina. Se visualiza su activación a través de un led indicador (5).

El botón OFF (4) inhabilita la alimentación de la máquina.

Una vez encendido, se dispone de un Switch de dos posiciones (7) que envía una señal en alto o en bajo a ARD1 y ARD2, correspondiente a **Seteo de la máquina** y a **Inicio de proceso** respectivamente.

SETEO DE LA MÁQUINA

Cuando se escoge **Seteo de la máquina** se habilita el teclado del HMI y en el LCD (3) se visualiza el peso deseado, 400g por defecto (setpoint) y el peso real de las pinzas sin carga.

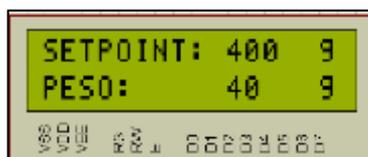


Figura 124. Seteo de la máquina

Las teclas no numéricas del teclado son usadas para elegir el tipo de seteo.

- **Tecla A:** Al presionar esta tecla permite cambiar el setpoint del peso a través del teclado numérico, entre 400g y 30000g (30kg). Al presionar por segunda vez la tecla “A”, el ARD1 verifica que se encuentre dentro de los parámetros descritos, si el peso es correcto se modifica el parámetro de setpoint y se visualiza en la LCD, caso contrario sale un mensaje de error y el setpoint vuelve al valor por default.



Figura 125. Seteo del peso, a) Seteo correcto, b) Seteo incorrecto

- **Tecla B:** Cuando se presiona “B”, en la LCD se muestra un mensaje para seleccionar a cual servomotor se le modificará el ángulo de cerrado.



Figura 126. Seteo del ángulo de cerrado de los servomotores

Con las teclas * y # se disminuye y aumenta el valor del ángulo de cerrado del servomotor, respectivamente. Este ángulo variará dentro de 0 y 50 °. El proceso termina al presionar la tecla “B” nuevamente.

- **Tecla D:** Cada vez que se presione esta tecla, se encerara el valor del peso real.

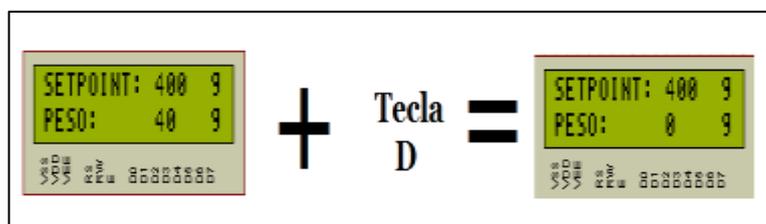


Figura 127. Uso de la tecla D

INICIO DE PROCESO

Se da inicio de proceso cuando el Switch de control (7) da una señal en bajo (0VDC).

Inicialmente escanea tres posibilidades:

- Exceso de producto en la tolva,
- Falta de material en la
- Falta de material en la banda transportadora.

Si cualquiera de estos casos se presentara, en el LCD se mostrará un mensaje con el tipo de error presente y no se borrara ni dejará continuar el proceso hasta que se dé solución.

Verificado que no exista ningún tipo de error por nivel, las pinzas que comienzan en estado abierto, esperan detectar la presencia del empaque a través de sus sensores reflectivos.

Cuando se detecta el empaque en los dos sensores las pinzas se cierran y se verifica que se encuentren cerradas en su totalidad a través de los sensores inductivos acopladas a cada una.

Se el cierre de las pinzas es incorrecto se lanza un mensaje de error y se detiene el proceso hasta solucionar el problema o hasta que se seteo manual para abrir las pinzas. Caso contrario se abre la compuerta de regulación y se enciende el motor de la banda transportadora.

Se cierra la puerta reguladora una vez el peso supere el 60% del peso seteado.

El motor principal se detiene cuando se haya llegado al peso establecido o se dé un paro de emergencia. Si se termina el proceso las pinzas sujetadoras abren dejando caer el empaque dosificación.

6.2. CONTROL

El control de la máquina estará a cargo de dos tarjetas ARDUINO MEGA 2560 R3, ambas comunicadas entre si, donde se utilizara los pines de entrada y salidas analógicas y digitales como se describió en el capítulo 5.

6.2.1. ARDUINO 1 (ARD1)

En esta tarjeta se conecta:

- Las celdas de carga
- La LCD 16x2
- El teclado matricial 4x4
- El Switch de control de seteo y control de la máquina
- Los pines Pines de comunicación entra las tarjetas ARDUINO 2.

Por lo tanto se realiza la siguiente tabla, donde se muestra la designación de los pines utilizados en esta tarjeta.

Tabla 20.*Uso de pines ARD1*

ARDUINO No.1 (MEGA 2560 R3)				
	NOMBRE	VARIABLE	TIPO	PIN
TECLADO	Fila 1	-	-	39
	Fila2	-	-	41
	Fila3	-	-	43
	Fila4	-	-	45
LCD	Columna 1	-	-	47
	Columna 2	-	-	49
	Columna 3	-	-	51
	Columna 4	-	-	53
	D7	-	-	12
	D6	-	-	11
	D5	-	-	5
	D4	-	-	4
	LCD	-	-	3
	ENABLE	-	-	2
	Habilita el seteo del servo1	sv1	SALIDA	22
	Habilita el seteo del servo1	sv2	SALIDA	23
CONTROL	Incremente el valor del ángulo de cerrado en los servo	svdown	SALIDA	24
	Incremente el valor del ángulo de cerrado los servo	svup	SALIDA	25
	Celda de carga 1	celda1	INPUT	A0
	Celda de carga 2	celda2	INPUT	A1
	Switch de control seteo y proceso	swt1	INPUT	26
	Error nivel de tolva proveniente de ARD2	stolva	INPUT	27
	No existe presencia en la banda	empezar	INPUT	29
	Error cerrado de pinzas, desde ARD2	spinzas	INPUT	28
	Enciende al motor principal	proceso	SALIDA	31
	Abre lo cierra la compuerta reguladora	compreg	SALIDA	32

La programación de este elemento se detalla en el ANEXO 1

6.2.2. ARDUINO 2 (ARD2)

En esta tarjeta se conecta:

- Los servomotores de la pinzas de sujeción
- El motor a pasos de la compuerta de regulación
- El relé de encendido del motorreductor.
- El Switch de control de seteo y control de la máquina
- Los pines de comunicación entre la tarjeta ARDUINO 1.

Por lo tanto se realiza la siguiente tabla, donde se muestra la designación de los pines utilizados en esta tarjeta.

Tabla 21.*Uso de pines ARD2***ARDUINO No.2 (MEGA 2560 R3)**

	NOMBRE	VARIABLE	TIPO	PIN
SENSORES	Inductivo, detecta si la pinza1 se cerro	pclose1	Entrada	4
	Inductivo, detecta si la pinza2 se cerro	pclose2	Entrada	5
	Reflectivo, detecta el empaque en pinza 2	presencia2	Entrada	6
	Reflectivo, detecta el empaque en pinza 1	presencia1	Entrada	7
	Fotoreflexivo, compuerta reguladora cerrada	cregclose	Entrada	22
	Fotoreflexivo, compuerta reguladora abierta	cregopen	Entrada	23
	Fotoreflexivo, presencia de material en banda	pbanda	Entrada	24
	Ultrasónico, nivel alto de la tolva	nivel1	Entrada	25
	Ultrasónico, nivel bajo de la tolva	nivel2	Entrada	26
	Switch para el cambio de seteo a proceso	swt1	Entrada	32
MOTORES	Servomotor 1	servo1	Salida	13
	Servomotor 2	servo2	Salida	12
	Motor a pasos, cable1		Salida	8
	Motor a pasos, cable2		Salida	9
	Motor a pasos, cable3		Salida	10
	Motor a pasos, cable4		Salida	11
CONTROL	Motor principal de la banda	motor	Salida	3
	Error en el cerrado de las pinzas	epinza	Salida	34
	Error en los niveles de tolva	etolva	Salida	35
	Error en la presencia de material en la banda	ebanda	Salida	36
	Señal de inicio de proceso	empezar	Salida	33
	Señal de abrir compuerta reguladora	onpasos	Entrada	37
	Señal de encendido de motor principal	onmotor	Entrada	38
Señal de ARD1 habilita seteo pinza1	sv1	Entrada		
Señal de ARD1 habilita seteo pinza1	sv1	Entrada		

La programación de este elemento se detalla en el ANEXO 2.

CAPITULO VII

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA A ESCALA

INTRODUCCIÓN:

En este capítulo se desarrollan los estudios pertinentes para la construcción de un modelo a escala de la maquina real, donde se podrá apreciar tangiblemente el funcionamiento y cualidades que presta la maquina referida.

Por condición de diseño y simulación se utiliza un tipo de fideo más corto pero con características similares en densidad y forma.

7.1. TOLVA

El modelaje de este elemento se basa en tres factores que son:

- Dimensiones
- Ancho mínimo de la boca de salida
- El espesor

7.1.1. BOCA DE LA TOLVA

De la figura 20 se elige la fórmula para el cálculo del ancho mínimo de la boca de salida en una tolva de sección cuadrada.

$$b_{min} = 5 * d_o * \sqrt{1,08 * k}$$

[280]

.Donde

$d_o = 95\%$ del mayor tamaño de la particula (fideo)

$k = 0.33$, Sección 4.1.2.2.2

Para el diseño de este elemento, se trabaja con fideos de gama mini, cuya dimensión promedio es:

$$d_{fideo} = 18mm$$

[281]

Por lo tanto el 95% del mayor tamaño del fideo (d_{fideo})

$$d_o = 17mm$$

[282]

Entonces el ancho mínimo que debe tener la tolva para su correcta descarga será:

$$b_{min} = 5 * d_o * \sqrt{1,08 * k}$$

$$b_{min} = 5 * 17mm * \sqrt{1,08 * 0.33}$$

$$b_{min} \approx 52mm$$

[283]

7.1.2. DIMENSIONES

En consideración al ancho mínimo de la boca de la tolva (b_{min}) y utilizando Tol galvanizado como material de construcción, se dimensiona la tolva bajo las siguientes medidas:

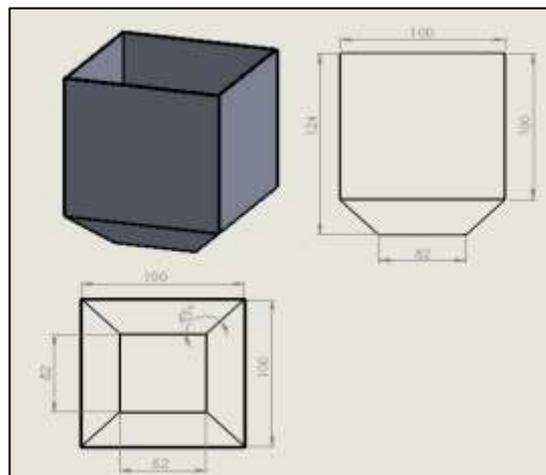


Figura 128. Tolva del modelo a escala

7.1.3. ESPESOR

En base al estudio realizado en la sección 4.1.3.3, donde el espesor es función de las presiones en las paredes laterales y a su vez las presiones dependían directamente del material, se elige como espesor de la máquina real 0.45mm, dado que no existen esfuerzos considerables que sean capaces de deformar el material.

$$\text{espesor} = 1\text{mm}$$

[284]

7.1.4. CONSTRUCCIÓN



Figura 129. Tolva real del modelo a escala

7.2. BANDA TRANSPORTADORA

7.2.1. ANCHO DE LA BANDA

Para evitar desbordamiento del material, el ancho de banda debe ser mayor o igual a la boca de la tolva (52mm), entonces:

$$\text{anchobanda} = 60\text{mm}$$

[285]

7.2.2. MATERIAL DE LA BANDA

Para efectos de simulación, no es necesario contar con una banda fabricada con materiales especializados, el único requisito a cumplir es que sea capaz de resistir el peso total del material.

Por tanto se elige una lona que es capaz de resistir más 15kg/m sin sufrir daños como se muestra en la figura.



Figura 130. Material de la banda

7.2.3. RODILLO Y TAMBOR MOTRIZ

Al igual que le maquina real, la banda transportadora tendrá dos rodillos, uno como rodillo o tambor de retorno y el otro usado como rodillo o tambor motriz.

7.2.3.1. RODILLO DE RETORNO

Se define el ancho mínimo que debe poseer la flecha de rodillo (SIEGLING TRANSILON, 2010, pág. 27).

$$y_{Tr} = \frac{80 * F_R * I^3}{E * d^4 * \pi * 96} [mm]$$

[285]

Donde:

de F_R : Fuerza incidente [N] (carga lineal), resultante de las fuerzas tracción de la banda y el peso propio del tambor.

I : distancia entre los centros de los rodamientos [mm]

E : elasticidad del material [N/mm²]

d : diámetro del eje [mm]

F_R equivale a:

$$F_R = \sqrt{(2 * \varepsilon * k1\% * b_0)^2 + (9.81 * m_{Tr})^2}$$

[286]

Donde:

ε : elongación de montaje

$k1\%$: Fuerza de tracción de la banda después de la relajación [N/mm], con un alargamiento de 1%

b_0 : ancho de la banda [mm]

m_{Tr} : peso del tambor motriz [kg]

La siguiente tabla contempla los valores necesarios para resolver las ecuaciones anteriores:

Tabla 21.

Valores mecánicos para el diseño del tambor motriz

Tambor Motriz	
l	88 mm
E (aluminio)	70000 N/mm ²
D	22 mm
ε	0.3
k1%:	12
b0	60 mm
$m_{Tr} = \rho_{Al} * V_{tambor}$	Aprox. 0.091kg

$$F_R = \sqrt{(2 * 0.3 * 12 * 60)^2 + (9.81 * 0.091)^2}$$

$$F_R = 74.31[N]$$

[287]

$$y_{Tr} = \frac{80 * 74.31 * (88)^3}{70000 * (22)^4 * \pi * 96} = 0.0008m$$

[288]

Se elige un diámetro de

$$eje = 9mm$$

[289]

Por lo tanto las dimensiones del rodillo serán:

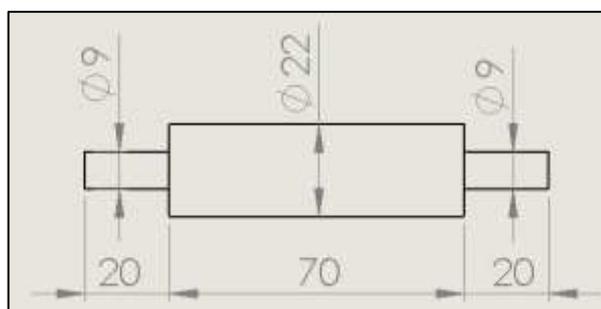


Figura 131. Medidas en mm del rodillo de retorno de la banda transportadora

7.2.3.2. TAMBOR MOTRIZ

El tambor motriz tendrá dimensiones parecidas a las del rodillo de retorno salvo que unos de sus extremos tendrán un eje mayor para un acople que conecta al motor principal.

Con estas consideraciones el tambor motriz tendrá las siguientes dimensiones:

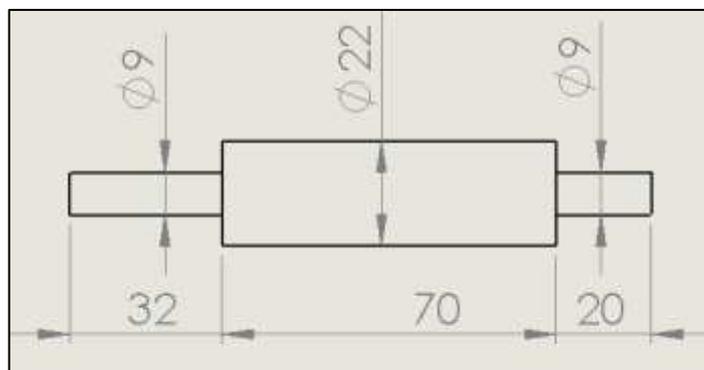


Figura 132. Medidas en mm del tambor motriz

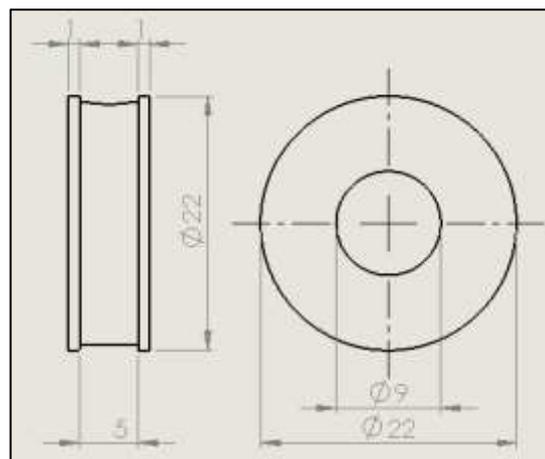


Figura 133. Acople del motor

Además de las piezas mostradas anteriormente, se diseñó un chabetero para que soporte los rodillos.

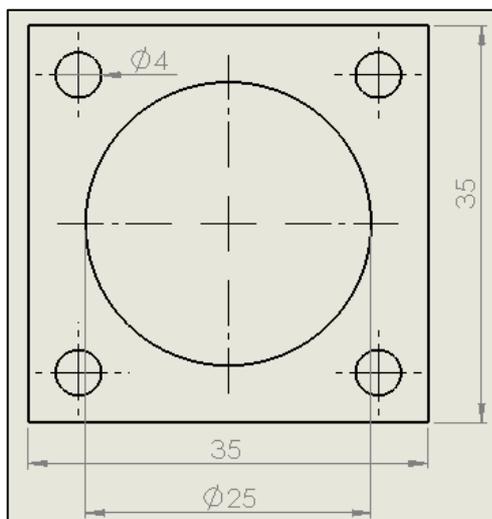


Figura 134. Medidas del chabetero en mm.

7.2.4. MESA DE SOPORTE

Para evitar el desbordamiento del producto y tener un soporte que ayude a la banda transportadora, se diseña la mesa mostrada en la figura 134, de tol galvanizado y espesor 0,45 mm, características suficientes para soportar las presiones ejercidas en el proceso de dosificación, demostrado en sección 4.1.3.3.

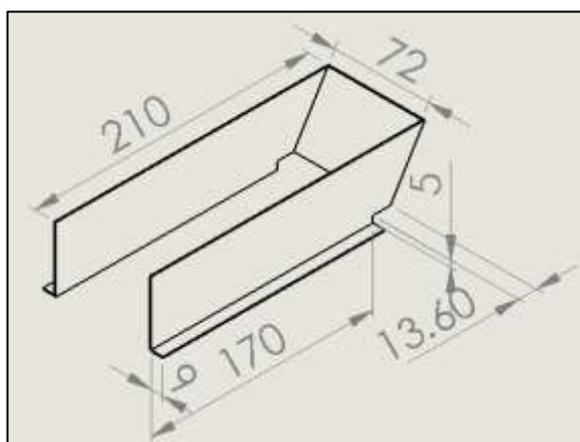


Figura 134 Medidas en mm, de la mesa de soporte

7.2.5. COMPUERTA REGULADORA

Al igual que en la maquina real, se diseña la compuerta reguladora para que la dosificación del producto sea más óptima.

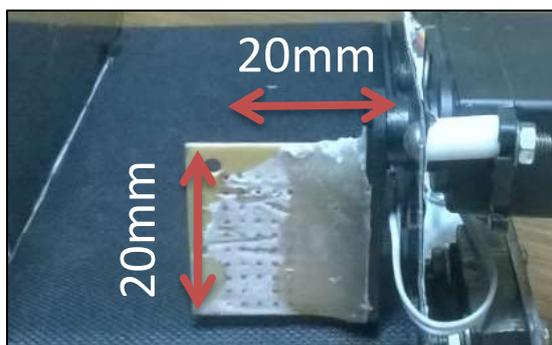


Figura 135. Medidas en mm, de la compuerta reguladora

Utilizando las fórmulas descritas en las secciones 4.1.2.2.2 y 4.1.3.1, se desglosa la siguiente tabla:

Tabla 22.

Tabla de valores y formulas desarrolladas para encontrar el momento máximo presente en la compuerta de dosificación a escala

ELEMENTO	VALOR
$\gamma = \text{peso unitario}$	$2.852 * 10^3 \text{ N/m}^2$
$k = \text{relacion entre presiones}$	0.33
$\mu' = \text{coeficiente de friccion interna}$	0.58
$Y_{\text{tolva}} = \text{Profundidad medida desde la superficie}$	0.124m
$Y_{\text{banda}} = \text{Profundidad medida desde la superficie}$	0.050m
$Rh_{\text{tolva}} = \text{radio hidráulico}$	0.025m
$Rh_{\text{mesa}} = \text{radio hidráulico}$	0.0268m
$Pv_{\text{tolva}} = \text{presion vertical tolva}$	228Pa
$Pv_{\text{mesa}} = \text{Presion vertical de la mesa}$	120 Pa
$Pv_{\text{total}} = \text{presion total en la mesa}$ $= Pv_{\text{mesa}} + Pv_{\text{tolva}}$	348 Pa
$Ph = \text{presion horizontal total}$	115 Pa
$A = \text{area de la compuerta}$	0.005m
$F_{\text{comp}} = Ph * A$	0.6N
$d = \text{distancia mas lejana desde el eje del motor}$	0.015m
$M = \text{momento maximo}$	0.009 Nm

Como se puede apreciar el momento máximo presente en la compuerta será de 0.009Nm.

Por motivos de simulación se elige como material una baquelita, acoplado al eje de un servomotor tipo Mg996r, cuyas características son:

TowerPro MG996R - Standard Servo	
Basic Information	
Modulation:	Analog
Torque:	4.0N: 130.5 oz-in (9.40 kg-cm) 5.0N: 152.8 oz-in (11.08 kg-cm)
Speed:	4.0N: 0.17 sec/60° 5.0N: 0.14 sec/60°
Weight:	1.94 oz (55.0 g)
Dimensions:	Length: 1.60 in (40.6 mm) Width: 0.70 in (17.8 mm) Height: 1.69 in (42.9 mm)
Motor Type:	?
Gear Type:	Metal
Rotation/Support:	Dual Bearings
Additional Specifications	
Rotational Range:	?
Pulse Cycle:	?
Pulse Width:	?
Connector Type:	?
	
Brand:	TowerPro
Product Number:	?
Suggested Retail:	?
Street Price:	11.95 USD
Compare:	add
User Reviews	
Number of Reviews:	3
Average Rating:	3.0 / 5.0

Figura 136. Características servomotor Mg996r

Fuente: (ALIEXPRESS, 2015)

7.2.6. MOTOR PRINCIPAL DE LA BANDA TRANSPORTADORA

Como motor principal se utiliza un motor de elevación de vidrios eléctricos de los carros a 12VDC, que presenta buen torque y tiene una caja de reducción incorporada.

El motor se sometió a pruebas para verificar que el torque sea suficiente para mover el sistema a plena carga, obteniendo un resultado satisfactorio.



Figura 137. Motor Principal

7.2.7. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLAJE DE LA BANDA TRANSPORTADORA

Se respeta el esquema del diseño original, se construye con laton de 1mm de espesor, cuyas características son suficientes para soportar las presiones presentes.



Figura 138. Banda transportadora

7.3. SISTEMA DE DOSIFICACIÓN

7.3.1. PINZAS DE SUJECIÓN

El modelo a escala posee dos pinzas encargadas de sujetar la funda donde se verterá el producto.

Para la simulación, cada parte de las pinzas se fabricaron de acrílico.



Figura 139. Pinzas de acrílico 6mm

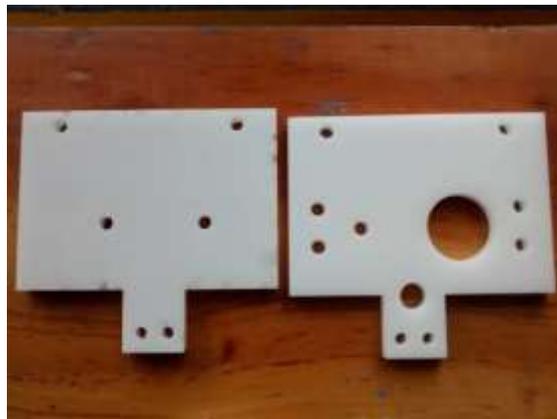


Figura 140. Soportes de pinzas, acrílico 4mm.

7.3.2. CELDAS DE CARGA

Las celdas de cargas son obtenidas de una báscula digital de cocina tipo SF-400 de hasta 7Kg, figura 135.



Figura 141. Báscula digital de cocina SF 400

Fuente: (MERCADO LIBRE, 2015)

Donde la celda de carga tiene una capacidad recomendada de 3kg, aunque puede soportar cargas de hasta 7kg.



Figura 142. Celda de carga

7.3.3. MOTORES DE PINZAS

Cada pinza posee un servomotor tipo Mg996r, de características señaladas en la figura 135 donde el torque máximo es:

$$T_{Mg996r} = 9.4Kg.cm$$

[287]

Conociendo el torque máximo del servomotor se encuentra la carga máxima que soportara cada pinza. Despejando de la fórmula (sección 4.4) tenemos:

$$Fp = \frac{Tmp}{y * n}$$

[288]

Dónde:

y: Distancia desde el eje de la pinza a la fuerza.

n: factor de seguridad=1.5

$$Fp = \frac{9Kgf.cm}{2cm * 1.5}$$

Por lo tanto la carga máxima de cada pinza es:

$$Fp = 3Kgf$$

[289]

7.3.4. CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DOSIFICACIÓN

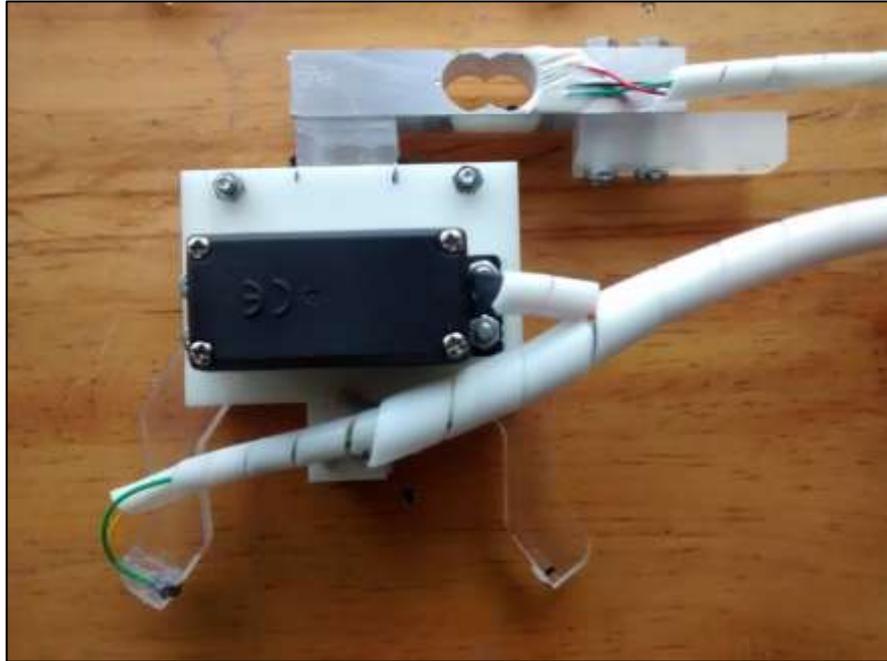


Figura 143. Sistema de dosificación

7.4. BASTIDOR

Respetando el modelo original, se construye el bastidor con perfil cuadrado de acero de $\frac{1}{2}$ pulgada, este tipo de perfil tiene características apropiadas para soportar las cargas que en él se ejerce.

Para el modelo a escala se toma las siguientes medidas.

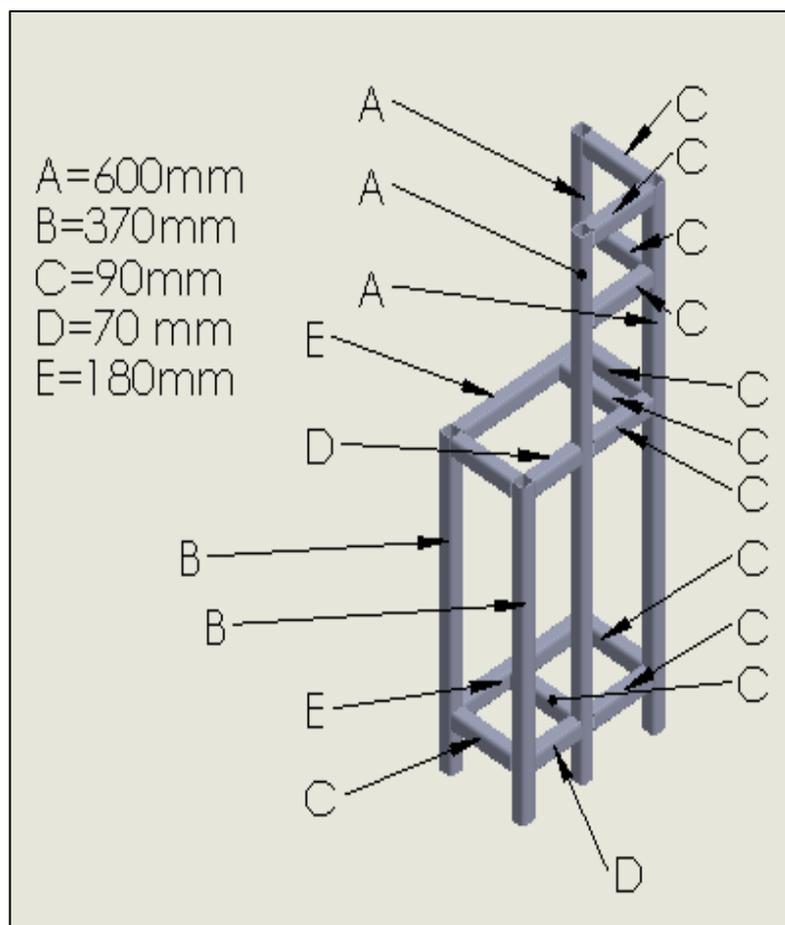


Figura 144. Bastidor del modelo a escala, medidas en mm

7.5. SISTEMA DE CONTROL

7.5.1. MODULO DE CONTROL.

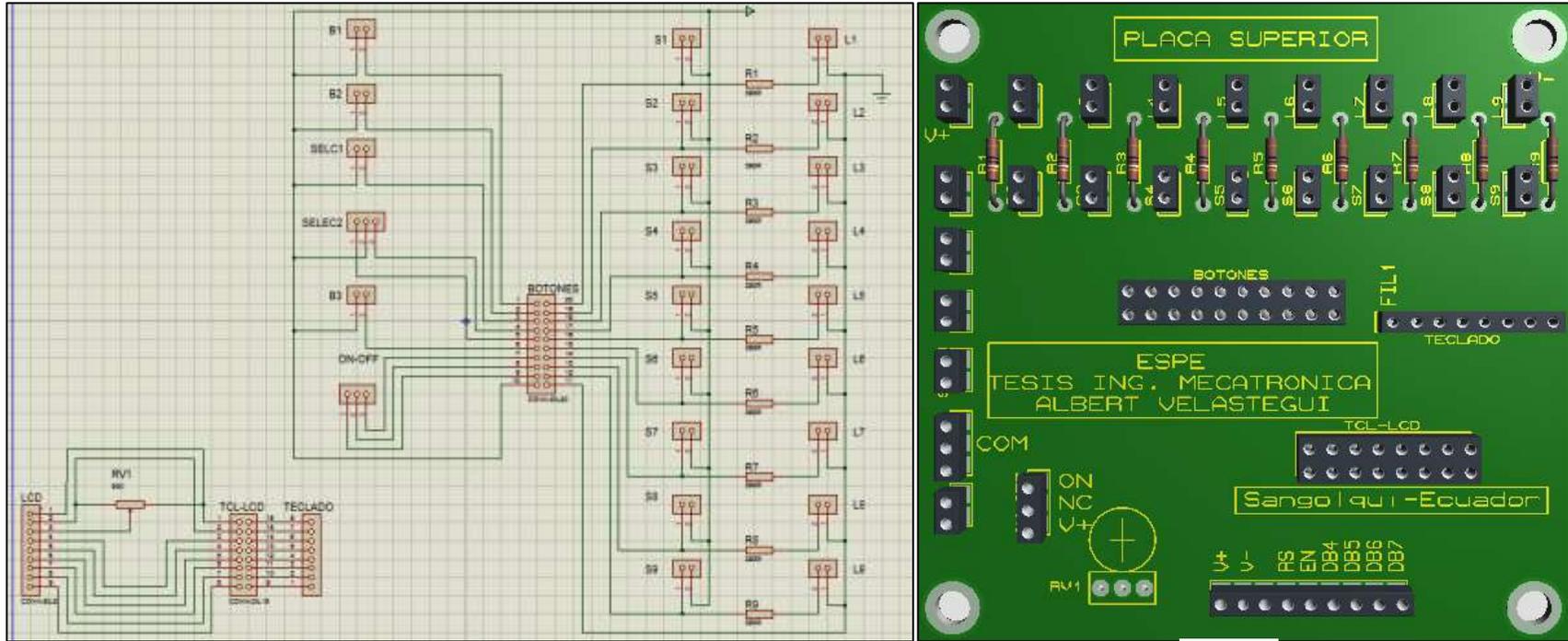
Este módulo contiene los elementos de control y parametrización de la máquina (HMI), es un elemento remoto, es decir externo al bastidor, se une al equipo a través de cables y conectores DB25

Exteriormente posee los elementos descritos en la siguiente figura.



Figura 145. Modulo de control, vista exterior

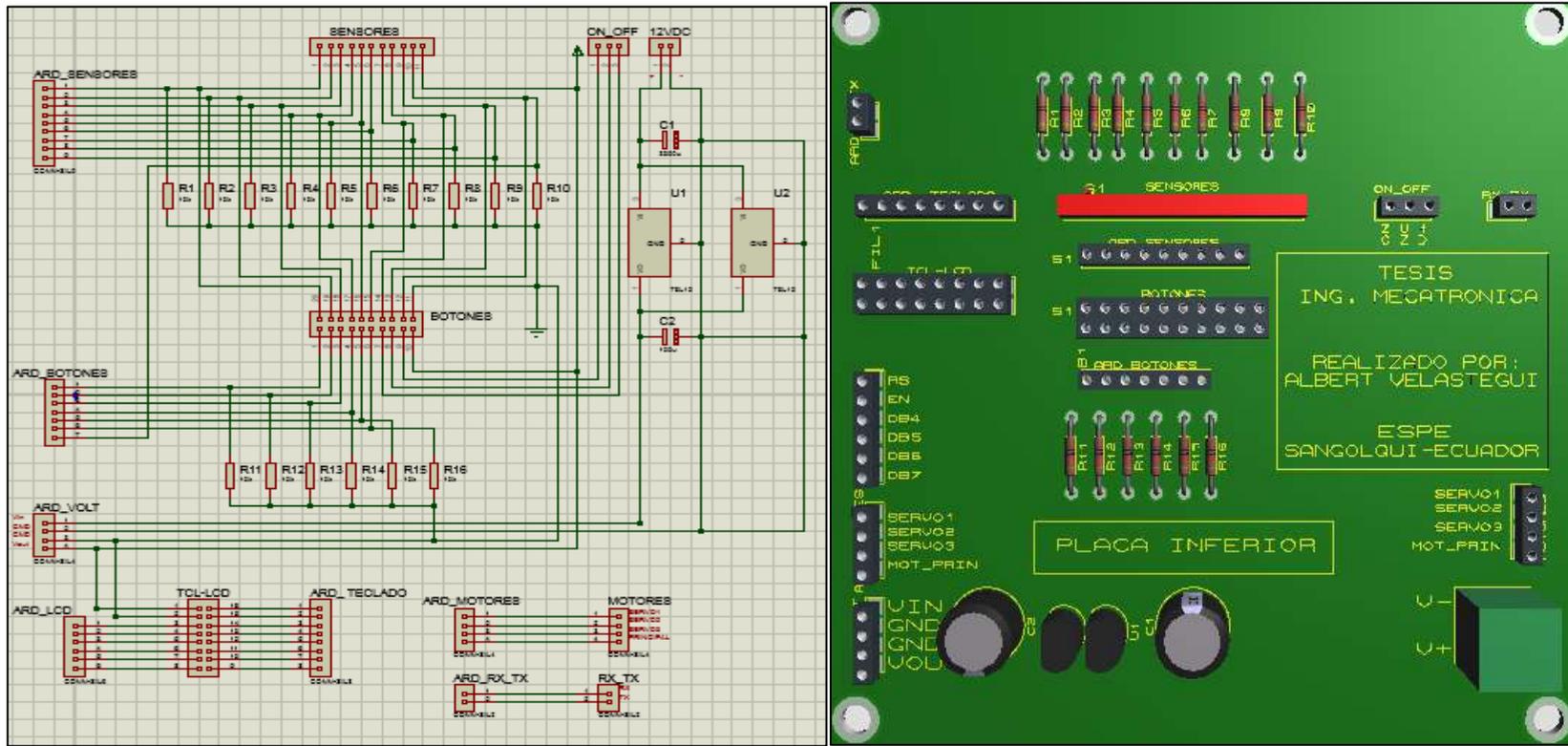
En el interior de este módulo existe dos circuitos impresos, figura 141 y figura 142, el primero que recibe las señales de los elementos exteriores del módulo (botones, selectores y teclado), y envía a un segundo circuito impreso encargado de distribuir señales de control (sensores, motores, botones, etc) y voltaje hacia un ARDUINO MEGA R3 que cumple la función de sistema de control primario; además en el interior existe un pequeño ventilador de 12vdc que ayuda a la refrigeración interna.



(a)

(b)

Figura 146. Circuito Impreso No.1, a) Esquema, b)baquelita



(a)

(b)

Figura 147. Circuito Impreso No.2; a) Esquema, b) baquelita

7.5.2. FUENTE DE ALIMENTACIÓN

Todos los elementos eléctrico y electrónicos que contiene la máquina a escala, en conjunto no superan los 3 amperios, pues, los únicos elementos de alto amperaje es el ARDUINO (40 mA I/O), el motor principal (1A) y los tres servomotores (1.5 A en total), por lo tanto la fuente utilizada para abastecer a la máquina es una ATX de 750W, que se ubicara en el interior del modelo.



Figura 148. Fuente ATX 750W

7.5.3. TARJETA PRINCIPAL.

Para optimizar espacio y minimizar el tamaño del modelo a escala, se opta por diseñar una tarjeta que controle la distribución de voltajes proveniente de la fuente ATX, además a través de soques y espadines se distribuya el control de: motores, sensores y demás elementos de control.

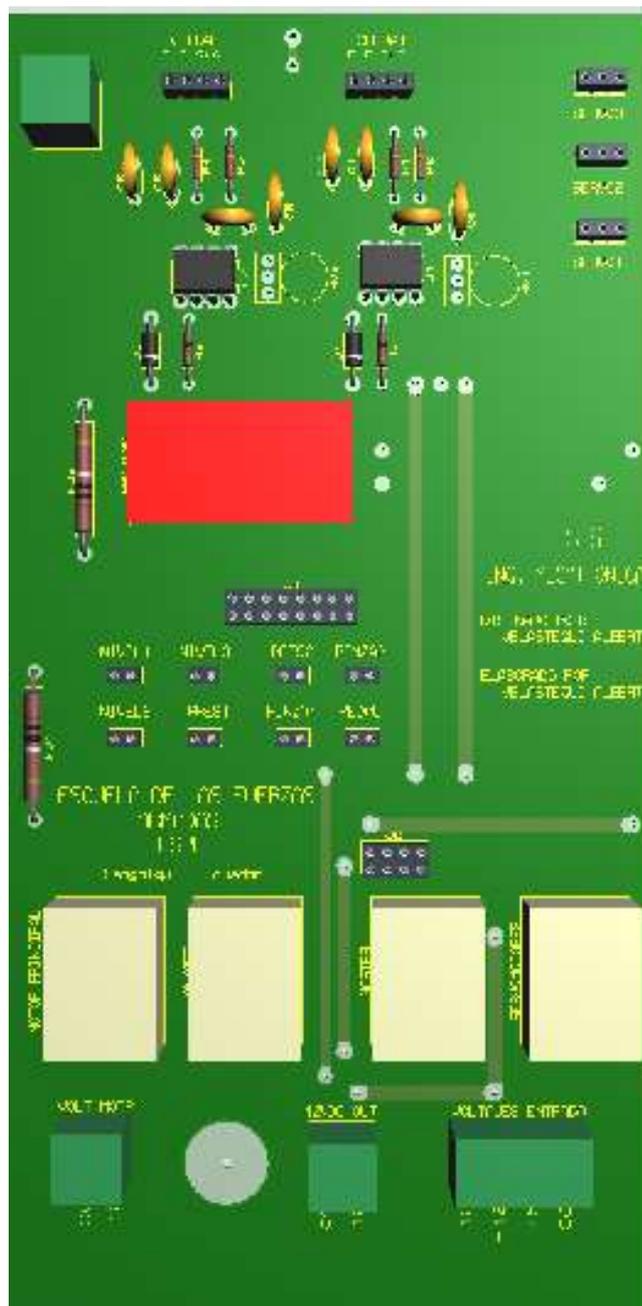


Figura 149. Tarjeta principal de control

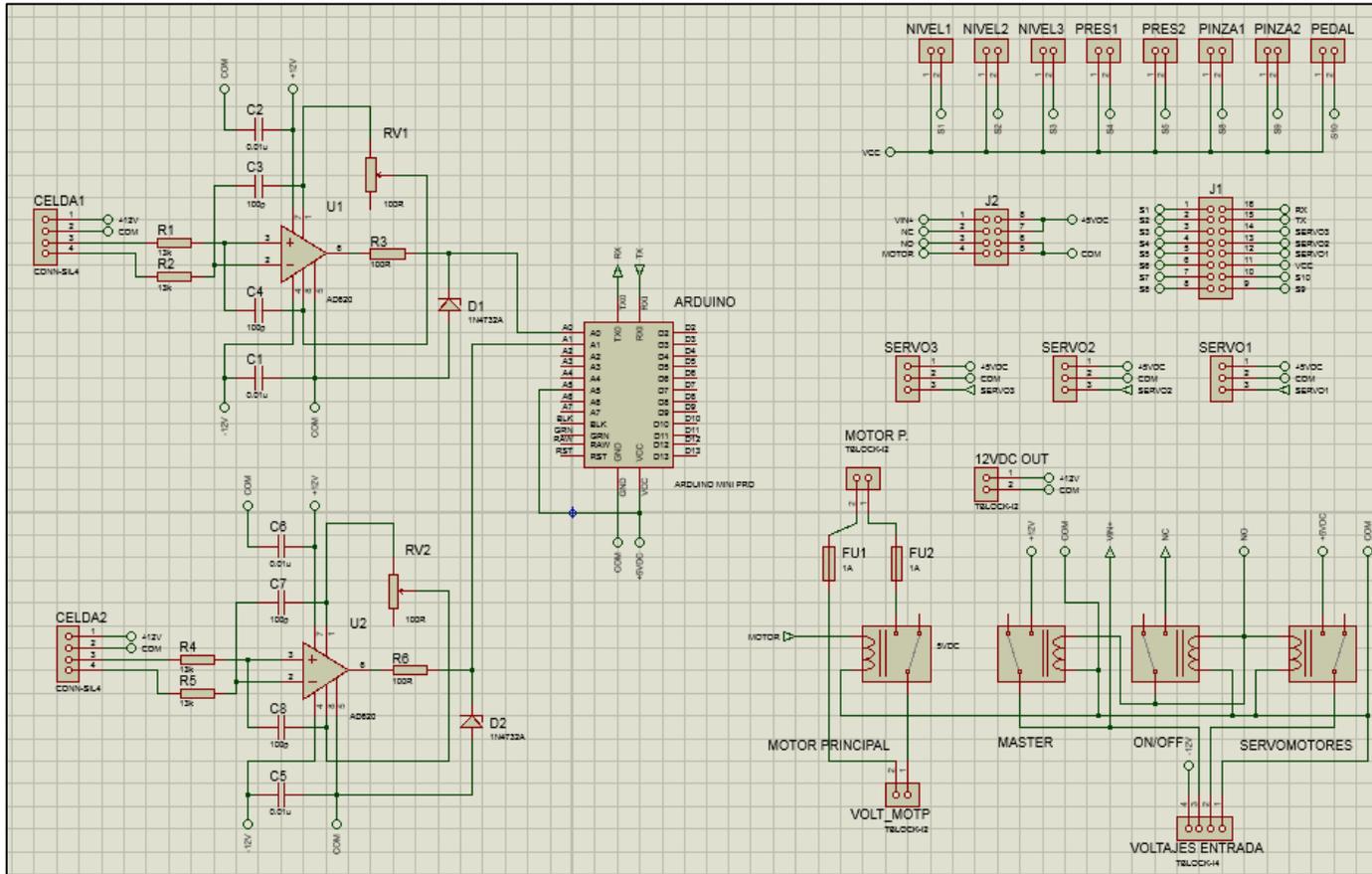


Figura 150. Diagrama de la placa principal

7.5.4. SENSORES DE CONTROL

Para efectos de simulación se utiliza:

- Selectores para simular los sensores de nivel.



Figura 151. Selectores

- Microswitches para los sensores de presencia de material.



Figura 152. Microswitches

- Pulsadores para los topes de pinza.



Figura 153. Pulsadores

7.5.5. ACONDICIONAMIENTO DE SEÑALES PROVENIENTES DE LAS CELDAS DE CARGA.

7.5.5.1. ETAPA DE AMPLIFICACIÓN

De las celdas de carga únicamente se conoce la capacidad máxima 7kg y 3kg.

Cada celda de carga se alimentó con +12V y 0V, teniendo a la salida los siguientes valores:

Tabla 23.

Voltajes de salida de las celdas de carga

VOLTAJES DE LAS CELDAS DE CARGA

	Peso1	Salida1	Peso2	Salida2
Celda 1	100g	0.1mV	365g	0.36mV
Celda 2	100g	0.1mV	365g	0.36mV

Estas señales están en el orden de los 0.1mV cada 100g, siendo necesaria una etapa de amplificación. Se utiliza como amplificador de instrumentación AD620 por las características que presenta y la facilidad de encontrarlo en el mercado nacional.

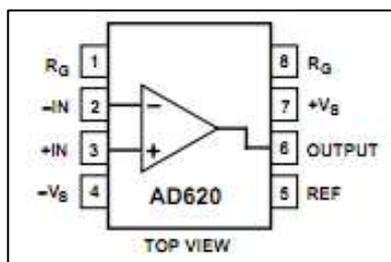


Figura 154. Diagrama del integrado AD620

Fuente: (ALIEXPRESS, 2015)

Tomando en cuenta los valores en mV de la tabla 7.2, es indispensable una amplificación de $G=1000$. Para ello se utiliza la fórmula dada por el fabricante, con esto se encuentra la resistencia de ganancia R_G .

$$G = 1 + (49.4K/R_G)$$

[290]

Se despeja la resistencia de ganancia:

$$R_G = \frac{49.4K}{G - 1}$$

[291]

Reemplazando los valores se obtiene:

$$R_G = 49.4ohms. \approx 51ohms$$

[292]

Toda señal amplificada está expuesta a ruidos provenientes de diferentes factores, ya sea el rizado de la fuente o ruidos externos, aun los mejores amplificadores no poseen rechazo en modo común a frecuencias mayores a 20Khz. Por lo tanto es indispensable la creación de filtros para resolver este problema. El Datasheet del integrado AD620 recomienda la siguiente configuración:

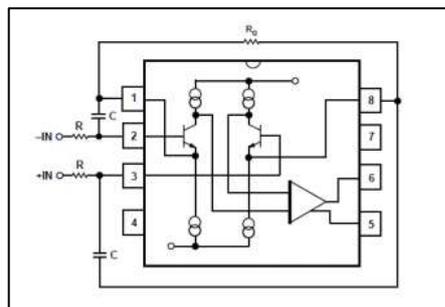


Figura7.28 Circuito de filtro recomendado para el AD620

Fuente: (ALIEXPRESS, 2015)

Para encontrar los valores de los elementos del filtro, el fabricante expone la siguiente fórmula:

$$R \cdot C = \frac{1}{2\pi f}$$

[293]

Dónde:

$$f \geq \text{ancho de banda del AD620} = 120\text{Khz}$$

$$C \leq 150\text{pf} \implies C = 100\text{pf}$$

Reemplazando los valores se obtiene el valor de la resistencia:

$$R \approx 12\text{k}\Omega$$

[294]

7.5.6. ARDUINO MEGA 2560 R3.

El ARDUINO MEGA es el centro de control de toda la máquina, aquí el recibe las señales de los sensores, botones, el teclado, las celdas de carga, LCD, etc; las procesa y a través del programa (ANEXO3), da las diferentes señales de mando a la máquina.

Tabla 24.

Uso de pines ARDUINO (Modelo a escala)

ARDUINO MEGA 2560R3

	Función	VARIABLE	TIPO	PIN
SENSORES	Nivel 1	S1	Entrada	22
	Nivel 2	S2	Entrada	24
	Nivel 3	S3	Entrada	26
	Open Compuerta reguladora	S4	Entrada	28
	Close compuerta reguladora	S5	Entrada	30
	Presencia 1	S6	Entrada	32
	Pinza1	S7	Entrada	34
	Presencia 2	S8	Entrada	36
	Pinza2	S9	Entrada	38
	Pedal	Pedal	Entrada	52
BOTONES	Motor P.	B1	Entrada	40
	Abrir Pinza	B2	Entrada	42
	Selector 1	Select1	Entrada	44
	Automático	Select2	Entrada	46
	Manual	Selec3	Entrada	48
	Stop	B3	Entrada	50
MOTOR	Motor principal	motor	PWM	8
	Pinza1	Servo1	PWM	9
	Pinza2	Servo2	PWM	10
	Comp. regulador	Servo3	PWM	11
	Celda1	Celda1	Analog	0
	Celda2	Celda2	Analog	1
	LCD 16 X2		PWM	2,4,5,6,7
	TECLADO MATRICIAL		Filas	39, 41,43,45
			Columna	47, 49, 51, 53

7.5.7. ENSAMBLAJE TOTAL DEL MODELO A ESCALA



Figura 155. Modelo a escala terminado

CAPITULO VIII

FACTIBILIDAD

INTRODUCCIÓN:

En este capítulo se detallan los costos directos e indirectos de elementos mecánicos, eléctricos, electrónicos, mano de obra y otros ocupados para construcción de la máquina dosificadora y su modelo a escala, además se realiza el análisis financiero para corroborar que la inversión produce ganancias.

8.1. COSTOS MAQUINA REAL

8.1.1. COSTOS DIRECTOS

En la siguiente tabla se cuantifica los costos de todos los elementos presentes en el diseño de la máquina real, además se agrupa dependiendo de su posición y/o función.

Tabla 25.

Costos directos de construcción de la Maquina Real

COSTOS DIRECTOS DE CONSTRUCCIÓN DE LA MAQUINA REAL

	CANTIDAD	ELEMENTO	UNIDAD DE MEDIDA	C/U	TOTAL
ESTRUCTURA Y SOPORTES	4	Tubo cuadrado de 1 pulga	unidad	\$ 25.00	\$ 100.00
	4	Tubo cuadrado de 1/2 pulga	unidad	\$ 8.00	\$ 32.00
	1	tolva de acero inoxidable	unidad	\$ 550.00	\$ 550.00
	1	Boca de descarga acero inoxidable	unidad	\$ 200.00	\$ 200.00
	7	Tapas de estructura de laton, 0.5mm	unidad	\$ 50.00	\$ 350.00
	1	Pernos, rodela, remaches y tuercas	unidad	\$ 30.00	\$ 30.00
	1	Pintura	unidad	\$ 10.00	\$ 10.00
	1	Mano de obra	unidad	\$ 100.00	\$ 100.00
CONTINUA					

COSTOS DIRECTOS DE CONSTRUCCIÓN DE LA MAQUINA REAL (Continuación)					
BANDA TRANSPORTADORA	1	Plancha de acero A36 para estructura de la banda, e=5mm	unidad	\$ 100.00	\$ 100.00
	1	Plancha de acero inoxidable para la mesa y laterales de la banda transportadora, e=1mm	unidad	\$ 120.00	\$ 120.00
	2	Chumacera NSFK, 8mm diámetro interior	unidad	\$ 22.00	\$ 44.00
	2	Chumacera KLF004, 20mm diametro interior	unidad	\$ 36.00	\$ 72.00
	1	Rodillo M/S-20	unidad	\$ 50.00	\$ 50.00
	1	Tambor Motriz, seccion 4.2.7.1.1	unidad	\$ 100.00	\$ 100.00
	1	Banda Reveyord, 2PURB25I/FW	unidad	\$ 155.00	\$ 155.00
	1	Pernos, rodela y tuercas	unidad	\$ 20.00	\$ 20.00
	1	Mano de obra	unidad	\$ 25.00	\$ 25.00
SENSORES MOTORES PINZAS	2	Celdas de carga 30kg	unidad	\$ 50.00	\$ 100.00
	4	Mecanizado de pinzas	unidad	\$ 25.00	\$ 100.00
	2	mecanizado de soportes	unidad	\$ 35.00	\$ 70.00
	1	tornillos, rodela, pernos, tuercas, etc.	unidad	\$ 10.00	\$ 10.00
	1	Motorreductor ortogonal 1/6 hasta 20HP	unidad	\$ 50.00	\$ 50.00
	1	Motor trifasico Siemens, 2HP, 1800rpm	unidad	\$ 286.00	\$ 286.00
	2	Servomotor 24VDC, 16Nm	unidad	\$ 147.00	\$ 294.00
	1	Motor a pasos, 3.6Kg.cm, 1000RPM	unidad	\$ 40.00	\$ 40.00
	2	Sensores ultrasónicos, 12VDC	unidad	\$ 55.00	\$ 110.00
	1	Sensor Fotoeléctrico de barrera 12VDC	unidad	\$ 42.00	\$ 42.00
	2	Sensor fotoeléctrico de ranura, 5-24VDC NPN	unidad	\$ 28.00	\$ 56.00
	2	Sensor reflectivo , 12-24VDC NPN	unidad	\$ 28.00	\$ 56.00
	2	Sensores inductivos, 12-24VDC NPN	unidad	\$ 25.00	\$ 50.00
	2	Celdas de carga, 20kg, -15VDC	unidad	\$ 45.00	\$ 90.00
	CONTINUA				

COSTOS DIRECTOS DE CONSTRUCCIÓN DE LA MAQUINA REAL (Continuación)

TABLERO DE CONTROL	1	Tablero de Control	unidad	\$ 70.00	\$ 70.00
	2	Canaleta ranurada 40x40mm pvc	unidad	\$ 8.50	\$ 17.00
	2	Rieles Din	unidad	\$ 3.00	\$ 6.00
	1	Rollo de cable No.18	unidad	\$ 25.00	\$ 25.00
	4	Cable No. 10	metro	\$ 8.00	\$ 32.00
	1	Funda de terminales	unidad	\$ 6.00	\$ 6.00
	1	Funda de amarras plasticas medianas	unidad	\$ 2.00	\$ 2.00
FUENTES DE PODER	1	Fuente de 110VAC-12VDC, 50W	unidad	\$ 40.00	\$ 40.00
	1	Fuente de 110VAC-24VDC, 14.5A	unidad	\$ 85.00	\$ 85.00
	1	Fuente de 110VAC-5VDC, 14.5A	unidad	\$ 7.00	\$ 7.00
ETAPA DE POTENCIA	1	Disyuntor trifásico de 25-32 VAC, SIEMENS	unidad	\$ 23.00	\$ 23.00
	8	Porta fusibles	unidad	\$ 1.50	\$ 12.00
	6	Fusibles 6A	unidad	\$ 2.00	\$ 12.00
	2	Fusibles 32A	unidad	\$ 4.00	\$ 8.00
	1	Contactador 110VAC, 2A	unidad	\$ 20.00	\$ 20.00
	1	Guardamotor trifasico, 2.4-4A	unidad	\$ 55.00	\$ 55.00
	1	Rele, 110VAC	unidad	\$ 17.50	\$ 17.50
ETAPA DE CONTROL	2	Arduino Mega 2560 R3	unidad	\$ 69.00	\$ 138.00
	2	Fusibles, 2A	unidad	\$ 0.50	\$ 1.00
	9	Diodos	unidad	\$ 0.25	\$ 2.25
	1	ULN2803, Control motor a pasos	metro	\$ 32.00	\$ 32.00
	2	amplificador de celda de carga, Smowo	unidad	\$ 60.00	\$ 120.00

CONTINUA



COSTOS DIRECTOS DE CONSTRUCCIÓN DE LA MAQUINA REAL (Continuación)						
PANEL DE CONTROL	1	Boton NO, verde	unidad	\$ 10.00	\$	10.00
	1	Boton NC, rojo	unidad	\$ 10.00	\$	10.00
	1	Luz piloto verde	unidad	\$ 8.00	\$	8.00
	1	Luz piloto roja	unidad	\$ 8.00	\$	8.00
	1	STOP de emergencia	unidad	\$ 24.00	\$	24.00
	1	LCD 16x2	unidad	\$ 7.00	\$	7.00
	1	Teclado matricial,4x4	unidad	\$ 8.00	\$	8.00
	1	Selector 3 posiciones	unidad	\$ 20.00	\$	20.00
	1	Selector on-off	unidad	\$ 15.00	\$	15.00
	2	botones NO, amarillo	unidad	\$ 10.00	\$	20.00
	9	Selectores on-off, pequeños	unidad	\$ 0.70	\$	6.30
	9	focos pequeños 12VDC	unidad	\$ 0.60	\$	5.40
	1	Contador 110VDC	unidad	\$ 80.00	\$	80.00
TOTAL						\$ 4 364.45

8.1.2. COSTOS INDIRECTOS

Aquí estarán presentes los costos que no intervienen directamente en la construcción de la máquina.

Tabla 26.

Costos Indirectos De Mano De Obra

COSTOS DE MANO DE OBRA INDIRECTA			
TIPO	TIEMPO	COSTO/H	COSTO TOTAL
Ingeniería y Diseño	300	\$ 4	\$ 1200
Planos Mecánicos	50	\$ 3.5	\$ 175
Planos Eléctricos	50	\$ 3.5	\$ 175
Programación y Control	50	\$ 4	\$ 200
TOTAL			\$ 1750

8.1.3. COSTO TOTAL

Tabla 27.

Costo Total De Construcción De La Máquina Real

COSTO TOTAL DE LA CONSTRUCCIÓN DE LA MAQUINA REAL	
RUBROS	MONTO
Costos directos de construcción de la maquina real	\$ 4 364.45
Costos indirectos de mano de obra	\$ 1750.0
SUBTOTAL	\$ 6114.45
Utilidad 50%	\$ 3057.0
TOTAL	\$ 9171.45

8.1.4. EVALUACIÓN FINANCIERA.

La evaluación financiera consiste en conocer la rentabilidad de la máquina, para ello se necesita calcular dos parámetros importantes que son:

- Valor actual Neto (VAN)
- Tasa Interna de retorno (TIR)

8.1.4.1. VALOR ACTUAL NETO (VAN).

El cálculo del VAN determina si se cumplirá con el objetivo básico financiero, es decir: corroborar si es viable y maximizar la inversión.

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{BN_t}{(1+i)^t} - lo$$

[293]

Dónde:

VAN: Flujo de caja Neta – inversion

BN_t: Beneficio neto de flujo del periodo t

lo: Inversion inicial

n: numero de años

i: Tasa de descuento (rentabilidad minima que se espera del proyecto)

Para el cálculo del **BN_t**, se necesita conocer las ventas en un determinado tiempo (1 año), los costos de producción en base al precio del empaçado por unidad (5ctvs por funda), el rendimiento de la dosificadora (12 fundas/min) y el periodo de trabajo diario de la máquina (7 horas).

$$venta\ anual = 5 \frac{ctvs}{funda} * 12 \frac{fundas}{min} * 60 \frac{min}{h} * 6 \frac{horas}{dia} * 22 \frac{dias}{mes} * 12 \frac{meses}{año}$$

[294]

$$venta\ anual = 5702400 \frac{ctvs}{año} \approx 57024 \frac{USD}{año}$$

[295]

Los costos de producción anual se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 28.

Costo de producción anual

COSTO DE PRODUCCIÓN ANUAL		
ELEMENTO	VALOR MENSUAL	VALOR ANUAL
Costo de procesado del producto	\$3550	\$ 42600
Mantenimiento	\$ 30	\$ 360
Operador	\$ 354	\$ 4956
Luz Eléctrica	\$ 30	\$ 360
TOTAL		\$ 48276

Si:

$$BN_t = \text{Ventas anuales} - \text{Costos de producción}$$

[296]

$$BN_t = \$ 57024 - \$ 48276 = \$ 8748$$

[297]

Para determinar el VAN se proyecta para 5 años el beneficio neto, junto con la inversión inicial (\$ 6114.45), como se detalla en la siguiente tabla:

Tabla 29.

Calculo de la VAN con una proyección de 5 años

CALCULO DEL VAN [dólares]						
n	0	1	2	3	4	5
io	6114.45					
BN_t		8748.0	9622.8	10585.1	11643.6	12807.9
i	20%	20%	20%	20%	20%	20%
(1 + i)ⁿ	1	1.20	1.44	1.73	2.07	2.49
BN_t/(1 + i)ⁿ		7290.0	6682.5	6125.6	5615.2	5147.2
		VAN				24746.1

Como se puede apreciar en la tabla anterior la VAN es elevada con respecto a la inversión inicial, aproximadamente 4 veces, esto indica que las ganancias que produce la máquina son aceptables.

8.1.4.2. TASA INTERNA DE RETORNO (TIR).

La tasa interna de retorno sirve para determinar la rentabilidad de la máquina, para ello hace que la VAN=0.

$$VAN = 0 = \sum_{t=1}^n \frac{BN_t}{(1 + TIR)^t} - lo$$

[298]

Dónde:

VAN: Flujo de caja Neta – inversión

BN_t: Beneficio neto de flujo del periodo *t*

lo: Inversión inicial

n: número de años

TIR: tasa interna de retorno (se busca el valor para VAN = 0)

Mediante iteraciones, se busca el valor de TIR, para obtener una VAN igual a cero o próximo a cero.

Tabla 30.

Calculo de la TIR mediante iteraciones

CALCULO DEL VAN [dólares]						
n	0	1	2	3	4	5
lo	6114.45					
BN _t		8748.0	9622.8	10585.1	11643.6	12807.9
TIR	151%	151%	151%	151%	151%	151%
(1 + i) ⁿ	1	2.51	6.29	15.76	39.50	99.03
BN _t /(1 + i) ⁿ		3489.4	1531.1	671.8	294.8	129.3
VAN						1.92

De la tabla anterior se obtiene una TIR=151%, muy superior a la tasa de descuento del 20%, concluyendo así que **el proyecto es rentable.**

8.2. COSTO DEL MODELO A ESCALA

En esta tabla se cuantifica los costos de todos los elementos presentes en la construcción del modelo a escala, además se agrupa dependiendo de su posición y/o función.

Tabla 31.

Costo total del modelo a escala

COSTOS DIRECTOS DE LA CONSTRUCCIÓN DEL MODELO A ESCALA

	CANTIDAD	ELEMENTO	UNIDAD DE MEDIDA	C/U	TOTAL
ESTRUCTURA	0.5	Tubo cuadrado de 1/2 pulga	unidad	\$ 8.00	\$ 4.00
	1	tolva de ojalata	unidad	\$ 3.00	\$ 3.00
	1	Boca de descarga	unidad	\$ 4.00	\$ 4.00
	1	Tapas de estructura en ojalata	unidad	\$ 15.00	\$ 15.00
	1	Pernos, rodela y tuercas	unidad	\$ 5.00	\$ 5.00
	2	Micro Switch	unidad	\$ 0.50	\$ 1.00
	1	Pintura	unidad	\$ 10.00	\$ 10.00
	1	Mano de obra	unidad	\$ 20.00	\$ 20.00

CONTINUA



COSTOS DIRECTOS DE LA CONSTRUCCIÓN DEL MODELO A ESCALA(Continuación)					
BANDA TRANSPORTADORA	1	Tocho de aluminio	unidad	\$ 10.00	\$ 10.00
	1	Torneado de tambor motriz	unidad	\$ 15.00	\$ 15.00
	1	Torneado de rodillo de retorno	unidad	\$ 10.00	\$ 10.00
	4	Chaveteros	unidad	\$ 1.00	\$ 4.00
	1	esqueleto de banda con placas de acero	unidad	\$ 10.00	\$ 4.00
	1	Motor de ventanas de carro 12 VDC	unidad	\$ 25.00	\$ 25.00
	1	mesa de apoyo de ojalata	unidad	\$ 0.50	\$ 0.50
	1	Pernos, rodelas y tuercas	unidad	\$ 5.00	\$ 5.00
	2	bandas de transmisión de casetes	unidad	\$ 1.50	\$ 3.00
	1	Servomotores Mg996r	unidad	\$ 14.00	\$ 14.00
	3	Microswitch	unidad	\$ 0.50	\$ 1.50
	0.50	Tela semipermeable negra	metros	\$ 1.50	\$ 0.75
	2	Servomotores Mg996r	unidad	\$ 14.00	\$ 28.00
	4	Microswitch	unidad	\$ 0.50	\$ 2.00
PINZAS	2	Pinzas de acrílico	unidad	\$ 4.00	\$ 8.00
	1	Acrílico de mezcla polvo-liquido	funda	\$ 3.00	\$ 3.00
	2	Celdas de carga 6kg	unidad	\$ 12.00	\$ 24.00
	1	Cable de teléfono	metro	\$ 1.00	\$ 1.00

CONTINUA



COSTOS DIRECTOS DE LA CONSTRUCCIÓN DEL MODELO A ESCALA(Continuación)						
PANEL DE DISTRIBUCIÓN	PLACA PRINCIPAL	1	Baquelita 10x20 cm perforada y barnizada	unidad	\$ 14.00	\$ 14.00
		10	Soque de 2 puntos	unidad	\$ 0.50	\$ 5.00
		3	Soque de 3 puntos	unidad	\$ 0.50	\$ 1.50
		2	Regleta de espadines hembra	unidad	\$ 0.80	\$ 1.60
		3	Bloque de conexión 2 puntos	unidad	\$ 0.50	\$ 1.50
		2	Bloque de conexión 4 puntos	unidad	\$ 1.00	\$ 2.00
		3	Reles 12VDC	unidad	\$ 1.50	\$ 4.50
		1	Reles 6VDC	unidad	\$ 1.50	\$ 1.50
		1	Arduino Mini	unidad	\$ 10.00	\$ 10.00
		2	ADC 620	unidad	\$ 10.00	\$ 20.00
		2	Soques de 16 patitas	unidad	\$ 0.25	\$ 0.50
		2	potenciómetros de presicion 2k homs	unidad	\$ 1.00	\$ 2.00
		4	Resistencias de 1K homs	unidad	\$ 0.15	\$ 0.60
		8	Capacitores 100pf	unidad	\$ 0.20	\$ 1.60
	2	Diodos 1N4732A	unidad	\$ 0.25	\$ 0.50	
	1	Fuente ATX 250W	unidad	\$ 15.00	\$ 15.00	
	1	Conector DB25	unidad	\$ 1.50	\$ 1.50	
	OTROS	1	Cable plano 25 hilos	metro	\$ 3.50	\$ 3.50
1		Pernos, Rodelas y Tuercas	unidad	\$ 5.00	\$ 5.00	
1		Selector on-off	unidad	\$ 0.50	\$ 0.50	
1.5		cable MULTIFILAR 24 hilos	metro	\$ 1.00	\$ 1.50	
1.5		Cable concentrico 2 hilos, #18	metros	\$ 3.00	\$ 4.50	
2	Estaño	metros	\$ 0.50	\$ 1.00		

CO CONTINUA NTINUA



COSTOS DIRECTOS DE LA CONSTRUCCIÓN DEL MODELO A ESCALA(Continuación)

		cantidad	descripcion	unidad	precio unitario	precio total	precio total
PANEL DE CONTROL	TABLERO DE CONTROL	1	Display 16x2	unidad	\$ 7.00	\$ 7.00	
		1	Teclado matricial de membrana 4x4	unidad	\$ 6.00	\$ 6.00	
		3	Pulsador NO	unidad	\$ 1.00	\$ 3.00	
		2	Pulsador Nc	unidad	\$ 1.00	\$ 2.00	
		1	Selector on-off	unidad	\$ 0.50	\$ 0.50	
		1	Selector 2 posiciones	unidad	\$ 0.75	\$ 0.75	
		9	Mini led rojos	unidad	\$ 0.25	\$ 2.25	
		9	Mini selectores 2 posiciones	unidad	\$ 0.50	\$ 4.50	
		PLACA SUPERIOR	1	baquelita 10x10 perforada y barnizada	unidad	\$ 8.00	\$ 8.00
	22		Soque de 2 puntos	unidad	\$ 0.50	\$ 11.00	
	3		Soque de 3 puntos	unidad	\$ 0.50	\$ 1.50	
	1		Soque de 20 pines para cable plano	unidad	\$ 1.00	\$ 1.00	
	1		Soque de 16 pines para cable plano	unidad	\$ 1.00	\$ 1.00	
	1		Regleta espadines hembra	unidad	\$ 0.80	\$ 0.80	
	1		Regleta espadines macho	unidad	\$ 0.80	\$ 0.80	
	1		Potenciómetro 50k oms	unidad	\$ 0.50	\$ 0.50	
	1		baquelita 10x10perforada y barnizada	unidad	\$ 8.00	\$ 8.00	
	PLACA INFERIOR		3	Regleta espadines hembra	unidad	\$ 0.80	\$ 2.40
		1	Soque de 20 pines para cable plano	unidad	\$ 1.00	\$ 1.00	
		1	Soque de 16 pines para cable plano	unidad	\$ 1.00	\$ 1.00	
		16	Resistencias 10k	unidad	\$ 0.15	\$ 2.40	
		2	Reguladores L7812	unidad	\$ 1.50	\$ 3.00	
1		Capacitor electrolítico3300uf	unidad	\$ 0.50	\$ 0.50		
1		Capacitor electrolítico100uf	unidad	\$ 0.50	\$ 0.50		
1	Bloque de conexión 2 puntos	unidad	\$ 0.50	\$ 0.50			

CONTINUA



COSTOS DIRECTOS DE LA CONSTRUCCIÓN DEL MODELO A ESCALA(Continuación)					
OTROS	1	Gabinete metálico estándar pequeño	unidad	\$ 5.00	\$ 5.00
	1	Arduino Mega	unidad	\$ 45.00	\$ 45.00
	1	Ventilador pequeño a 12 VDC	unidad	\$ 5.00	\$ 5.00
	1	Conector DB25 macho	unidad	\$ 1.50	\$ 1.50
	1	Espagueti termoencogible	unidad	\$ 1.00	\$ 1.00
	2	Cable plano 25 hilos	metros	\$ 3.50	\$ 7.00
	1	Pernos, rodela y tuercas	unidad	\$ 5.00	\$ 5.00
	1	Cautín	unidad	\$ 2.50	\$ 2.50
	2	Estaño	metros	\$ 0.50	\$ 1.00
	3	Regleta espadines macho	unidad	\$ 0.80	\$ 2.40
	1	Crema para cautín	unidad	\$ 3.00	\$ 3.00
TOTAL					\$ 468.35

En esta sección no es indispensable realizar el análisis de los cotos del modelo a escala, pues se trata de un modelo simulado para demostración, donde la inversión corre por cuenta del autor de la tesis.

CAPITULO IX

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

9.1. CONCLUSIONES.

Se diseñó la máquina dosificadora automática de fideos cortos para la empresa “PASTIFICIO CHIMBORAZO”, donde el tiempo de llenado y pesado es 12 veces más rápido que la forma manual, además se incorporó pequeñas estructuras para las selladoras existentes en la empresa, dispuestas de forma adyacente a la máquina, esto reduce el tiempo de traslado de producto dosificado a las selladoras en 3s, obteniendo una mayor eficiencia en el proceso de dosificado-sellado.

Resultado de la investigación de los diferentes tipos de dosificadoras para materiales frágiles, se diseñó la máquina con las siguientes partes: una tolva de distribución, una banda de dosificado con compuerta de regulación, pinzas de sujeción y una boca de descarga; la aplicación práctica de estos elementos hacen que la máquina diseñada se diferencie y tome ventaja de otras máquinas dosificadoras en el mercado por su versatilidad, en cuanto a la capacidad de dosificar diferentes productos solidos secos o semisecos (no viscosos), cuyo ángulo de talud sea menor o igual a 45 grados y su mayor medida no supere los 3.8cm, haciendo de este sistema una innovación que fundamenta y sustenta la propuesta de esta tesis.

La necesidad de dosificar hasta 30 kg de fideos en varios tipos de empaques se satisface con un sistema de sujeción por pinzas; cada pinza posee una celda de carga dispuestas de forma que permiten sensar y sostener hasta 30kg, además, la facilidad de modificar el ángulo de agarre en las pinzas hace que este sistema sea capaz de sujetar varios tipos de empaque independientemente de su textura y tamaño.

Como alternativa económica y eficiente de control se utilizó un ARDUINO MEGA 5630, pues, comparado con un PLC es más económico, aproximadamente la tercera parte de lo que cuesta un Logo Siemens (157 dólares). No necesita de módulos de expansión pues en su placa está incorporado 52 entradas-salidas digitales(14 se pueden usar como PWM), Comunicación Serial y 16 entradas-salidas análogas, ocupa menos espacio, se puede comunicar con la computadora con cualquier cable de impresora sin la necesidad de comprar cables especiales, además que posee un software libre haciendo de este elemento un poderoso módulo de control a muy bajo costo.

El diseño y modelado de los elementos que conforman la máquina real se hizo a partir de: muestreo y experimentación, cálculos de ingeniería, simulaciones asistidas por computadora y diseños CAD, por lo tanto se cumple con el requisito de aplicar la ingeniería conceptual básica y de detalle en el desarrollo de esta tesis.

El panel de control está pensado para una fácil interacción entre el usuario y la máquina, brinda la capacidad de modificar los parámetros de control y operar ciertos elementos de la máquina de forma manual, además tiene un testeo y simulador de sensores que facilita al operario encontrar fallos. Cumpliendo de esta forma uno de los objetivos propuestos en esta tesis.

La máquina cumple con las normas ISO 8442-2:1998 MATERIALES EN CONTACTO CON ALIMENTOS, que justifica el uso de aceros inoxidables en las superficies de contacto con el producto e INEN NTE 2644 SERVICIOS AMBIENTALES al no tener desperdicios orgánicos e inorgánicos.

El costo total de la máquina es dos veces menor a otras máquinas dosificadoras de productos sólidos, con la diferencia que el modelo presentado en esta tesis tiene versatilidad en el tipo de empaques, peso y producto.

Se diseñó y construyó un modelo a escala basándonos en las formulas descritas en el proyecto de la maquina real, donde se aprecia tangiblemente el funcionamiento individual y colectivo de sistemas como: banda dosificadora, pinzas de sujeción, sistema de pesaje y control general de la máquina, obteniendo resultados satisfactorios y concluyendo que la máquina cumple con su función.

9.2. RECOMENDACIONES.

Se recomienda implementar una máquina que alimente automáticamente los fideos a la tolva de almacenamiento, con esto se podrá crear una línea automática que mejorará el tiempo de operación de la máquina.

Respecto al mantenimiento y uso de la máquina se recomienda:

Limpiar las partes donde el producto tiene contacto con la máquina para evitar la proliferación de bacterias.

Posicionar correctamente las pinzas de acuerdo al ancho de las fundas.

Utilizar embudos de diferentes tamaños en la boca de dosificación, para obtener un mejor flujo y llenado de los empaques.

Probar el apriete de las pinzas cuando se modifique el tipo de empaque, para asegurarse la correcta sujeción.

Realizar un chequeo eléctrico, mensualmente.

No sobrecargar las pinzas con objetos y otros elementos que hagan que supere el valor de carga para la cual está diseñada.

Tener cuidado con no sobrepasar el nivel superior de la tolva, esto puede repercutir a desbordamientos del material y/o que el motor de la banda se sobrecaliente o dañe.

BIBLIOGRAFÍA

LIBROS CONSULTADOS:

MERIAM, J. L., & KRAIGE, L. (1999). *ESTÁTICA 3ra EDICION*. BARCELONA-ESPAÑA: EDITORIAL REVERTE S.A.

SHIGLEY, J. (1989). *MANUAL DE DISEÑO MECÁNICO*. México: EDITORIAL Mc' Graw Hill.

MOTT, R. L. (1996). *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS, CUARTA EDICION*. MEXICO : EDITORIAL PEARSON EDUCACION .

RAVENET, J. (1992). *SILOS*. BARCELONA-ESPAÑA: EDITORIAL IMGESA.

VELASTEGUI, A. (2006-2012). *APUNTES CARRERA INGENIERIA MECATRONICA* : ESCUELA DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE. SANGOLQUI-ECUADOR.

TESIS CONSULTADAS:

GARCIA, H. (2010). *DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE CONTINUO DE CAPACIDAD 500Kg/HORA*. (Proyecto de Titulación previo a la obtencion del titulo de Ingeniero Mecanico): UNIVERSIDAD POLITECNICA NACIONAL. QUITO-ECUADOR

MEDIA, A & IZA, M (20123). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA DOSIFICADORA Y EMPACADORA CONTROLADA POR PLC PARA LA LÍNEA DE PRODUCCION DE SNACKS DE LA EMPRESA ECUAMEX S.A.* (Proyecto de Titulación previo a la obtencion del titulo de Ingeniero Mecatronico): ESCUELA POLITECNICA DEL EJERCITO. SANGOLQUI-ECUADOR

PINTO FAJARDO, C. H. (2006). *DISEÑO, MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA DOSIFICADORA DE ALIMENTO GRANULADO PARA ANIMALES* . (Proyecto de Titulación previo a la obtencion del titulo de Ingeniero Mecanico): UNIVERSIDAD DE LA SALLE. BOGOTA-COLOMBIA

DOCUMENTOS WEB CONSULTADOS:

DE BENEDETTO , R., DE BENEDETTO , D., & LETONA, F. (2008). *ACEROS INOXIDABLES*.
Obtenido de: <http://estudioyensayo.files.wordpress.com/2008/11/aceros-inoxidable.pdf>

ETSIEB. (2014). *DISEÑO DE UN SILO CILÍNDRICO PARA EL ALMACENAMIENTO DE PRODUCTOS GRANULARES*. Obtenido de
<https://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/3180/1/31298-4.pdf>

- FIGUEROA VILLOTA, I. (2006). *DEPOSITO DE ALMACENAMIENTO*. Obtenido de http://www.uclm.es/area/ing_rural/Proyectos/IgnacioFigueroa/06-AnejolIb.pdf
- MULTIMET. (2014). *CLASIFICACIÓN DE LOS ACEROS INOXIDABLES SEGÚN NORMA AISI*. Obtenido de <http://www.multimet.net/pdf/clasificacionaceros.pdf>
- MVT. (2014). *SILOS AND BUNKERS DESING FOR RELIABLE FLOW* . Obtenido de http://www.mvt.ovgu.de/mvt_media/Vorlesungen/Lecture_SFPS/Folien_SFPS_4.pdf
- RINGEGNI, P. (2005). *ENGRANAJES CILINDRICOS A DIENTES RECOS*. Obtenido de <http://es.scribd.com/doc/241288256/Apunte-Engranajes-Rectos-2013-Industrial#scribd>
- SLIDESHARE. (2012). *ENGRANAJES ANSI ISO*. Obtenido de <http://www.slideshare.net/adrianperezdi/engranajes-ansi-e-iso>
- TIA UNO. (2011). *TABLAS: REACCIONES, MOMENTOS Y FLECHAS EN VIGAS*. Obtenido de <http://tiaestructurasunom.blogspot.com/p/tablas-reacciones-momentos-y-flechas.html>

CATÁLOGOS:

- HABASIT (2014). *CATALOGO BANDA FAB-5E1WH*. Obtenido de [http://www.habasit.com/HNET/PRODES.NSF/\(LuAllByUNID\)/B832365AFC822754C125774800081C1A?openDocument](http://www.habasit.com/HNET/PRODES.NSF/(LuAllByUNID)/B832365AFC822754C125774800081C1A?openDocument)
- KAUMAN S.A. (2014). *CATALOGO DE BANDAS*. Obtenido de: http://kauman.com/doc/catalogo_kauman_es.pdf
- NORD. (2014). *CATALOGO REDUCTORES SIN FIN SERIE UNIVERSAL*. Obtenido de http://www5.nord.com/cms/media/documents/bw/G1035_60Hz_ES_2908.pdf
- NSK. (2014). *RODAMIENTOS*. Obtenido de http://www.nskamericas.com/cps/rde/xchg/na_es/hs.xsl/angular-contact-ball-bearings.html
- REVEYRON. (2012). *STANDARD RANGE 2PURB25I/FW*. Obtenido de <http://www.reveyron.com/uploads/documents/data-sheet-2purb25i-168.pdf>
- ROLLERSCONVEYORS. (2014). *FABRICA DE RODILLOS Y TRANSPORTADORES*. Obtenido de <http://www.rollersconveyors.com/ima/RollersConveyorsSA.pdf>
- ROTRANS. (2013). *CATALOGO DE RODILLOS*. Obtenido de: <http://rotranssa.com/catalogos>

SIEGLING TRANSILON. (s.f.). *RECOMENDACIONES PARA LA CONSTRUCCION DE INSTALACIONES*. Obtenido de:
file:///C:/Users/User/Downloads/305_fms_recomendaciones_para_la_construccion_de_instalaciones_es.pdf

SIEMENS. (2013). *LISTA DE PRECIOS ECUADOR* . Obtenido de
<https://www.industry.siemens.com/home/aan/es/ecuador/Documents/Lista%20de%20Pecios%20Final%20Siemens%20Industry%20Ecuador.pdf>

TOP (2014). *CATALOGO DE RECUBRIMIENTOS PARA TAMBORES MOTRICES* . Obtenido de
http://www.rematiptop.de/rtt_industrie/ConveyorBelt/trommelbelaege_sp.pdf

WEG. (2014). *CATALOGO MOTOR ELECTRICO TRIFASICO*. Obtenido de
<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-w22-motor-trifasico-tecnico-mercado-latinoamericano-50024297-catalogo-espanol.pdf>

SITIOS WEB:

ALIEXPRESS. (2014.). Obtenido de

<http://es.aliexpress.com/>

AUTIHIERROS. (2014). Obtenido de

http://www.autinohierros.com.ar/T_TubosCuadrados.aspx

BIBLIOTECA VIRTUAL LUIS ANGEL ARANGO. (2014). *COLOMBIA*. Obtenido de

<http://www.banrepultural.org/blaavirtual/ayudadetareas/objetos/objetos62.htm>

COMEK. (2014). Obtenido de

<http://www.comek.com.co/>

EXPERTOS EN SILOS. (2007). Obtenido de

<http://expertoensilos.blogspot.com/2007/10/mtodo-de-janssen-fue-el-primer-mtodo.html>

MERCADO LIBRE. (2014). Obtenido de

<https://.www.mercadolibre.com.ec>

ROYMECH. (2014). Obtenido de

http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.htm

SCRIPT. (2012). *CALCULO Y DIBUJO DE ENGRANAJES*. Obtenido de

<http://es.scribd.com/doc/56836019/CALCULO-Y-DIBUJO-DE-ENGRANES>

SENSOVANT. (2014). *INTERRUPTOR PARA SOLIDOS*. Obtenido de
<http://www.sensovant.com/productos/caudal-nivel-fluidos/sensores-Nivel-de-liquidos/sensores-solidos/articulo/interruptor-de-nivel-para-solidos.html>

SERVO, A. D. (2014). Obtenido de
http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.htm

SOLO MATEMATICAS. (2014). Obtenido de
<http://www.solomatematicas.com/geometria/volumenes.htm>

UDLAP. (2014). Obtenido de
http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/bonillamercado_jc/capitulo5.pdf

VESCOVOWEB. (2009). Obtenido de
<http://www.vescovoweb.com/tiposDosificadores.html>

VIAINDUSTRIAL. (2014). Obtenido de
www.viaindustrial.com.ec

WIKIPEDIA. (2014). Obtenido de
http://es.wikipedia.org/wiki/Aluminio_6061

YAHOO. (2011). Obtenido de
<https://es.answers.yahoo.com/question/index?qid=20101005193402AAwv8es>

ANEXOS