

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Rediseño de una dosificadora de cereal de tipo volumétrico a una de
tipo gravimétrico"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Katherine Jazmín Chiliguana Quimí

José Miguel Villavicencio García

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

A Jehová el creador de universo por darnos la vida y las fuerzas necesarias para realizar este proyecto.

A nuestros padres, quienes en todo momento me han brindado su apoyo incondicional.

Al Ing. Ernesto Martínez por su guía y por colaborar con su vasta experiencia técnica en el diseño de los mecanismos de este proyecto.

Al club de robótica Robota Espol por facilitar sus instalaciones y equipos para el desarrollo del proyecto.

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Katherine Jazmín Chiliguana Quimí

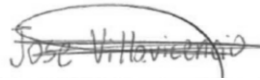
José Miguel Villavicencio García

MSc. Eduardo Horacio Orcés Pareja

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



Katherine Chiliguana



José Villavicencio



Eduardo Orcés , MSc.

RESUMEN

En este proyecto se describe el rediseño de una máquina dosificadora de galletas de chocolate. Una empresa adquirió una máquina dosificadora de hojuelas de maíz de tipo volumétrico y empezó a usarla para envasar galletas de chocolate, este uso inadecuado produce un dosificado en exceso de 3552,5 kg de galletas al mes, lo que conlleva una pérdida de \$ 12000 mensuales en la producción de la empresa. El objetivo principal del proyecto es rediseñar una maquina dosificadora de galletas con un sistema de tipo volumétrico a un sistema gravimétrico, disminuyendo el exceso de envasado de galletas de chocolate por tarrina.

Para conocer las propiedades físicas de las galletas se realizaron ensayos siguiendo las normas aplicables. Se realizó el diseño de los componentes mecánicos de la máquina dosificadora, y se usó Ansys Rigid Dynamics para comprobar las fuerzas sobre los elementos críticos del sistema. Se realizó también una simulación en EDEM para verificar el comportamiento de las galletas en su paso a través de la máquina diseñada. Finalmente se realizó el análisis de la viabilidad económica para la construcción del proyecto usando criterios de evaluación de proyectos de inversión.

Se determinó el ángulo de inclinación de la tolva $30[deg]$, la presión de aire que se debe suministrar a los pistones $60[psi]$, el tiempo máximo de reacción de las placas $0,017[s]$, el tiempo del ciclo de llenado de una tarrina $1.51[s]$ y la disminución teórica del desperdicio de galletas $98[\%]$.

El uso de vibradores electromagnéticos promueve la alineación de las galletas sobre la bandeja transportadora, facilitando el control del peso. El mecanismo de control diseñado permite obtener el peso deseado con gran exactitud. Los parámetros de operación seleccionados permiten que la dosificadora alcance la producción requerida y pueda adaptarse para un incremento en los requerimientos de producción. El tiempo de fabricación e instalación no supera los 4 meses, y el tiempo de retorno de la inversión es de aproximadamente 6 meses, haciendo factible la realización del mismo.

Palabras Clave: Dosificación gravimétrica, transportadores electromagnéticos, galletas.

ABSTRACT

In this project we describe the redesign of a chocolate chip cookie metering machine. An enterprise acquired a corn flakes volumetric type dosing machine and began using it to package chocolate cookies; this misuse produces a dosed excess of 6136.5 kg of biscuits per month, leading to a monthly net loss of \$30000 in the production of the company. The main objective of the project is to redesign a dosing machine from a volumetric system to a gravimetric system, reducing the excess chocolate cookie packaging per container.

To understand the physical properties of the cookies, assays were performed following the applicable rules. The design of the mechanical components of the metering machine was made, and ANSYS Rigid Dynamics was used to check the forces on the critical elements of the system. An EDEM simulation was also performed to verify the behavior of cookies in the passage through the designed machinery. Finally, the analysis of economic feasibility, for construction of the project using criteria of capital budgeting, was made.

We determined the inclination angle of the hopper: 30 [degrees], the air pressure to be supplied to the pistons: 60 [psi], the maximum reaction time of the plates: 0.017 [s], the filling time cycle per container 1.51 [s] and the theoretical decrease of excess biscuit: 98 [%].

The use of electromagnetic vibrators promotes alignment of biscuits on the conveyor tray, providing weight control. The designed control mechanism allows the desired weight with great accuracy. The selected operation parameters allow the production to reach the required dosage, and can adapt to increased production requirements. The manufacture and installation time does not exceed 4 months, and the time of return on investment is approximately 6 months, making possible the realization of this project.

Keywords: gravimetric dosing, electromagnetic conveyors, biscuits

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
<i>ABSTRACT</i>	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS	VII
SIMBOLOGÍA	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	IX
ÍNDICE DE TABLAS	XII
ÍNDICE DE PLANOS	XIII
CAPÍTULO 1	1
1. Introducción.....	1
1.1 Descripción del Problema.....	2
1.2 Objetivos.....	4
1.2.1 Objetivo General	4
1.2.2 Objetivos Específicos	4
1.3 Marco Teórico.....	5
1.3.1 Máquinas Dosificadoras	5
1.3.2 Tipos de Dosificado.....	5
1.3.3 Partes de Una Máquina Dosificadora.....	10
1.3.4 Características del Material a Dosificar	11
1.3.5 Características del Flujo de Materiales	11
1.3.6 Sistema de Transporte de Material	15
1.4 Análisis de Alternativas de Solución	15
1.4.1 Criterios de Selección	16
1.4.2 Sistema de Almacenamiento.....	17

1.4.3	Sistema de Transporte	20
1.4.4	Sistema de Pesaje	24
1.5	Diseño Conceptual	26
CAPÍTULO 2.....		28
2.	Metodología del Diseño.....	28
2.1	Bases y Consideraciones del Diseño	33
2.2	Diseño del Sistema de Almacenamiento	43
2.2.1	Cálculo de Ángulo de Inclinación de la tolva	43
2.2.2	Cálculo del Volumen de la Tolva	46
2.2.3	Cálculo de Flujo Másico de la tolva	50
2.2.4	Cálculo de Presiones Sobre las Paredes de la Tolva.....	52
2.2.5	Cálculo del Espesor de la Tolva	53
2.3	Selección de Transportador Vibratorio	54
2.3.1	Selección del Vibrador electromagnético	54
2.3.2	Diseño de la Bandeja transportadora	56
2.4	Diseño de Sistema de Pesaje.....	59
2.4.1	Acciones de control	59
2.4.2	Diseño del Recipiente Divisor	61
2.4.3	Diseño de las Placas de Reacción	61
2.4.4	Cálculo del Tiempo de Reacción.....	62
2.4.5	Cálculo de la Aceleración Angular de los Componentes.....	65
2.4.6	Diseño del Eje	65
2.4.7	Selección de los Cojinetes	65
2.4.8	Diseño de la Barra Soporte Para Cojinetes.....	66
2.4.9	Diseño de la Placa Soporte Para Barra.....	66
2.4.10	Diseño de Mecanismo de Movimiento de las Placas	66

2.4.11	Selección del Pistón Para el Movimiento de las placas	67
2.4.12	Diseño de las Manivelas	69
2.4.13	Diseño de la Biela	70
2.4.14	Cálculo de la Presión del Pistón	70
2.4.15	Diseño del Recipiente de Pesaje	74
2.4.16	Selección del Pistón Para Compuertas.....	74
2.4.17	Diseño de la Compuerta de Expulsión.....	75
2.4.18	Selección de la Bisagra de vaivén	75
2.5	Diseño de Sistema de Descarga	75
2.5.1	Diseño de Tolva de Descarga	76
2.5.2	Diseño de Tubo de Descarga.....	76
2.5.3	Cálculo del Tiempo de Descarga	77
2.5.4	Cálculo del Tiempo del Ciclo.....	79
2.6	Diseño de la Estructura metálica	80
2.6.1	Diseño de la Plataforma para alimentador	81
2.6.2	Diseño de la Placa para celdas de carga	82
2.6.3	Cálculo de Cargas en el Marco de la estructura	84
CAPÍTULO 3.....		86
3.	Análisis de Resultados	86
3.1	Resultados del Proyecto.....	86
3.2	Análisis de costos	91
CAPÍTULO 4.....		96
4.	Discusión y Conclusiones.....	96
4.1	Conclusiones	96
4.2	Recomendaciones	98
BIBLIOGRAFÍA.....		100

APÉNDICES 103

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
CAD	Diseño Asistido por Computadora
AISI	Instituto Americano del Hierro y el Acero
PLC	Controlador Lógico Programable
OEE	Eficiencia Global del Equipo
PID	Controlador Proporcional, Integral y Derivativo
MEF	Método de elementos finitos

SIMBOLOGÍA

kg	Kilogramos
MPa	Megapascales
GPa	Gigapascales
m	Metros
N	Newton
mm	Milímetros
Deg	Grados
β	Ángulo de inclinación de la tolva
α_1	Ángulo de fricción del material
α_2	Ángulo de fricción del material
γ	Ángulo lateral de la tolva
V	Volumen
S	Amplitud de onda
ρ	Densidad del producto
X_i	Longitudes área rectangular
A_i	Áreas a entrada y salida de la tolva
h	Altura de la sección
X_n	Longitud del área superior
X_m	Longitud del área inferior
v_x	Volumen de la sección piramidal
h_x	Altura de la pirámide
v_{max-av}	Velocidad máxima de avance
a_{av}	Aceleración de avance
d_m	Desaceleración relativa del material

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Árbol de problemas.....	3
Figura 1.2	Tipos de dosificadoras	6
Figura 1.3	Plato giratorio.....	7
Figura 1.4	Por pistón neumático Fuente: Postpack, SL, 2016	7
Figura 1.5	Dosificador de tornillo Fuente: Postpack, SL., 2009	8
Figura 1.6	Dosificador por peso, sistema de control	9
Figura 1.7	Partes de una máquina dosificadora.....	10
Figura 1.8	Tolva de flujo de masa.....	12
Figura 1.9	Tolva de flujo de embudo.....	12
Figura 1.10	Relación entre el flujo de masa y flujo de embudo.....	14
Figura 1.11	Movimiento del material sobre la bandeja alimentadora	15
Figura 1.12	Árbol de objetivos	16
Figura 1.13	Tolva con forma de cuña plana.....	18
Figura 1.14	Tolva con forma cilíndrica	19
Figura 1.15	Tolva con forma piramidal.....	19
Figura 1.16	Transportador vibrante con accionamiento neumático	21
Figura 1.17	Transportador vibrante con accionamiento electromecánico	22
Figura 1.18	Transportador vibrante con accionamiento electromagnético.....	23
Figura 1.19	Balanza automática aditiva por lotes.	25
Figura 1.20	Balanza automática aditiva por continuo.	25
Figura 2.1	Diagrama de flujo del proceso de diseño del sistema de admisión	29
Figura 2.2	Diagrama de flujo del proceso de diseño del sistema de transporte.....	31
Figura 2.3	Diagrama de flujo del proceso de diseño del sistema de descarga	32
Figura 2.4	Dimensiones de largo, alto y ancho máximo de la máquina	37
Figura 2.5	Ángulo de inclinación lateral de la tolva	38
Figura 2.6	Dimensiones asumidas de la tolva.....	38
Figura 2.7	Dimensiones asumidas del pantalón	39
Figura 2.8	Dimensiones asumidas del soporte para cojinetes	40
Figura 2.9	Esquema de recipiente de pesaje.....	40
Figura 2.10	Dimensiones asumidas de la compuerta de descarga.....	41

Figura 2.11 Dimensiones asumidas de la tolva de descarga	41
Figura 2.12 Dimensiones asumidas del tubo de descarga.	42
Figura 2.13 Ángulos de la tolva.....	43
Figura 2.14 Experimento para calcular α_1	44
Figura 2.15 Experimento para calcular α_2	45
Figura 2.16 Ángulo de mínimo de inclinación de la tolva	46
Figura 2.17 Esquema de partes de la tolva	47
Figura 2.18 Presiones actuando en el llenado de una tolva.	52
Figura 2.19 Sistema de transporte vibratorio	54
Figura 2.20 Movimiento y trayectoria de las galletas	55
Figura 2.21 Forma de la bandeja transportadora.....	56
Figura 2.22 Modificación en la forma de la bandeja.....	57
Figura 2.23 Esquema de sistema de pesaje.	59
Figura 2.24 Esquema de acciones de control del peso.	60
Figura 2.25 Limitación de la longitud y el ángulo de giro de la placa.	62
Figura 2.26 Dimensiones asumidas para el control del peso.....	62
Figura 2.27 Mecanismo de movimiento de las placas.	67
Figura 2.28 Esquema de movimiento de la manivela	69
Figura 2.29 Modelo en ansys del mecanismo pistón compuerta	71
Figura 2.30 Posición del pistón vs. Tiempo	71
Figura 2.31 Velocidad del pistón vs. Tiempo	72
Figura 2.32 Fuerza del pistón vs. Tiempo.....	73
Figura 2.33 Esquema de sistema de descarga.....	76
Figura 2.34 Simulación de la descarga 1	77
Figura 2.35 Simulación de la descarga 2.....	78
Figura 2.36 Simulación de la descarga 3.....	78
Figura 2.37 Simulación de la descarga 4.....	79
Figura 2.38 Esquema de Estructura metálica Partes de la estructura metálica.....	81
Figura 2.39 Análisis de esfuerzos de la plataforma para alimentador	82
Figura 2.40 Análisis de deformaciones de la plataforma para alimentador.....	82
Figura 2.41 Análisis de esfuerzos de la placa para celdas de carga	83
Figura 2.42 Análisis de deformaciones de la placa para celdas de carga	83

Figura 2.43 Análisis de esfuerzos del marco estructural.....	84
Figura 2.44 Análisis de deformación del marco estructural	85

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Características principales de las tolvas	13
Tabla 1.2 Matriz decisión: Por flujo de masa	20
Tabla 1.3 Matriz decisión: Por vibración	23
Tabla 1.4 Matriz decisión: Por pesaje	26
Tabla 2.1 Consideraciones de producción.....	33
Tabla 2.2 Consideraciones de los materiales de diseño.....	34
Tabla 3.1 Resultados del diseño del sistema de almacenamiento.....	86
Tabla 3.2 Resultados del vibrador electromagnetico	87
Tabla 3.3 Resultados de la bandeja de alimentación.....	88
Tabla 3.4 Resultados de los componentes del sistema de descarga	89
Tabla 3.5 Resultados de los componentes del sistema de descarga	90
Tabla 3.6 Resultados del sistema de descarga	91
Tabla 3.7 Costos de componentes del sistema	91
Tabla 3.8 Costos por diseño de proyecto	92
Tabla 3.9 Costos de mano de obra.....	92
Tabla 3.10 Costos total de inversión.....	93
Tabla 3.11 Costos por operación.....	93
Tabla 3.12 Costo por mantenimiento del equipo.....	93
Tabla 3.13 Flujo de caja del primero al cuarto mes	94
Tabla 3.14 Flujo de caja del quinto al octavo mes.	94
Tabla 3.15 Flujo de caja del noveno a doceavo mes.....	94
Tabla 3.16 Resultado de flujo de caja.....	95

ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Conjunto de maquina dosificadora de cereal
- PLANO 2 Conjunto de estructura metálica
- PLANO 3 Marco de estructura
- PLANO 4 Plataforma de transportador
- PLANO 5 Placa de celdas de carga
- PLANO 6 Vista en explosión de estructura metálica
- PLANO 7 Conjunto de sistema de admisión- tolva de almacenamiento
- PLANO 8 Conjunto de sistema de transporte
- PLANO 9 Bandeja de transporte
- PLANO 10 Vista en explosión de sistema de transporte
- PLANO 11 Conjunto de sistema de pesaje
- PLANO 12 Soporte de cilindro neumático NCJ2DD16-100
- PLANO 13 Soporte de cilindro neumático NCJ2DD16-50
- PLANO 14 Eje de placa giratoria
- PLANO 15 Recipiente divisor
- PLANO 16 Placa giratoria
- PLANO 17 Puerta de recipiente de pesaje
- PLANO 18 Barra para cojinetes
- PLANO 19 Barra conector para celdas de cargas
- PLANO 20 Manivela
- PLANO 21 Biela de sistema de pesaje
- PLANO 22 Recipiente para pesaje
- PLANO 23 Placa conectora de recipiente y cojinetes
- PLANO 24 Vista en explosión de sistema de pesaje
- PLANO 25 Conjunto de sistema de descarga
- PLANO 26 Tolva de descarga
- PLANO 27 Tubo de descarga
- PLANO 28 Vista en explosión de sistema de descarga
- PLANO 29 Vista en explosión de maquina dosificadora de cereal

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

En este trabajo se describe el diseño de una máquina dosificadora gravimétrica en reemplazo de una máquina dosificadora volumétrica. El proyecto nace en respuesta al problema de una empresa productora de yogurt con cereal del país que dosifica galletas de chocolate en exceso en una gran cantidad de tarrinas de su producción.

En el capítulo 1 se da una descripción del problema a resolver, sus causas y sus consecuencias. Se establece el objetivo general y los objetivos específicos del diseño. También se detalla el marco teórico necesario para la comprensión del problema y el desarrollo de la solución del mismo. Se realiza el análisis de posibles soluciones al problema de diseño, tomando en cuenta aspectos como costos, mantenimiento, versatilidad, medio ambiente, fiabilidad y facilidad de control. Finalmente, mediante una matriz de decisión se selecciona la opción más adecuada para el diseño.

En el capítulo 2 se describe la metodología utilizada para resolver el problema. Se elabora un diagrama de flujo de los pasos a seguir para completar el diseño, y, siguiendo estos pasos, se realiza el diseño detallado y/o selección de cada componente de la máquina. Se realiza una simulación mediante el método de elementos finitos en ANSYS Rigid Dynamics de la parte crítica del sistema. También se realizó una simulación en EDEM para verificar el comportamiento de las galletas en su trayecto por el sistema y calcular el tiempo del ciclo de dosificación.

En el capítulo 3 se resumen y analizan los resultados obtenidos. Se demuestra que cada conjunto de la máquina dosificadora cumple con los requisitos de diseño y se realiza un análisis de costos para verificar la viabilidad económica del proyecto.

En el capítulo 4 se definen las conclusiones y recomendaciones del proyecto. Se verifica el cumplimiento de los objetivos, se enuncian los resultados más

importantes del diseño y se mencionan campos en los que se podría ampliar el proyecto realizado.

1.1 Descripción del Problema

En el área de producción en una industria se evidencia la necesidad de un control estricto en el envasado de productos, debido a que las pérdidas de material pueden representar incluso más del 50% del costo de operación de un sistema de dosificación. (PCM, 2014)

Respecto a la importancia de un buen sistema de dosificación en la industria alimentaria, Siemens (2010) declara que si un producto de marca desea mantener su posición de mercado en la industria alimentaria debe poseer una calidad, una composición y una apariencia constantes, requiriendo así de un sistema de dosificación adecuado.

La industria ecuatoriana no es la excepción. Una empresa productora de lácteos, en el área de producción de yogurt con cereal inició sus actividades con una máquina dosificadora de hojuelas de maíz con un sistema de dosificación de tipo volumétrico. Con el transcurso del tiempo y debido a la diversificación del producto, la empresa empezó a innovar sus procesos, envasando distintos tipos de toppings (complementos del yogurt tales como galletas, bolitas de chocolates, cereales, granolas) para poder obtener un mayor impacto en el mercado, usando la misma línea de producción de las hojuelas de maíz.

En el desarrollo de este proceso se hizo notable que el sistema de dosificación usado para el envasado de los cereales no es el más adecuado, pues se dosifica cereal en exceso por cada envase. La cantidad de cereal que se dosifica en exceso es de aproximadamente 6136,5 kg al mes, lo que conlleva una pérdida de alrededor de \$ 30000 mensuales en la producción.

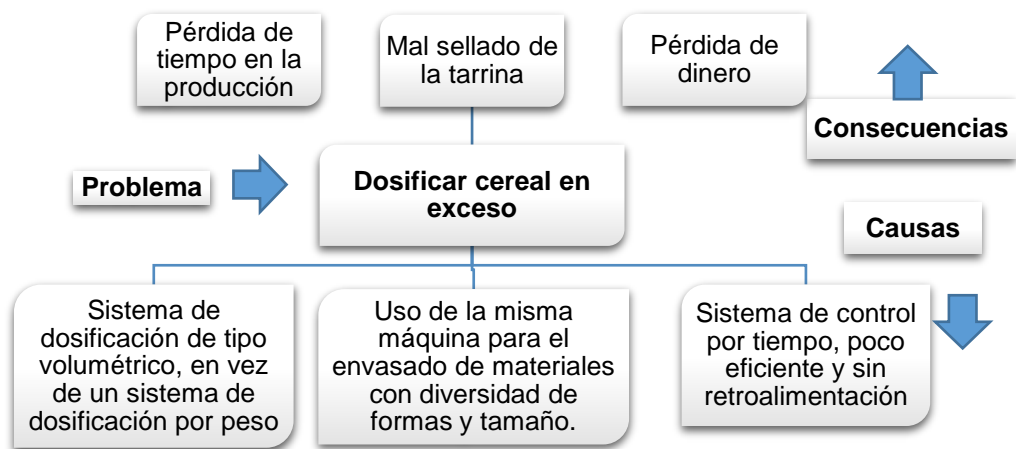


Figura 1.1 Árbol de problemas

Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar en la figura 1.1, uno de los problemas principales es la selección de dosificación de tipo volumétrica, un tipo de dosificación poco eficiente para el material que se dosifica. Los productos en polvo y los granulados no fluyen libremente y tienen características de compresión que no permite el uso de sistemas volumétricos, ya que la densidad del producto cambia dependiendo del grado de compresión que tenga en un momento determinado. (TECNOEMBALAJE, 2016)

Otra causa de la dosificación en exceso de cereal, es usar una sola línea de producción para dosificar varios tipos de materiales. (PCM, 2014)

El problema de la dosificación en exceso de cereal tiene algunas consecuencias para la empresa, existe pérdida de dinero por el desperdicio de la materia prima. La cantidad de material perdido durante un proceso, y la pérdida de dinero que provoca, pueden parecer inconsecuentes, pero multiplicado por el volumen de producción, puede rápidamente sumar valor. (PCM, 2014)

El dosificar de más puede producir el sellado defectuoso del envase, lo que conlleva a una pérdida aún mayor. También, para poder dosificar los distintos tipos de cereal se vuelve necesario un cambio periódico de

insertos que están diseñados para obtener el peso aproximado a dosificar, lo que conlleva una pérdida de tiempo de producción.

Mediante la tecnología de dosificación es posible mejorar la calidad del producto y al mismo tiempo reducir los gastos de producción. Esta es la razón por la que la tecnología de dosificación hoy en día es indispensable para la producción moderna y eficiente. (PCE Instruments, 2016)

Por lo tanto, es necesario resolver este problema rediseñando la actual máquina envasadora de cereales para mejorar la producción y aumentar el rendimiento de la empresa. Para ellos, se propone cambiar el sistema de dosificación volumétrico por uno gravimétrico.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Rediseñar una máquina dosificadora de cereal de tipo volumétrico a una con sistema de pesaje, que disminuya o elimine el exceso de dosificado de toppings por envase de una empresa de productos lácteos.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Realizar el diseño mecánico detallado del sistema de almacenamiento (tolvas) que se implementarán al sistema de dosificado.
- Realizar la selección del sistema de transporte que se implementarán al sistema de dosificado.
- Realizar el diseño mecánico detallado del sistema de descarga que se implementarán al sistema de dosificado.
- Seleccionar la instrumentación necesaria para el control de la máquina dosificadora.
- Analizar la viabilidad económica de construir la nueva dosificadora de cereal en el país.

- Analizar los resultados obtenidos mediante los cálculos y simulaciones en un CAD.
- Desarrollar planos de la nueva dosificadora de cereal.

1.3 Marco Teórico

1.3.1 Máquinas Dosificadoras

Una dosificadora es un componente que forma parte de una línea de producción o envasadora que coloca en envases los productos que así lo requieren. A menudo, los dosificadores se clasifican mediante el dispositivo de medición empleado para descargar material en los procesos. Cada dispositivo de dosificación está diseñado para manipular tipos específicos de materiales y afrontar los retos que presentan. Muchos de estos métodos de suministro de material se pueden configurar para su uso en modos gravimétricos o volumétricos. El comportamiento de los sólidos secos a granel como polvos, copos, gránulos y fibras; varía en función de las propiedades de flujo y de las características químicas y físicas de cada material. Las características principales incluyen el tamaño y forma de las partículas, la densidad de los materiales a granel, la comprensibilidad, la adherencia, la humedad, el contenido graso u oleico. (K-TRON, 2016)

1.3.2 Tipos de Dosificado

En la figura 1.2 se muestra los tipos de dosificado según su uso y el tipo de material a dosificar.

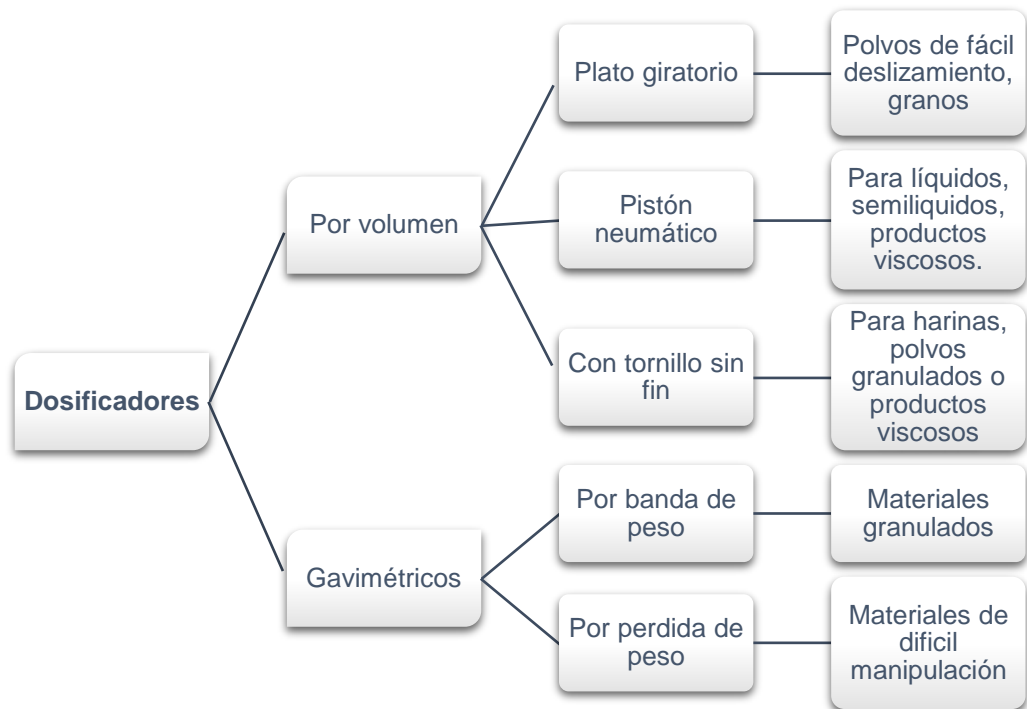


Figura 1.2 Tipos de dosificadoras

Fuente: (K-TRON, 2016)

Elaboración propia

Dosificación por Volumen

Los dosificadores volumétricos controlan el flujo mediante la descarga de un volumen consistente de material. Alcanzan su mejor funcionamiento cuando la densidad de los productos a granel es homogénea, la precisión de dosificación a largo plazo no es crítica y el rendimiento del dosificador no necesita documentarse. Para esta aplicación existen los dosificadores de plato giratorio, pistón neumático y de tornillo. (K-TRON, 2016)

De Plato Giratorio

Se usan en trabajos de forma automática o semiautomática, su uso es recomendable para polvos de fácil deslizamiento o granos. Existen diseños de varios tamaños y modelos, de acero inoxidable y de capacidad regulable, un esquema de este tipo de dosificador se muestra en la figura 1.3. (Postpack, 2016)

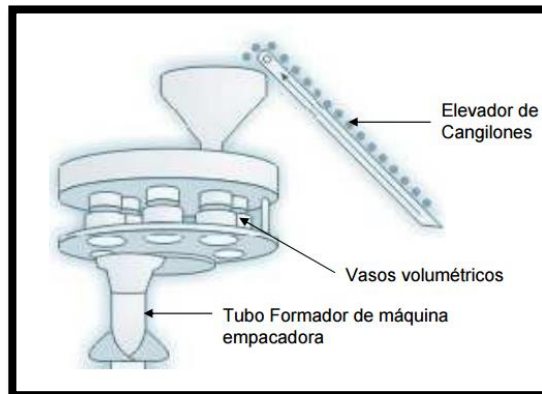


Figura 1.3 Plato giratorio

Fuente: Postpack, S.L., 2016

Por Pistón Neumático

Se usa en productos líquidos, semilíquidos, cremas, mermeladas o cualquier producto viscoso, el sistema está compuesto por un pistón de cámara regulable en su capacidad, que se impulsa por movimiento de un cilindro neumático, una válvula y una boquilla. Se utilizan en pequeñas producciones y se fabrican en acero inoxidable. En la figura 1.4 se muestran los componentes de la dosificadora por pistón neumático. (Eduardo, 2010)

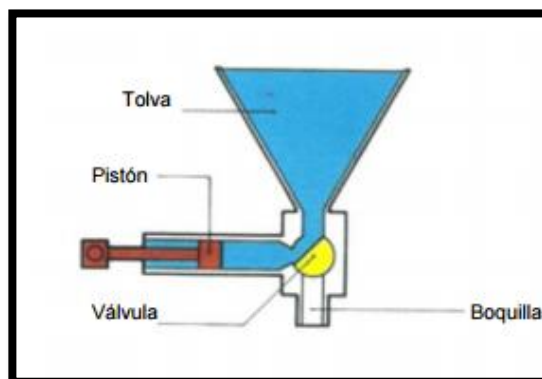


Figura 1.4 Por pistón neumático

Fuente: Postpack, S.L., 2016

De Tornillo

Se usan para dosificar polvos de difícil deslizamiento y manipulación, está compuesto por un elevador de cangilones, tornillo sin fin y un formador como se muestra en la figura 1.5, generalmente se construyen en acero inoxidable.

Las dimensiones del tornillo dependen del material y la velocidad de transportación que se necesita para el dosificado. Existen dos tipos de configuraciones; tornillo simple y doble. (Eduardo, 2010)

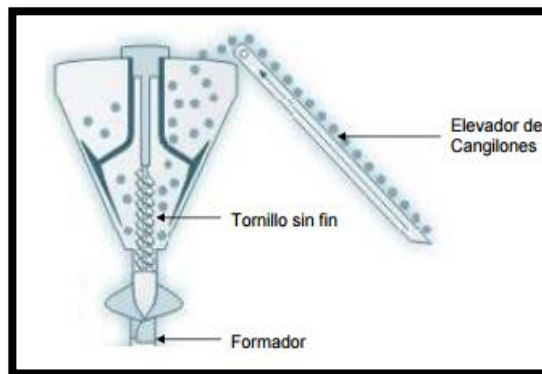


Figura 1.5 Dosificador de tornillo

Fuente: Postpack, S.L., 2009

Dosificación por Peso

Los dosificadores gravimétricos controlan el flujo de material mediante el peso, por lo que necesitan una báscula. La dosificación gravimétrica proporciona una mayor precisión de dosificación que la dosificación volumétrica. Además de mejorar la calidad de procesamiento, los dosificadores gravimétricos pueden documentar el contenido de material en el producto final. También conocidos como dosificadores por peso, los dosificadores gravimétricos son una tecnología fundamental idónea para la dosificación de material a granel en muchos procesos en continuo. (K-TRON, 2016)

Por Banda de Peso

Los dosificadores por banda de peso forman un lecho de material en la banda a medida que el material se extrae de la tolva de suministro. El material se pesa continuamente mientras se mueve por la banda y la velocidad de la banda se ajusta para mantener la velocidad de flujo deseada fuera del extremo de la misma. Estas funcionan mejor con materiales granulados. Ofrecen altas velocidades de dosificación, se

ajustan a lugares donde la falta de espacio vertical es un problema y no requieren un dispositivo de rellenado. En general, los dosificadores por banda de peso tienen un costo de instalación menor pero requieren mayor mantenimiento que los dosificadores por pérdida de peso y no controlan el polvo. (K-TRON, 2016)

Por Pérdida de Peso

En la dosificación por pérdida de peso, la totalidad del dosificador se pesa continuamente y se controla la velocidad de pérdida de peso del sistema para mantener la velocidad de dosificación deseada. Puesto que el dosificador debe rellenarse periódicamente en forma manual o automática, el tamaño adecuado del mismo y la estrategia de rellenado pueden constituirse en factores importantes para una implementación exitosa. Los dosificadores por pérdida de peso se ajustan al diseño modular y a una variedad de dispositivos de medición específicamente diseñados para el material que se dosifica. Los dispositivos de medición habituales incluyen tornillos simples o dobles, una bandeja vibratoria, una bomba o una válvula (para líquidos), como se muestra en la figura 1.6. Los dosificadores por pérdida de peso pueden manipular materiales difíciles y lograr velocidades de dosificación muy bajas. (K-TRON, 2016)

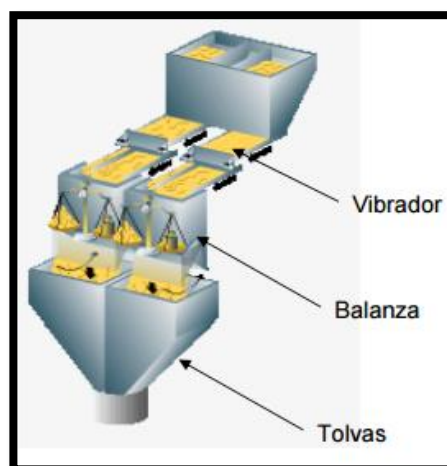


Figura 1.6 Dosificador por peso, sistema de control

Fuente: Postpack, S.L., 2009

1.3.3 Partes de Una Máquina Dosificadora

Como se puede observar en la figura 1.7 las dosificadoras constan de 3 componentes principales, estos son: sistema de almacenamiento, sistema de dosificación y sistema de descarga.

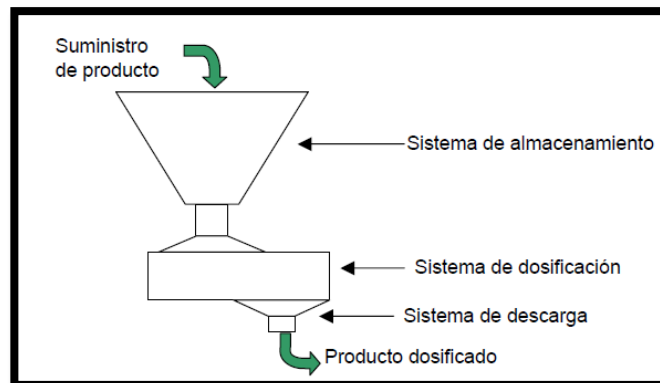


Figura 1.7 Partes de una máquina dosificadora

Fuente: (Pinto & Durán, 2006)

Elaboración propia

Sistema de Almacenamiento

Consiste en una tolva a la que se le suministra el producto a dosificar, sin importar si es suministrado manualmente o por medio de un transportador. La función principal de la tolva es mantener una gran cantidad de producto en su interior para dosificarlo en menores cantidades. En la mayoría de los casos, está formada por una parte superior cilíndrica o rectangular, una parte inferior cónica para facilitar la descarga del producto y una válvula de mariposa. (MAQUINARIA PULVEX, 2016)

Sistema de Dosificación

El sistema de dosificación es la parte más importante de la máquina dosificadora. Este sistema es el encargado de retirar el material de la tolva, transportarlo hasta el sistema de descarga y medir la cantidad de producto que se necesita en el envase. 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. (Pinto & Durán, 2006)

Un sistema de dosificación por peso se conforma de dos sub-sistemas: El sistema de transporte del material y el sistema del pesaje del material.

Sistema de Transporte de Material

Este sistema se usa para llevar el material desde la tolva de alimentación hasta las balanzas de pesaje. Para transporte horizontal de materiales Perry (2001) recomienda transportadores de banda articulada, de banda normal, de flujo continuo, de arrastre de tablillas, vibratorios, de cangilones, de cangilones de volteo y de aire.

Sistema de Pesaje del Material

El peso es medido por medio de sistemas electrónicos, el elemento principal se denomina celda de carga que es el encargado de convertir la fuerza aplicada en una señal eléctrica enviada al sistema de control, donde se hace el control de dosificación de la máquina. (Perry, 2001)

Sistema de Descarga

Son boquillas o tubos encargados de impedir que el material que sale dosificado no se riegue o desperdicie, y se dirija correctamente al envase, y en productos altamente volátiles que el operario inhale el producto. (Pinto & Durán, 2006)

1.3.4 Características del Material a Dosificar

En el caso de los productos en polvo y granulados suelen presentarse dificultades en el flujo desde el alimentador hacia el dispositivo de pesaje o envasado. Para contrarrestar este problema es necesario recurrir a dispositivos que ayuden a hacer fluir al material.

1.3.5 Características del Flujo de Materiales

Dos de las definiciones más importantes de las características de flujo en un recipiente de almacenamiento son el flujo de masa, que significa que todos los materiales en el recipiente se desplazan cuando se retira una

parte, tal como se puede observar en la figura 1.8 y el flujo de embudo, que se produce cuando fluye sólo una porción del material (por lo común en un canal o un ``agujero de rata`` en el centro del sistema), cuando se retira cualquier cantidad de material, como se puede observar en la figura 1.9. (Perry, 2001)

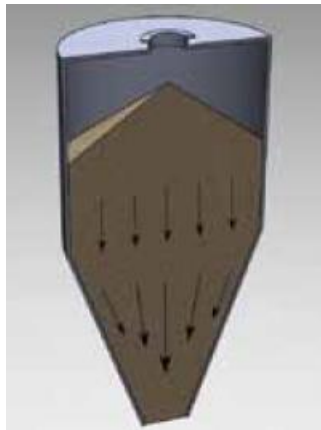


Figura 1.8 Tolva de flujo de masa.

Fuente: (Maynard, 2013)

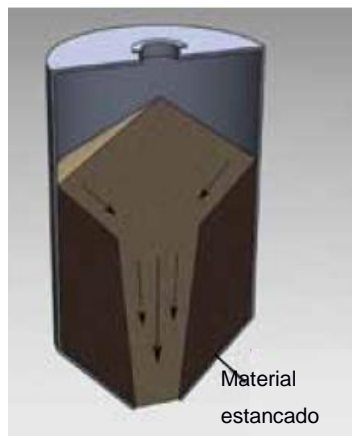


Figura 1.9 Tolva de flujo de embudo.

Fuente: (Maynard, 2013)

Las principales características de las tolvas de flujo de embudo y masa se muestran en la tabla 1.1. Con estas características se hace notorio que el flujo de masa es, con mucho, superior al flujo de embudo, sin embargo, la

fabricación de una tolva de flujo de masa es también más costosa que la fabricación de una tolva de flujo de embudo. (Perry, 2001)

Tabla 1.1 Características principales de las tolvas

Tolvas de flujo de masa	Tolvas de flujo de embudo
1. Las partículas se segregan, pero se reúnen en la descarga.	1. Las partículas se segregan y permanecen segregadas.
2. Los polvos se desairean y no fluyen cuando se descarga el sistema.	2. La primera porción que entra es la última en salir.
3. El flujo es uniforme.	3. Pueden permanecer productos en puntos muertos, hasta que se realiza la limpieza completa del sistema.
4. La densidad del flujo es constante.	4. Los productos tienden a formar puentes o arcos y, luego, a que se formen agujeros de rata durante la descarga.
5. Los indicadores de nivel funcionan adecuadamente.	5. El flujo es errático.
6. No quedan productos en zonas muertas, donde pudieran degradarse.	6. La densidad puede variar.
7. Se puede diseñar la tolva para tener un almacenamiento no segregado o para funcionar como mezcladora.	7. Los indicadores de nivel se deben situar en puntos clave, para que puedan funcionar adecuadamente.
	8. Las tolvas funcionan bien con sólidos de partículas grandes y flujo libre.

Fuente: (Perry, 2001)

Criterios de Diseño

Los criterios de Jenike permiten un análisis económico y de ingeniería del almacenamiento aproximadamente con el mismo nivel de confianza que para el resto de la planta. Sus métodos cuantitativos se pueden utilizar para determinar 1) si el recipiente funcionará con flujo de masa o de embudo y 2) las dimensiones de salida de la tolva con el fin de que el producto fluya. (Perry, 2001)

La relación entre el flujo de masa y el de embudo para depósitos cónicos se muestra en la figura 1.10. El ángulo de fricción cinemática ϕ' es una medida del coeficiente de fricción entre el sólido y el material de construcción utilizado para la tolva cónica. El grado de acabado de la

superficie metálica puede tener efectos importantes para determinar si el recipiente funcionará con flujo de embudo o flujo de masa. El ángulo de fricción cinemático se relaciona también con el grado de compresión que sufre el producto en el almacenamiento. (Perry, 2001)

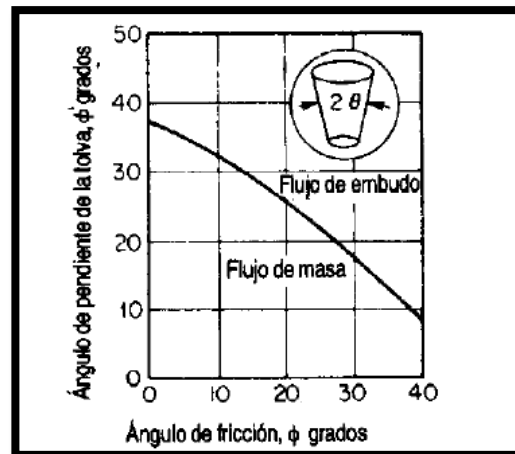


Figura 1.10 Relación entre el flujo de masa y flujo de embudo

Fuente: (Perry, 2001)

La lección que da Jenike sobre el flujo a través de la abertura del depósito es la de que los materiales que se pueden compactar se apelmazarán debido a la forma del recipiente de almacenamiento y las características de empaquetamiento del producto, formando un arco que puede resistir esfuerzos considerables. Este arco transmite la carga a las paredes de la tolva y el coeficiente ϕ' aumenta impidiendo que haya flujo. Según Jenike, cuando la resistencia al arco f se vea sobrepasada por el esfuerzo interno del material s generado por una fuerza aplicada sobre la cúpula, habrá flujo. (Perry, 2001) En resumen:

- Cuando $f < s$, hay flujo
- Cuando $f > s$, no hay flujo
- Cuando $f = s$, se alcanza el punto crítico

1.3.6 Sistema de Transporte de Material

La fuente de poder o de movimiento está junto a la bandeja de alimentación a un ángulo prescrito. Este ángulo puede variar debido a las características físicas del producto. (The Cleveland Vibrator Company, 2016)

Todo el alimentador ya sea suspendido o montado sobre aisladores, se mueve hacia adelante y hacia arriba, lo que también mueve el material hacia adelante y hacia arriba. La bandeja entonces vuelve de nuevo a su posición original. Sin embargo, el material no se mueve hacia atrás debido a la acción más lento de la gravedad. (The Cleveland Vibrator Company, 2016)

Esto da al material una posición ligeramente avanzada antes de que el proceso se repita, mientras que el material parece moverse en una corriente de flujo uniforme, en realidad, tal como se observa en la figura 1.11, el material hace una serie de, saltos cortos y rápidos hacia adelante que son imperceptibles al ojo (The Cleveland Vibrator Company, 2016)

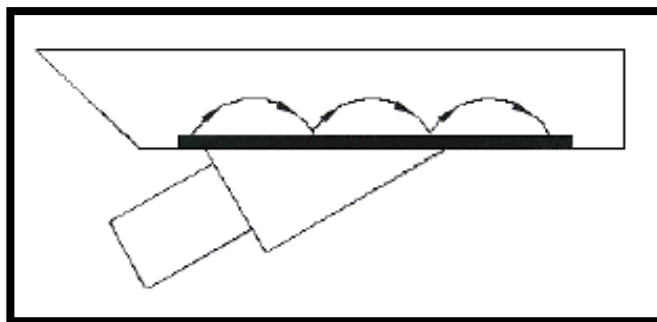


Figura 1.11 Movimiento del material sobre la bandeja alimentadora

Fuente: (The Cleveland Vibrator Company, 2016)

1.4 Análisis de Alternativas de Solución

El análisis de alternativas consiste en identificar los medios para lograr las posibles soluciones al problema, para luego, seleccionar aquellos que resulten más adecuados para el logro del objetivo del proyecto. Se efectúa, en base al árbol de objetivos sobre los resultados obtenidos en el análisis

de problemas, este se muestra en la figura 1.12. Por tanto, en esta sección se presentan alternativas de rediseño de los componentes de la máquina dosificadora, se discutirán las características de cada opción, identificando sus ventajas y desventajas.

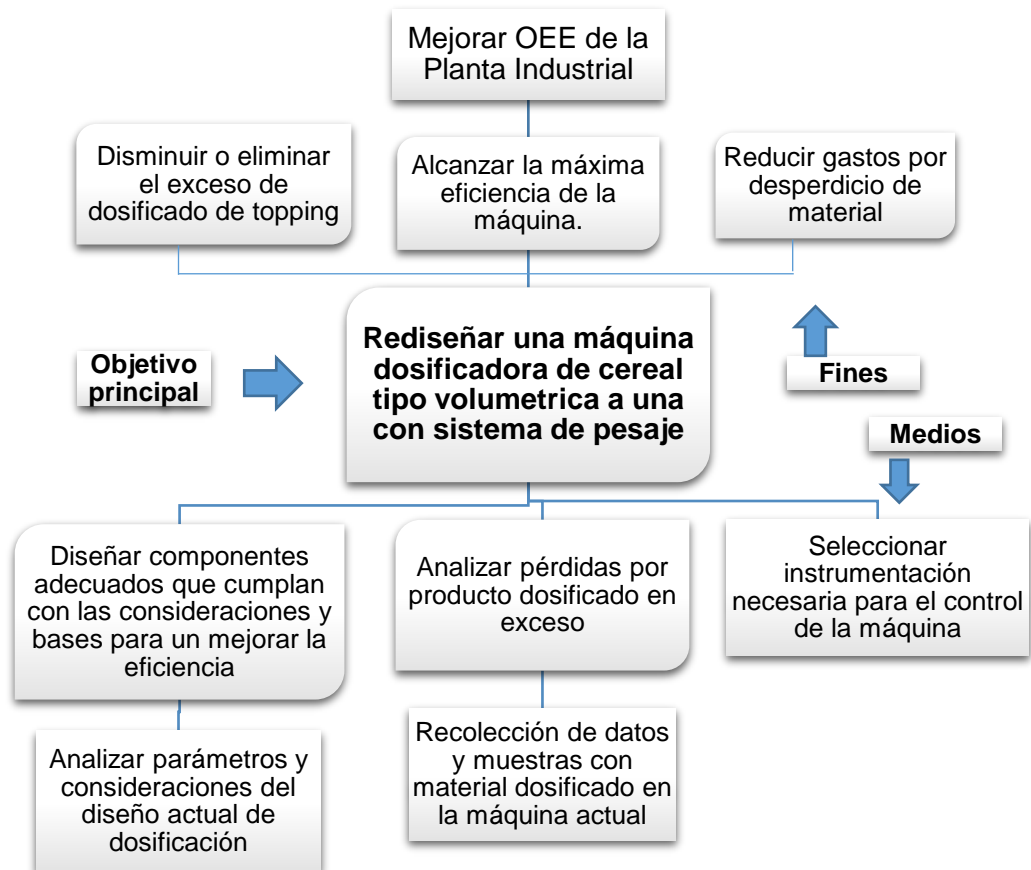


Figura 1.12 Árbol de objetivos

Fuente: Elaboración propia.

1.4.1 Criterios de Selección

Los criterios para la selección de ideas tienen en cuenta los aspectos importantes que determinan la realización del proyecto. Los que se detallan a continuación se escogieron en una entrevista que se realizó a personas del departamento de mantenimiento y producción de la empresa de lácteos. Asimismo, se da la ponderación de los mismos en base a especificaciones que se requiere en la máquina.

A.- Confiabilidad.- se escoge este criterio porque se necesita saber cuál de los componentes tiene mayor probabilidad de cumplir con las condiciones de diseño y no haya tiempos de paralización por falla o por mala selección. (15%)

B.- Costo.- este criterio sirve para comparar la viabilidad económica de cada uno de los componentes y así poder hacer el análisis económico del proyecto. (5%)

C.- Seguridad.- este criterio se decide a base de normas y procedimientos para preservar la integridad física de los operadores de la máquina, para mantener un nivel óptimo en la seguridad industrial. (25%)

D.- Estilización/ Limpieza.- esta es muy importante tanto para ofrecer productos de buena calidad al cliente como también al medio ambiente, por ser una industria alimenticia se necesita que la suciedad y las infecciones sean eliminadas totalmente. (Nuñez, 2016). (10%)

E.- Control.- el control en este tipo de máquinas dosificadores es importante para tener precisión en el envasado de la materia prima, es por ellos que es uno de los criterios que se han utilizado para la selección. (5%)

F.- Mantenimiento.- este es un criterio importante para conservar o restablecer un sistema en un estado que permita garantizar su funcionamiento a un coste mínimo. (Navarro, 2010). (20%)

G.- Capacidad de producción.- con este criterio se selecciona un equipo que cumpla con la demanda requerida en una empresa productora. (20%)

1.4.2 Sistema de Almacenamiento

Como se explicó en la sección 1.3.5, las tolvas pueden ser de flujo de masa o de flujo de embudo; también se mencionó que las ventajas de una tolva de flujo de masa son mayores que las de una de flujo de embudo. Debido

a esto las alternativas de diseño se sesgarán a tolvas de flujo de masa. Además, el material de diseño será acero inoxidable para cumplir las normas vigentes de calidad en la industria alimenticia ecuatoriana.

La empresa de lácteos cuenta actualmente con una tolva de almacenamiento que es usada en el sistema de dosificación de tipo volumétrico que poseen, la primera alternativa será usar esta misma tolva para el sistema de dosificación por peso que se está diseñando. Es una tolva de flujo de masa fabricada en acero inoxidable en forma de cuña plana, tal como se aprecia en la figura 1.13. No ha demostrado deficiencia en sus años de servicio, y se encuentra en buen estado. (Empresa productora de lácteos, 2016). Una gran ventaja de esta alternativa es que la empresa no requerirá invertir dinero en una tolva nueva.



Figura 1.13 Tolva con forma de cuña plana

Fuente: (Maynard, 2013)

La segunda alternativa es una tolva con forma cilíndrica y salida rectangular, una representación se encuentra en la figura 1.14. Esta tolva es de fácil construcción, lo que reduce su costo de adquisición, sin embargo, este tipo de tolva presenta un valle de desbordamiento, lo que puede causar problemas en el dosificado. (Perry, 2001).

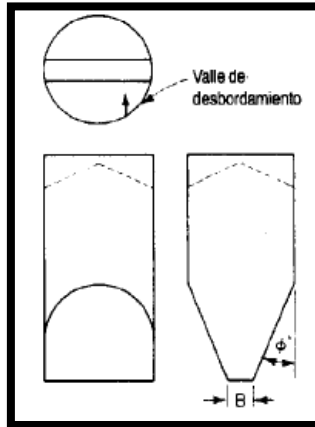


Figura 1.14 Tolva con forma cilíndrica

Fuente: Maynard, 2013

La tercera alternativa es una tolva con forma piramidal de flujo de masa, tal como se observa en la figura 1.15. Esta tolva presenta las mismas ventajas que la tolva de la segunda alternativa, con dos diferencias básicas, la primera es que carece de valles de desbordamiento, razón por la que es el tipo de tolva más recomendado por los expertos en el diseño de sistemas de almacenamiento (Perry, 2001), y la segunda es que su construcción es mucho más difícil que cualquiera de las alternativas planteadas anteriormente, lo que eleva su costo de adquisición.

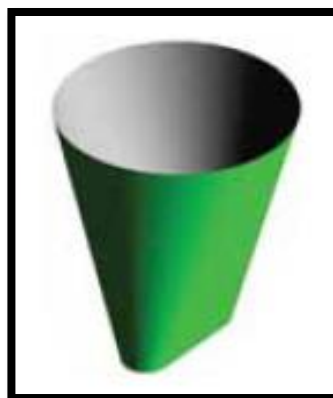


Figura 1.15 Tolva con forma piramidal

Fuente: (Maynard, 2013)

Tabla 1.2 Matriz decisión: Por flujo de masa

Opción \ Criterios	A	B	C	D	E	F	G	Total
	15%	5%	25%	10%	5%	20%	20%	100%
1.- Forma de cuña plana.	15	5	25	10	-	20	20	95
2.-Forma cilíndrica y salida rectangular	10	2	25	10	-	15	20	82
3.-Forma piramidal	15	1	25	10	-	20	20	91

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 1.2 se muestra la ponderación de cada uno de los criterios de selección, que se basan en las características y diferencias de cada una de ellas, estas se describen en secciones anteriores. Por lo que se muestra en los valores, las tolvas tienen características similares como seguridad, limpieza y capacidad de producción, pero la tolva con forma de cuña plana es la que actualmente se usa en el proceso de dosificación y por ello no representa gastos de rediseño.

1.4.3 Sistema de Transporte

La manipulación de productos alimenticios presenta el problema principal de la limpieza, debido a las harinas, aceites, grasas y azúcares que tienden a ensuciar e impregnar de sabores los diferentes componentes de la instalación productiva. La utilización de equipos vibrantes –cuyo mantenimiento es mínimo y su seguridad de funcionamiento máxima– aporta un cúmulo de soluciones eficaces a las necesidades de la Industria de la Alimentación, posibilitando una limpieza efectiva de los elementos, evitando a su vez posibles contaminaciones en el producto final. (URBAR Ingenieros S.A., 2006) Es por este motivo que las alternativas de diseño del sistema de transporte del nuevo sistema de dosificación se centrarán en sistemas de transporte de tipo vibratorio.

La primera alternativa de diseño es un sistema de transporte vibrante con accionamiento neumático, el sistema se muestra en la figura 1.16., se utiliza principalmente en aplicaciones donde se desea un control sencillo y económico de la velocidad de avance. La unidad es un confiable pistón vibrador de suspensión neumática. El pistón vibrador de doble efecto garantiza a partir de cualquier ángulo de montaje sin el uso de un resorte de retorno. Para reducir el nivel de ruido se instala un silenciador de escape. (The Cleveland Vibrator Company, 2016).



Figura 1.16 Transportador vibrante con accionamiento neumático

Fuente: (The Cleveland Vibrator Company, 2016)

La segunda alternativa de diseño es un sistema de transporte vibrante con alimentadores electromecánicos, el sistema se muestra en la figura 1.17., utilizan las fuerzas creadas por dos motores de alta capacidad contra-rotación sincronizada. Esto permite, tal como se explicó en la sección 1.3.6 que las fuerzas se cancelen en todos los puntos excepto en una línea logrando hacer que el material avance en una sola dirección. Este sistema suele usarse para sistemas de gran capacidad de transporte de material al granel. (The Cleveland Vibrator Company, 2016)



Figura 1.17 Transportador vibrante con accionamiento electromecánico

Fuente: (The Cleveland Vibrator Company, 2016)

La tercera alternativa de diseño es un sistema de transporte vibrante con alimentadores electromagnéticos, el sistema se muestra en la figura 1.18., utiliza un sistema de dos masas en sub-resonancia. Un electroimán en la unidad atrae a un soporte de armadura conectada a la segunda masa a través de un conjunto de resorte, creando una vibración lineal. El alimentador electromagnético ofrece un excelente control. Normalmente, el rango de control es 1:20 y se puede lograr hasta 01:50 para algunas aplicaciones.

Debido a la vibración controlada del accionamiento electromagnético se pueden lograr arranques y paradas casi instantáneas, convirtiéndolo en el alimentador ideal para aplicaciones de procesamiento por lotes. No hay límite para el número de arranques y paradas que el accionamiento puede realizar por hora. La unidad cuenta con pocas piezas móviles y no requiere lubricación. La fuerza vibratoria de la unidad se introduce a una frecuencia fija a lo largo de una línea constante de la fuerza, lo que resulta en un sistema de alimentación de alta fiabilidad. El montaje del alimentador puede ser de base o suspensión montado a través de muelles helicoidales o elementos de caucho de alta resistencia. Típicamente menos de 5% de la

vibración se transmite al medio ambiente circundante. (Schenck Process, 2007)

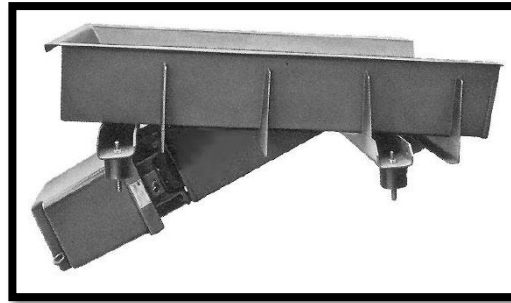


Figura 1.18 Transportador vibrante con accionamiento electromagnético

Fuente: (Schenck Process, 2007)

Tabla 1.3 Matriz decisión: Por vibración

Criterios \ Opción	A	B	C	D	E	F	G	Total
	15%	5%	25%	10%	5%	20%	20%	100%
1.- Accionamiento neumático	10	5	20	8	2	15	-	60
2.- Electromecánicos	5	4	15	5	3	10	-	42
3.- Electromagnéticos	8	4	20	10	5	20	-	67

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 1.3 se muestra los valores total de ponderación que se da a cada uno de los sistemas de transporte por vibración, si bien es cierto el sistema con accionamiento neumático ofrece un control sencillo pero el electromagnético tiene un control preciso en la velocidad de avance que cumple con uno de nuestros objetivos; por otra parte el sistema electromagnético no requiere lubricación y tiene arranques y paradas casi instantáneas, además, normalmente menos del 5% de la vibración se transmite a su alrededor, lo que evita crear un sistema de amortiguación.

1.4.4 Sistema de Pesaje

El pesado automático ha reemplazado en gran parte al manual en las industrias de procesos, debido a la aparición de procesos de mayor capacidad y la necesidad de economizar mano de obra. Asimismo, la seguridad de los equipos de pesado aumentó considerablemente durante la última década y disminuyeron los costos de inversión. Se usan tanto por lotes como continuas. (Perry, 2001)

La primera alternativa es el sistema de pesado por lotes, en este caso, se mide una unidad dada de peso y, a continuación, se obtiene el peso total deseado mediante múltiplos de la unidad dada. Las balanzas por lotes se utilizan cuando se llevan a cabo pesadas pequeñas, ya sea individualmente o por grupos en secuencia. El principio de funcionamiento de las balanzas de tipos por lotes se basa en el concepto de que una corriente de material tiene densidad constante. Si esto es cierto, entonces, si se interrumpe la circulación, en algún punto del avance del peso por lotes deseado, la cantidad de material que fluye permanecerá constante entre el momento en que se capta el peso y se detiene el flujo. El peso total en el recipiente es la suma de la carga que se debe al flujo y la cantidad que fluye durante el periodo de corte. Es por esto que el flujo uniforme es esencial para un pesado preciso. (Perry, 2001)

Cuando se necesita una precisión extrema en el pesado, la alimentación al recipiente pesador se divide en dos porciones sucesivas; una carga grande a granel, seguida por una alimentación final breve de goteo. Las balanzas de pesado por lotes puedan tener una precisión de $\pm 0,1\%$, cuando se equipan con controles a granel y de goteo. (Perry, 2001)

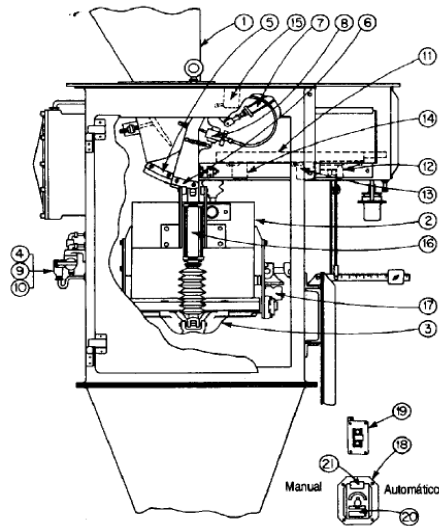


Figura 1.19 Balanza automática aditiva por lotes.

1) Deposito 2) Cubo de la balanza. 3) Compuerta de cubo, 4) Válvula de solenoide, 5) Compuerta a granel, 6) Compuerta de goteo, 7),8) cilindros de aire accionados por válvulas, 9),10) Válvula activadas por medio de solenoide, 11) brazo de balanza, 12) dispositivo reforzador, 13) y 14) celdas de carga, 15),17) micro interruptor, 16) cilindro de aire, 18) Microprocesador, 19) Interruptor manual de arranque.

Fuente: Perry, 2001

La segunda alternativa es por peso continuo, este incluye un dispositivo sensible tanto a la cantidad total de material que fluye como a los cambios en el flujo. El material pasa constantemente sobre los elementos sensores del peso de la balanza continua, que puede rastrear el flujo y sus cambios, por último, proporciona una lectura final al sacar el total. Estas se utilizan en transportadores de banda sobre la que pasa el material que va a pesar.

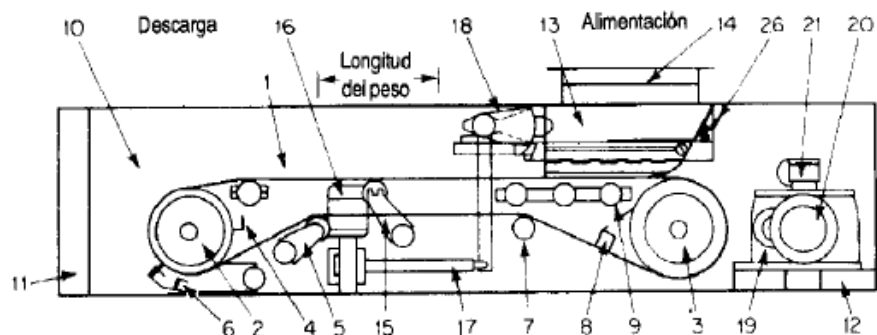


Figura 1.20 Balanza automática aditiva por continuo.

Fuente: Perry, 2001

Tabla 1.4 Matriz decisión: Por pesaje

Opción \ Criterios	A 15%	B 5%	C 25%	D 10%	E 5%	F 20%	G 20%	Total 100%
1.- Peso por lote	15	1	20	10	5	20	20	91
2.- Peso continuo	5	1	20	5	5	10	15	61

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 1.4 se muestra la ponderación para la selección del sistema de pesaje, los dos tipos que se comparan se utilizan en el pesaje de sólidos de granel, pero cada uno de ellos tiene sus ventajas y desventajas; el pesaje por lotes tiene una confiabilidad mayor al de peso continuo ya que estos se utilizan y son recomendados para cuando se lleva a cabo pesadas pequeñas individualmente, la limpieza en la de peso por lote es menos riesgosa ya que las pesas están en una sola parte de la máquina y no distribuida por todo el transporte; el control tiene la misma eficiencia en ambas, debido a que se tiene microcontroladores.

1.5 Diseño Conceptual

Con las alternativas seleccionadas se realiza el diseño conceptual de la máquina dosificadora. En la imagen 1.21 se pueden observar las partes que componen el diseño. La parte 1 es la estructura metálica que soporta al sistema, la parte 2 es el sistema de admisión, la parte 3 es el sistema de transporte, la parte 4 es el sistema de pesaje y la parte 5 es el sistema de descarga.

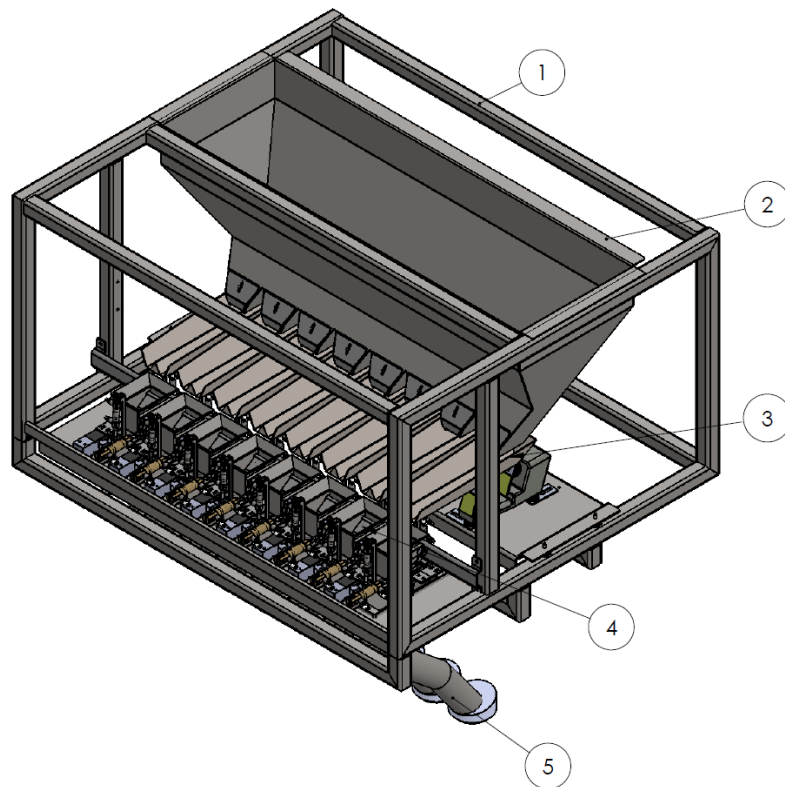


Figura 1.21 Diseño conceptual de la máquina dosificadora.

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

En esta sección se describe la metodología del diseño de manera individual para cada componente de la máquina dosificadora. También se encuentra el diseño detallado de cada uno de los componentes del sistema de dosificación.

Para el diseño de la tolva, el primer paso es decidir el tipo de flujo que se necesita en la tolva, tal como se observa en la figura 2.1, existen dos tipos: flujo de masa y flujo de embudo. Para escoger uno de los dos se debe evaluar la posibilidad de que la segregación, el apelmazamiento, el deterioro, o el hoyo de rata ocurran en la tolva debido a las características del material a dosificar, si ninguna de estas características afecta al diseño de la tolva entonces se puede escoger el flujo de embudo, caso contrario se escogerá el flujo de masa.

El siguiente paso en el diseño es la selección del ángulo de inclinación de la tolva. En las tolvas de flujo de embudo se puede asumir un ángulo correspondiente al criterio del diseñador, mientras que para lograr este objetivo en las tolvas con flujo de masa es necesario conocer el ángulo de fricción del material y el ángulo de fricción de la pared, con esta información, y con la ayuda de una gráfica desarrollada por Jenike & Johanson, Inc. se obtiene dicho ángulo.

El tercer paso en el diseño es obtener el volumen de la tolva. Independientemente de si esta es de flujo de masa o flujo de embudo, se usan los datos de flujo de material y de tiempo de relleno de cereales en la tolva, y mediante la fórmula de flujo volumétrico se calcula el volumen de la tolva.

Una vez establecido el volumen se asume el área de sección transversal de la tolva y con el uso de la fórmula de volumen de las geometrías seleccionadas se calcula la altura de la tolva.

Por último, se comparan las dimensiones obtenidas con las dimensiones de longitud, ancho y alto máximo, si las medidas están correctas se concluye con el diseño de la tolva.

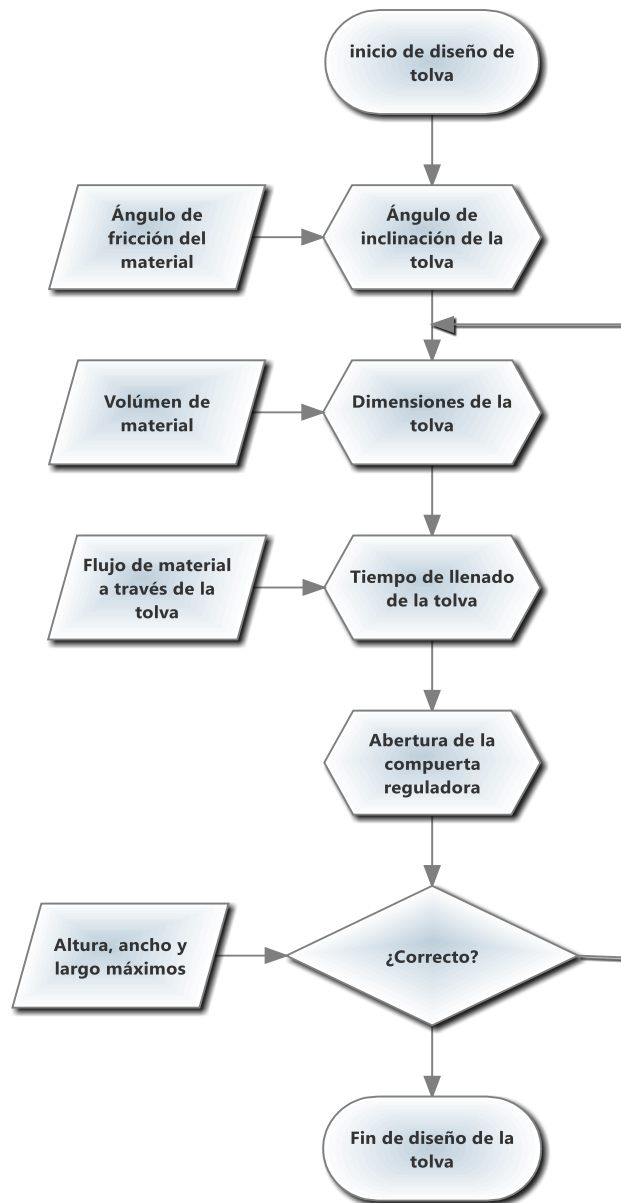


Figura 2.1 Diagrama de flujo del proceso de diseño del sistema de admisión

Fuente: Elaboración propia

Para el sistema de transporte se debe diseñar la bandeja que transportará el material y seleccionar un vibrador electromagnético cuya función será producir el movimiento sobre la bandeja.

Como se observa en la figura 2.2, el primer paso es determinar la velocidad de avance de la bandeja vibrante. Para el efecto, es necesario conocer el flujo de material y haber asumido un área de entrada de la bandeja vibratoria igual al área de la salida de la tolva. Con el uso de la teoría de transportadores vibratorios se calculará la velocidad que debe tener el transportador vibratorio para poder hacer que el material tenga el flujo deseado.

Lo siguiente es diseñar la forma de la bandeja vibratoria, como se observa en la gráfica, este paso depende mucho de la forma del material a dosificar, en casos de materiales pequeños como las galletas de chocolate se vuelve necesario que la bandeja tenga una forma de V para lograr direccionar el flujo del cereal.

Una vez escogida la forma de la bandeja, se debe escoger su tamaño para garantizar que puede transportar el flujo del material evitando que el cereal que contiene se desborde, con el tamaño del material a transportar y el flujo que pasará por la bandeja se determinará el tamaño de la misma.

Conociendo el tamaño de la bandeja, y la cantidad promedio del material que transportará en todo momento, se calcula el peso del conjunto conformado por la bandeja y el material a dosificar.

La capacidad del vibrador electromagnético puede ser seleccionada con la velocidad de la bandeja vibratoria y el peso de la bandeja cargada, y ligado a este vibrador el tiempo de respuesta ante una señal de prendido y apagado del sistema, parte fundamental del control del peso dosificado a las tarrinas de cereal. Si el tiempo de respuesta estimado, no está acorde al del sistema de control entonces se deberá re-seleccionar el vibrador electromagnético.

Por último, si el vibrador seleccionado transmite una vibración excesiva al sistema, se deberá diseñar un sistema de amortiguación, caso contrario se termina el diseño del sistema de transporte.

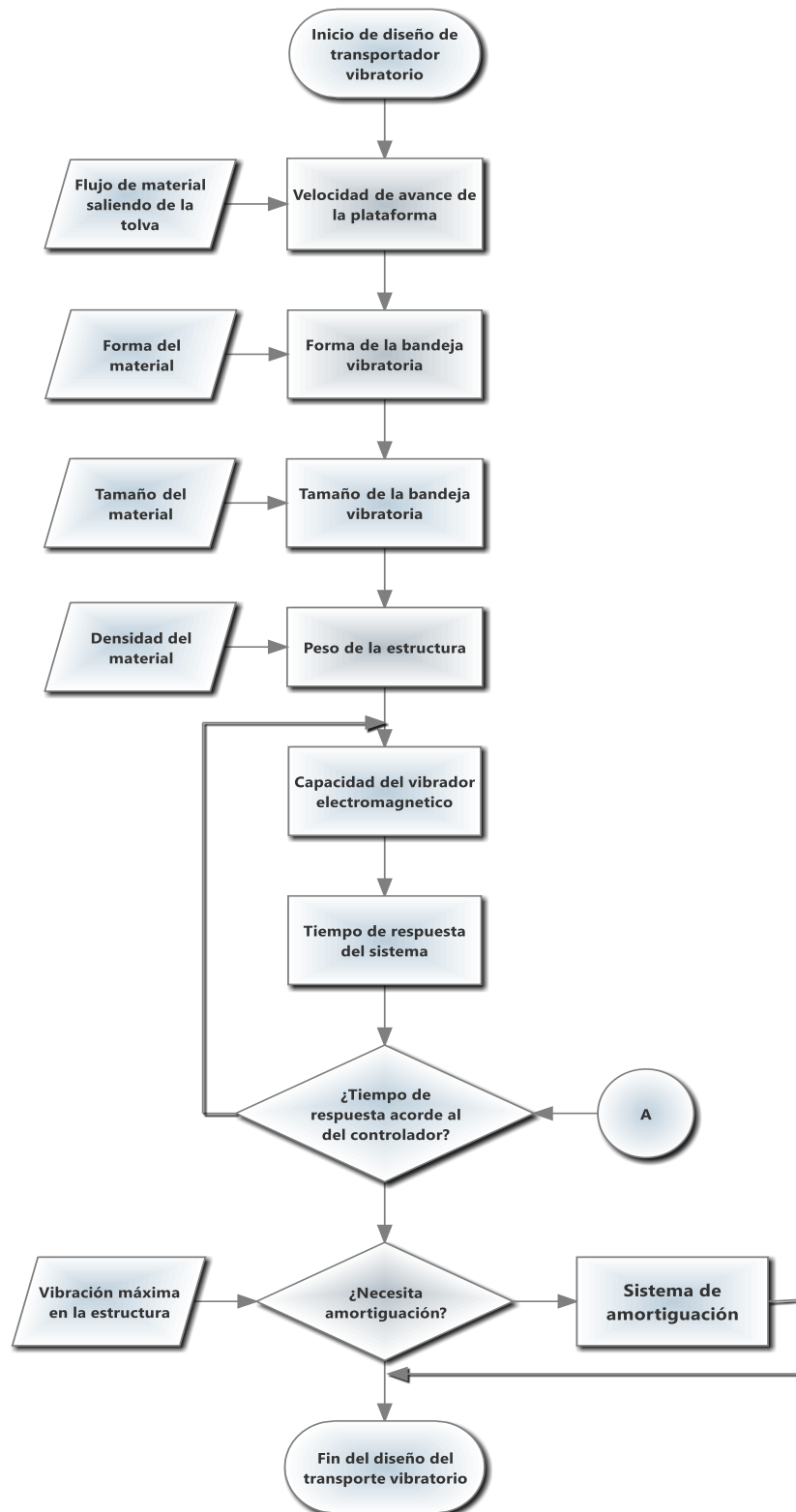


Figura 2.2 Diagrama de flujo del proceso de diseño del sistema de transporte

Fuente: Elaboración propia

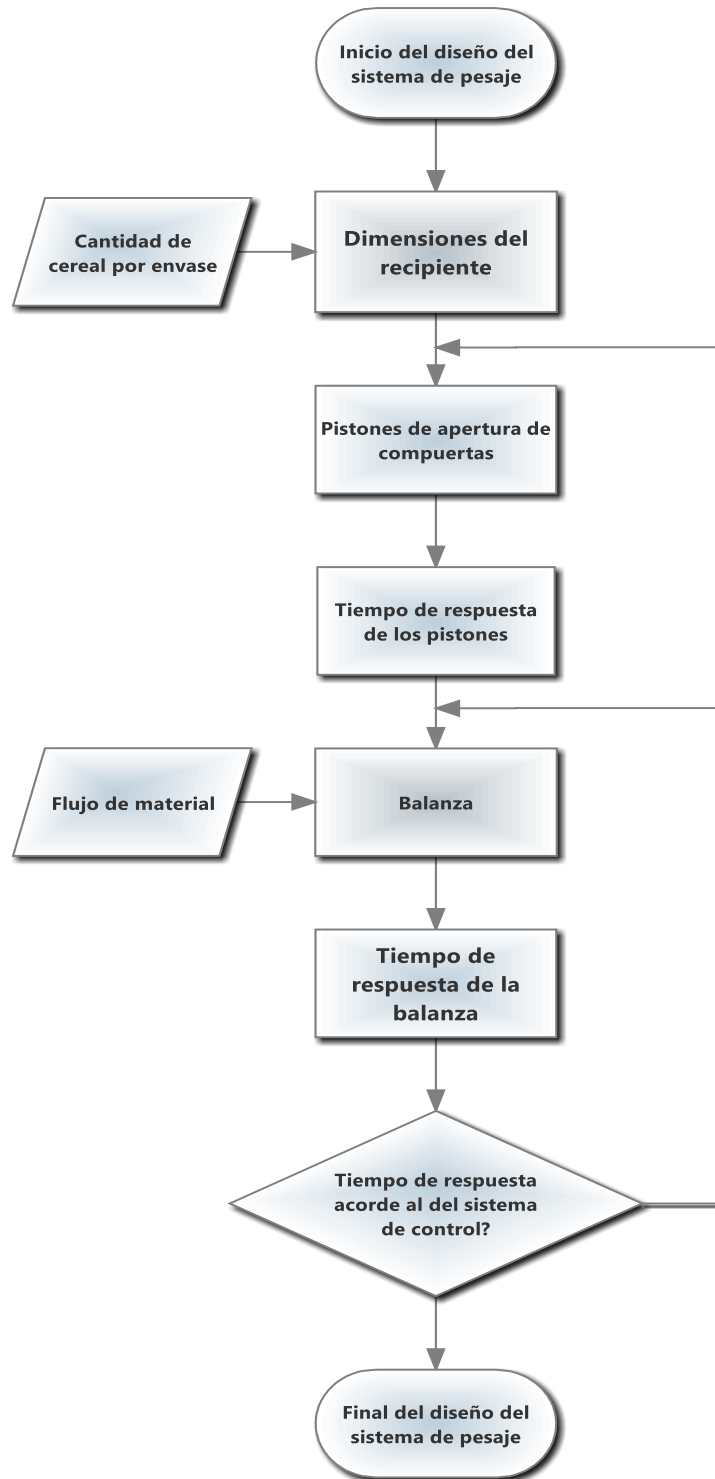


Figura 2.3 Diagrama de flujo del proceso de diseño del sistema de descarga

Fuente: Elaboración propia

2.1 Bases y Consideraciones del Diseño

Para el diseño de cada uno de los componentes de la máquina dosificadora se debe considerar los requerimientos de producción, el espacio disponible para instalación, el material a dosificar, el material de los elementos a diseñar, consideraciones de forma y consideraciones de fabricación; es por ello que a continuación se detallan cada una de las consideraciones que se tomó en cuenta en el diseño de los componentes del sistema.

En la tabla 2.1 se muestran las consideraciones de producción, estos datos fueron proporcionados por la empresa y son dependientes de la demanda del producto.

Tabla 2.1 Consideraciones de producción

Parámetro	Valor
Flujo de producción, (\dot{T})	280[tarrinas/min]
Masa de galletas por tarrina, (m_t)	20 [g/tarrina]
Capacidad de almacenamiento del sistema, (C_t)	30 [Kg]
Porcentaje de llenado de la tolva	75%
Número de tarrinas dosificadas a la vez, (n)	8 [tarrinas]

Fuente: Elaboración propia

El flujo de producción es la cantidad de tarrinas que se deben llenar por unidad de tiempo. La capacidad de almacenamiento del sistema es la cantidad de masa de galletas que se puede depositar en la tolva de almacenamiento, con el fin de que el tiempo de relleno de galletas en el interior de la tolva sea de aproximadamente 4 minutos. El porcentaje de llenado de la tolva es el 75% de su capacidad con el objetivo de evitar que las galletas se derramen. La línea de producción debe envasar 8 tarrinas con galletas por ciclo, debido a que la línea de producción actual cuenta con una cadena con 8 agujeros.

En la tabla 2.2 se muestran las consideraciones del material a dosificar, estos datos son valores promedio de las características de las galletas.

Tabla 2.2 Consideraciones del material a dosificar

Parámetro	Valor
Masa promedio de las galletas, (m)	0.526 [g]
Diámetro promedio de las galletas, ($D_{galleta}$)	8 [mm]
Altura promedio de las galletas, ($h_{galleta}$)	4 [mm]
Densidad de las galletas, ($\rho_{galleta}$)	481 [kg/m^3]

Fuente: Elaboración propia

Los datos de masa, diámetro y altura promedio de las galletas fueron hallados por la empresa tomando muestras de las galletas y realizando el análisis estadístico correspondiente. La densidad de las galletas fue hallada experimentalmente llenando un recipiente con un volumen conocido y pesando la cantidad de cereal que se depositó en el interior del mismo.

En la tabla 2.3 se muestran las consideraciones de los materiales de diseño de los elementos mecánicos que conforman la máquina dosificadora.

Tabla 2.2 Consideraciones de los materiales de diseño

Parámetro	Valor
Material de construcción de los elementos mecánicos	Acero AISI 316L
Resistencia a la fluencia del acero AISI 316L, (σ_s)	250 [MPa]
Módulo de Young del acero AISI 316L, (E_s)	220 [GPa]
Densidad del acero AISI 316L, (ρ_s)	7850 [kg/m^3]
Material de construcción de las placas de reacción	Nailon
Resistencia a la fluencia del Nailon, (σ_n)	70.6 [MPa]
Densidad del Nailon, (ρ_n)	1140 [kg/m^3]

Fuente: Elaboración propia

La gran mayoría de elementos mecánicos estarán en contacto directo con el producto, por lo tanto el material escogido es un acero inoxidable que cumpla con las siguientes características: excelente resistencia a la corrosión, que tenga alta maquinabilidad para fácil construcción. Según la ficha técnica de aceros inoxidables de la compañía Merinex adjunto en anexos C, el acero de grado 316 L tiene propiedades superiores a las del acero 314 y es recomendado para la industria alimenticia por su excelente resistencia a la corrosión general, intergranular y sobre todo a la soldadura por picadura, debido a su bajo contenido de carbono retarda este tipo de corrosión alargando la vida útil del sistema.

El material de las placas de reacción se ha asumido nailon porque es un material menos pesado y más económico que el acero, además cuenta con grado alimenticio apropiado para el contacto directo que las placas tendrán con las galletas. La resistencia a la fluencia y la densidad del nailon se obtuvieron de la página de un proveedor local.

En la tabla 2.4 se muestran las consideraciones de forma, estas son las dimensiones asumidas para el diseño de los elementos mecánicos de la máquina dosificadora respetando las limitaciones físicas del espacio en que se realizará la instalación de la misma.

Tabla 2.4 Consideraciones de forma

Parámetro	Valor
Altura máxima del sistema, (H_{max})	1.2 [m]
Ancho máximo del sistema, (A_{max})	1.5 [m]
Largo máximo del sistema, (L_{max})	1.5 [m]
Ángulo de inclinación lateral de la tolva, (γ)	23[deg]
Longitud 1 de la entrada de la tolva, (X_1)	338 [mm]
Longitud 2 de la entrada de la tolva, (X_2)	1065 [mm]
Longitud 1 de la salida de la tolva, (X_3)	100 [mm]

Longitud 2 de la salida de la tolva, (X_4)	904 [mm]
Longitud 1 de la salida del ducto de transición, (X_5)	100 [mm]
Longitud 2 de la salida del ducto de transición, (X_6)	860 [mm]
Longitud 1 de la salida de los ductos, (X_7)	44 [mm]
Longitud 2 de la salida de los ductos, (X_8)	84 [mm]
Relación de presiones vertical y horizontal, (k_{sm})	1.5
Ancho del canal formado por el riel, (A_{canal})	9 [mm]
Longitud del pantalón, (L_p)	86 [mm]
Ancho del pantalón, (A_p)	48 [mm]
Altura del pantalón, (h_p)	63 [mm]
Largo de la boca de salida del pantalón, (L_{p2})	24 [mm]
Ángulo de inclinación del pantalón, (α_p)	30[deg]
Diámetro del eje, (D_e)	9.53[mm]
Largo del eje, (L_e)	100 [mm]
Profundidad del ranurado en el eje, (r_e)	1.5 [mm]
Ángulo de desplazamiento para las placas, (θ_{pl})	56.6 [deg]
Ángulo de atoramiento de una galleta, (θ_{at})	31.5 [deg]
Altura desde la bandeja hasta la superficie, (y_1)	86 [mm]
Velocidad promedio de las galletas en la bandeja, (v_x)	110 [mm/s]
Largo del soporte para rodamientos, (L_s)	100 [mm]
Ancho del soporte para rodamientos, (A_s)	19 [mm]
Espesor del soporte para rodamientos, (e_s)	9.52 [mm]
Espesor de la placa de soporte para barra, (e_{ps})	3 [mm]
Largo de la biela, (L_b)	72 [mm]
Longitud del recipiente de pesaje, (L_d)	83 [mm]
Ancho del recipiente de pesaje, (A_d)	48 [mm]
Altura del recipiente de pesaje, (h_d)	63 [mm]
Ángulo del recipiente de pesaje, (\emptyset_d)	60 [deg]
Longitud de la compuerta de descarga, (L_{c2})	87 [mm]
Ancho de la compuerta de descarga, (A_c)	61.5 [mm]

Altura de la compuerta de descarga, (h_c)	9.5 [mm]
Longitud del brazo de palanca de la compuerta de descarga, (L_{c1})	25 [mm]
Desplazamiento angular de la compuerta, (ϕ_c)	30 [deg]
Largo de la entrada de la tolva, (L_t)	233 [mm]
Ancho de la entrada de la tolva, (A_t)	105 [mm]
Altura de la tolva, (h_t)	127 [mm]
Diámetro de salida de la tolva, (ϕ_t)	64 [mm]
Medida longitudinal del tubo de descarga	
Altura del tubo de descarga	

Fuente: Elaboración propia

El ancho máximo A_{max} y el largo máximo L_{max} del sistema están restringidos por las dimensiones del espacio donde se encuentra la línea de producción actual, mientras que la altura máxima h_{max} está restringida por reglamentos internos de seguridad de la empresa, una imagen donde se muestra la posición de estas dimensiones se encuentra en la figura 2.4.

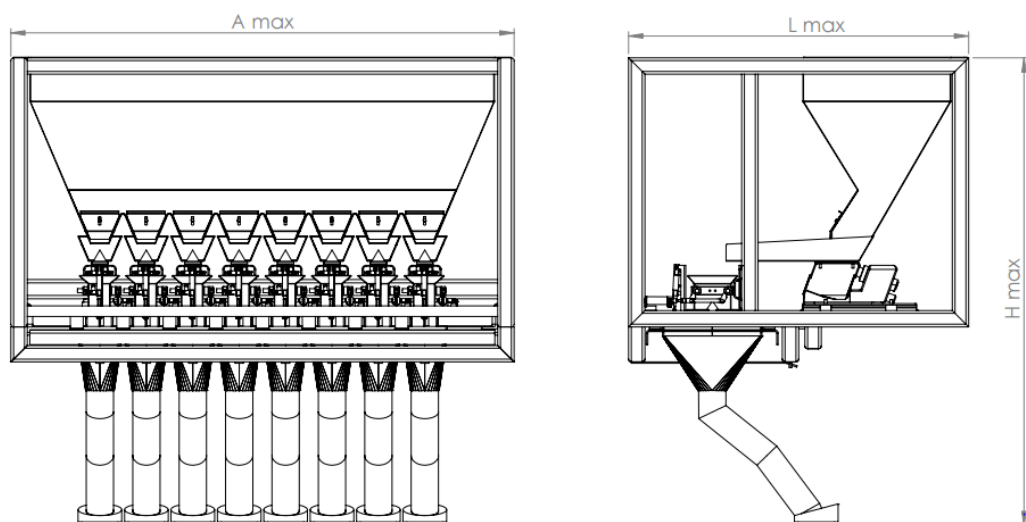


Figura 2.4 Dimensiones de largo, alto y ancho máximo de la máquina

Elaboración propia

El ángulo de inclinación lateral de la tolva y se asume con ese valor porque es igual al valor mínimo para que las galletas empiecen a resbalar sobre

una pieza de acero. En la figura 2.5 se puede observar la disposición de este ángulo.

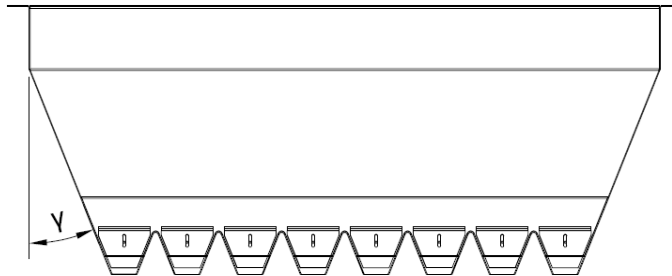


Figura 2.5 Ángulo de inclinación lateral de la tolva

Elaboración propia

En la figura 2.6 se pueden observar las dimensiones de entrada de la tolva X_1 y X_2 , las dimensiones de salida de la tolva X_3 y X_4 , las dimensiones de salida del ducto de transición X_5 y X_6 y las dimensiones de salida de los ductos X_7 y X_8 . Todas estas dimensiones fueron asumidas por forma y respetando los límites de la figura 2.4.

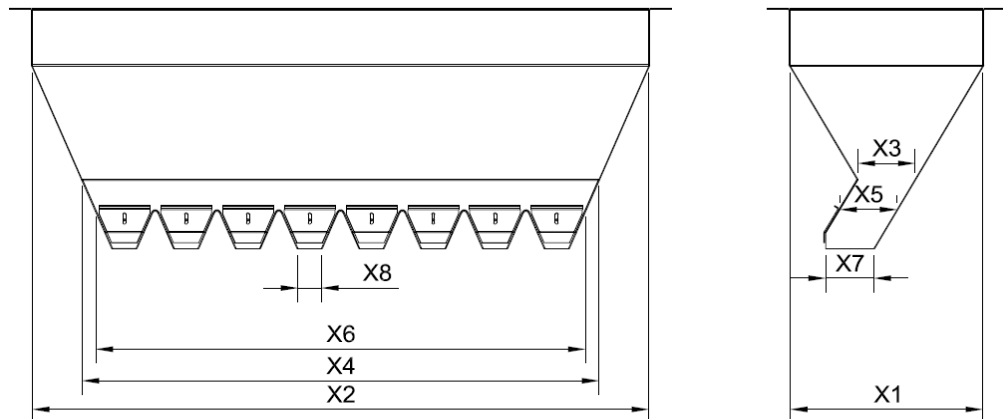


Figura 2.6 Dimensiones asumidas de la tolva

Elaboración propia

En la bandeja transportadora el riel forma un canal de ancho A_{canal} , asumido del mayor tamaño que puede tomar una galleta.

En la figura 2.7 se pueden observar las dimensiones de largo L_p , ancho A_p , altura h_p , largo de la boca de salida L_{p2} , y ángulo de inclinación α_p del pantalón.

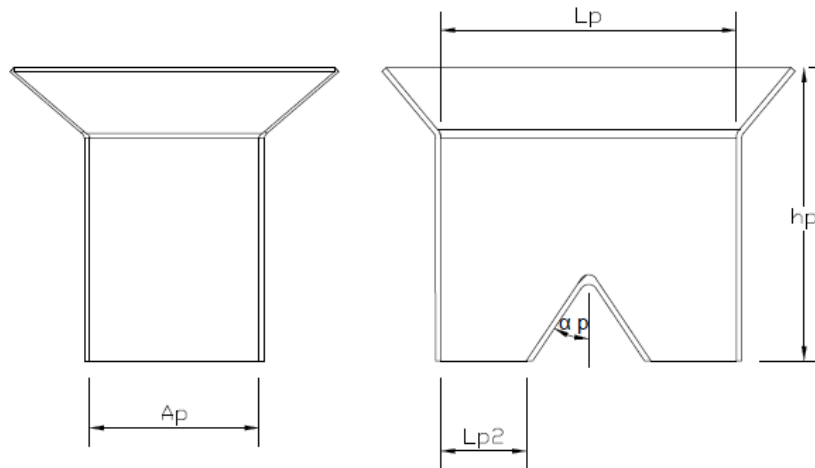


Figura 2.7 Dimensiones asumidas del pantalón
Elaboración propia

La longitud de la placa de reacción L_{pl} se escogió para que la placa no roce con el pantalón en ningún punto de su movimiento. El ángulo de desplazamiento para las placas θ_{pl} fue asumido con el fin de que las galletas se deslicen sin dificultad hacia uno de los lados del pantalón.

Se escogió el diámetro del eje D_e que mueve las placas de reacción, esta selección se realizó en base al espesor de la placa para que la profundidad del ranurado r_e que se le debe hacer al eje para juntarlo con la misma sea pequeña. El largo del eje L_e fue asumido para que atravesase el ancho del pantalón y el ancho de 4 cojinetes.

Se asume la altura de caída de las galletas desde la bandeja hasta la superficie superior del recipiente de pesaje y_1 .

El diseño del soporte para rodamientos fue geométrico, se asume el largo L_s en base al largo del pantalón, el ancho A_s ligeramente superior al diámetro del eje seleccionado, y el espesor e_s es asumido como el doble del espesor de un cojinete, para alojar dos cojinetes en su interior, un esquema de esto se muestra en la figura 2.8.

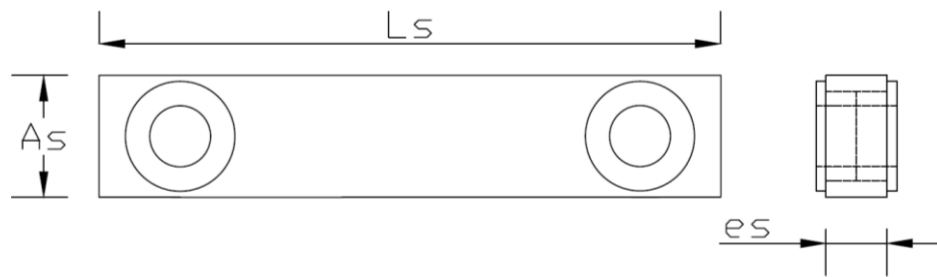


Figura 2.8 Dimensiones asumidas del soporte para cojinetes
Elaboración propia

Para el diseño de la placa para soporte de barra se asumió un espesor de e_{ps} , el objetivo de esta, es permitir el desmontaje de la placa que soporta los rodamientos para poder efectuar el mantenimiento de los mismos con facilidad.

El largo entre centros de la biela L_b es asumido para conectar las dos manivelas, es la medida correspondiente a la distancia entre los centros de los ejes, el resto de medidas de la biela son por diseño de forma y no son críticas en el diseño de la misma.

Para el diseño del recipiente de pesaje se asumen las dimensiones de longitud L_d , ancho A_d , altura h_d , y el ángulo del recipiente ϕ_d , tal como se observa en la figura 2.9.

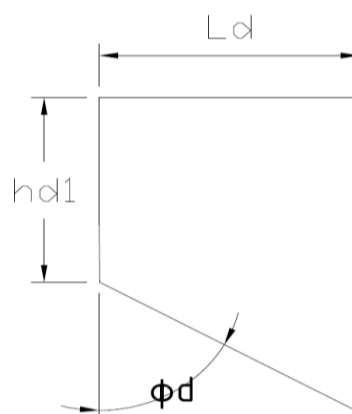


Figura 2.9 Esquema de recipiente de pesaje.

Fuente: Elaboración Propia

En la figura 2.10 se observan las medidas asumidas para el diseño de la compuerta de expulsión de las galletas, el ancho A_c y el largo L_{c2} de la compuerta son asumidos para poder sellar la salida del pantalón, la altura de la compuerta h_c es asumida con el fin de servir de guía para las galletas. L_{c1} es el brazo de palanca entre el pistón y la compuerta, y es un valor asumido para que la compuerta recorra un ángulo de 30 [deg].

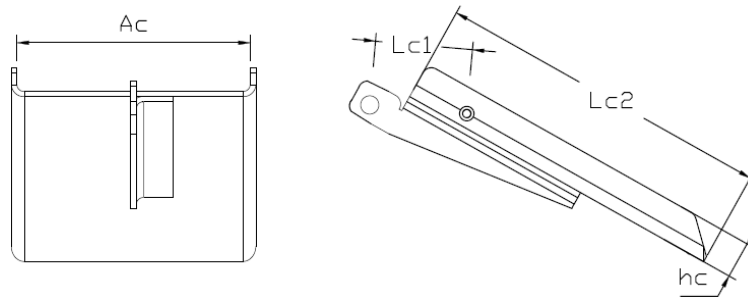


Figura 2.10 Dimensiones asumidas de la compuerta de descarga.

Fuente: Elaboración Propia

En la figura 2.11 se muestran las dimensiones asumidas para el diseño de la tolva de descarga, las medidas de largo y ancho de la entrada fueron asumidas para que los recipientes de pesaje puedan entrar en el interior de la tolva y el diámetro de salida fue asumido del mismo diámetro de las tarrinas en que se envasan las galletas.

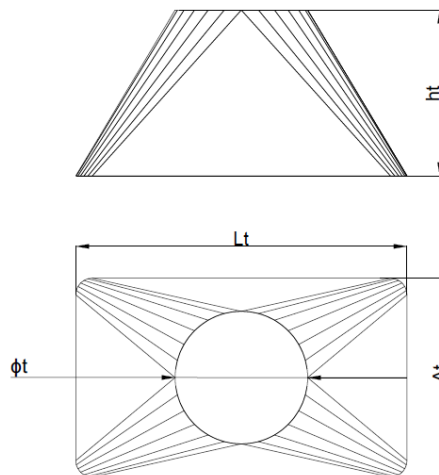


Figura 2.11 Dimensiones asumidas de la tolva de descarga.

Fuente: Elaboración Propia

En la figura 2.12 se muestran las dimensiones asumidas en el diseño del tubo de descarga, la longitud y la altura fueron asumidas en función de la posición en la que se encuentran las tarrinas que serán envasadas.

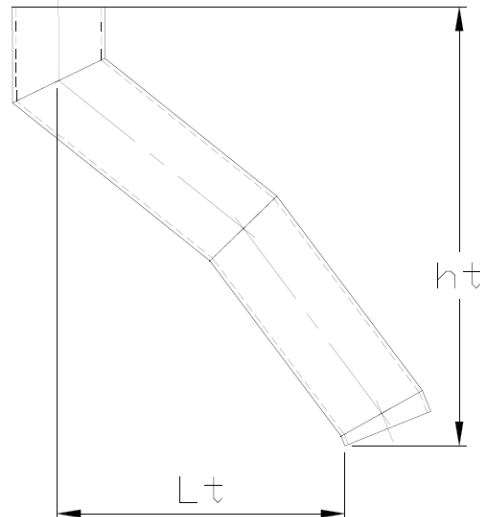


Figura 2.12 Dimensiones asumidas del tubo de descarga.

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla 2.5 se muestran las consideraciones de fabricación, estas son las dimensiones asumidas para el diseño de los elementos mecánicos de la máquina dosificadora que son restringidas por la disponibilidad en el mercado local o los procesos de fabricación de los elementos.

Tabla 2.5 Consideraciones de fabricación

Parámetro	Valor
Espesor de las planchas de acero, (t)	1.5 [mm]
Espesor de la placa de nailon, (e_p)	6 [mm]

Fuente: Elaboración propia

El espesor t de todos los elementos mecánicos diseñados que sean de acero es asumido para facilitar la fabricación de las juntas soldadas.

El espesor de la placa de nailon está limitado por la disponibilidad en el mercado local, Iván Bohman es una empresa que tiene disponibles planchas de nailon con un espesor mínimo de 6 [mm], por lo tanto, el espesor de las placas será e_p .

2.2 Diseño del Sistema de Almacenamiento

El diseño del sistema de almacenamiento tiene como objetivos, asegurar que no se produzca el efecto de agujero de rata, es decir que el material que se almacena en el interior de la tolva no se obstruya en la salida, se debe garantizar que se produzca el flujo de masa, y además que cumpla con las dimensiones máximas que se tiene en el espacio de instalación.

2.2.1 Cálculo de Ángulo de Inclinación de la tolva

Como se mostró en el diagrama de flujo de la figura 2.1 lo primero es determinar el ángulo de inclinación de la tolva β , pues el tipo de flujo depende directamente de este parámetro. En la figura 2.13 se muestran los ángulos de inclinación de la tolva, tanto lateral como frontal.

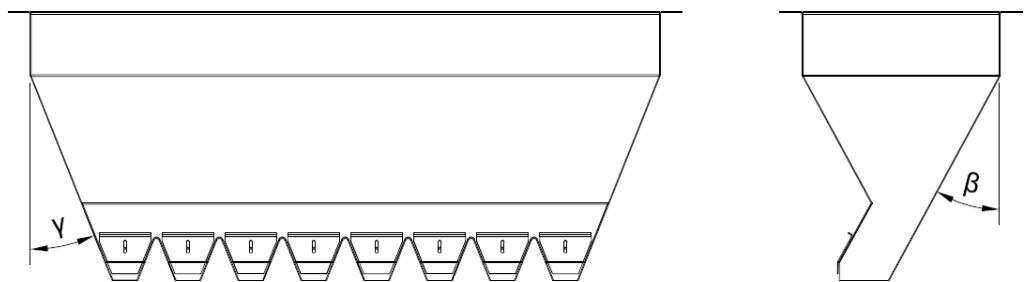


Figura 2.13 Ángulos de la tolva
y ángulo lateral de la tolva y β ángulo de inclinación de la tolva

Elaboración propia

Varias referencias concuerdan en que la gran mayoría de diseños de tolvas son hechos con una inclinación de $\beta = 30^\circ$ para prevenir el flujo de embudo, sin embargo, Jenike reconoce que esta depende de dos ángulos. El primero es el ángulo de reposo, también conocido como ángulo de fricción de las galletas α_1 , en la figura 2.14 se puede observar que este ángulo es el que se forma entre la horizontal y la pendiente de una pila de galletas que se encuentra en reposo. El segundo es el ángulo de deslizamiento o de fricción entre las galletas con el acero α_2 , en la figura 2.15 se observa que es el ángulo en el que las galletas empiezan a deslizarse sobre la pared de la tolva.

Para asegurar el diseño, se realizaron pruebas experimentales y se determinaron α_1 y α_2 .

Solaque & Lizcano (2008) analizan un método para determinar α_1 que consiste en una pila construida dejando fluir el material por medio de un embudo, manteniendo el embudo a una altura constante. Se realizó este experimento y se obtuvo un ángulo de reposo o fricción del material $\alpha_1 = 30^\circ$. Un esquema del experimento se puede observar en la figura 2.10.

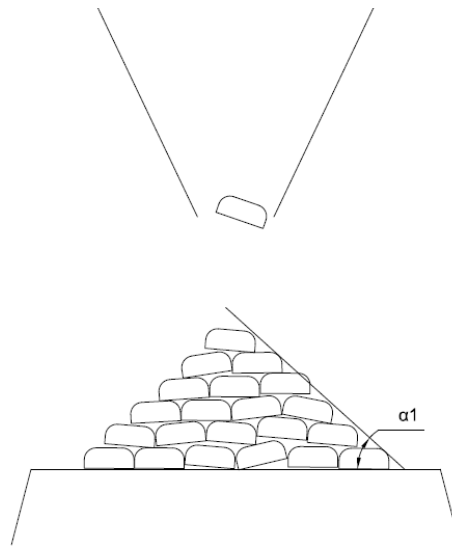


Figura 2.14 Experimento para calcular α_1

Fuente: Elaboración propia

Rabinowicz (1995) analiza un método para determinar α_2 que consiste en inclinar un plano del primer material hasta hacer deslizar una muestra del segundo material al granel, la inclinación del plano debe ser con velocidad controlada y se debe sensar el momento en que la partícula de material al granel empieza a deslizar sobre el plano. Se realizó este experimento con un banco de pruebas que consiste en una placa conectada a un servomotor que inclina la placa a una velocidad constante y sensores de luz que detectan cuando la galleta empieza a deslizar, obteniendo $\alpha_2 = 23^\circ$. Un esquema de este experimento se puede observar en la figura 2.11.

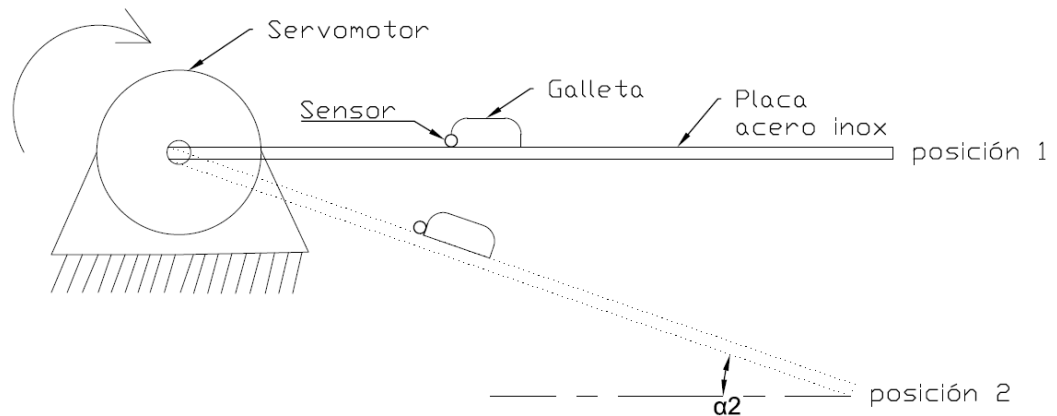


Figura 2.15 Experimento para calcular α_2

Fuente: Elaboración propia

Conocidos estos ángulos, se utiliza un método gráfico propuesto por Jenike para encontrar el ángulo de inclinación máximo que debe poseer la tolva a fin de que se produzca flujo de masa y no flujo de embudo. En la figura 2.16 se puede observar la relación entre el ángulo de rozamiento de la pared y el ángulo de inclinación de la tolva, las curvas se desarrollaron para materiales con 4 ángulos de fricción interna distintos. La curva correspondiente al ángulo de fricción interna del material $\alpha_1 = 30^\circ$ es la de color negro, se ubica una línea horizontal en el ángulo de fricción de la pared $\alpha_2 = 23^\circ$ y se intersecta con la curva del material. Desde este punto se ubica una línea vertical hasta el punto que intersecte con el eje x, que es el ángulo máximo apropiado para el diseño de la tolva $\beta = 30^\circ$.

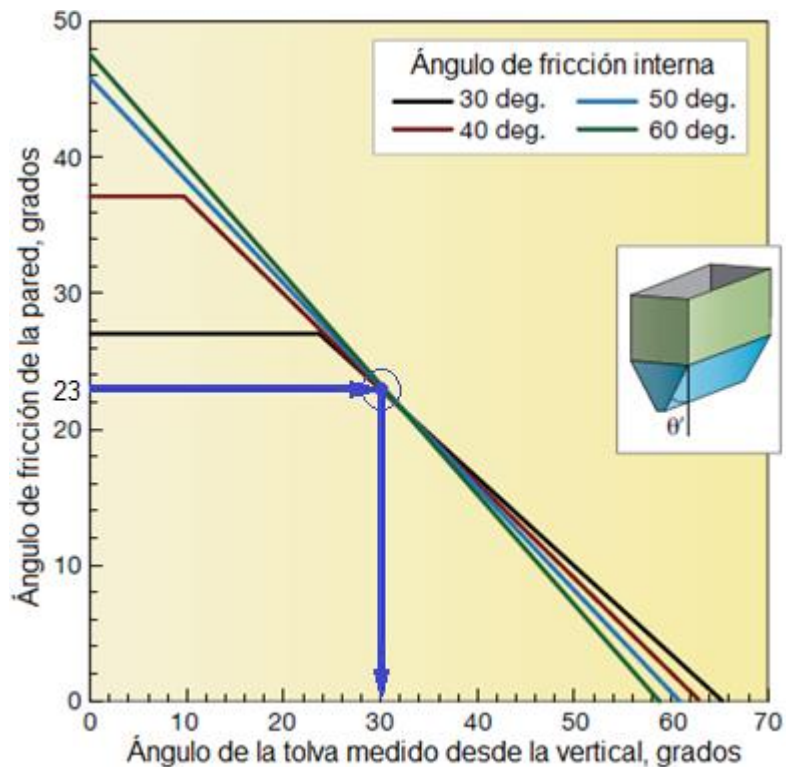


Figura 2.16 Ángulo de mínimo de inclinación de la tolva
Fuente: Jenike

Por diseño de forma se decide hacer la tolva con una inclinación lateral, tal como se muestra en la figura 2.5. Para asegurar el flujo de material, se decide usar un ángulo de $\gamma = 23^\circ$, el mismo ángulo en que el material fluye libremente aún sin necesidad de la presión de material adyacente. Debido a que en la descarga de la tolva se requiere que no se apile y no haya estancamiento de material se agrega un ducto de transición, este se debe dividir en 8 segmentos individuales ya que la línea de producción actual envasa 8 tarrinas al mismo tiempo.

2.2.2 Cálculo del Volumen de la Tolva

El volumen de diseño de la tolva es el necesario para contener los 30 [Kg] de galletas que precisa la empresa y debe estar modificado por el porcentaje de llenado de la tolva para que las galletas no se rebosen, se calcula usando la ecuación (1), obteniendo $v_{\text{diseño}} = 0.08324 \text{ [m}^3\text{]}$.

$$v_{\text{diseño}} = \frac{C_t}{0.75 \rho_{\text{galleta}}} \quad \text{Ec. (1)}$$

Donde:

$V_{\text{diseño}}$: Volumen de diseño de la tolva [m^3]

C_t : Capacidad de la tolva [kg], tabla 2.1

ρ_{galletas} : Densidad de las galletas [m^2], tabla 2.2

Para calcular el volumen de la tolva se ha dividido esta en 4 partes, mostradas en la figura 2.17. Las partes 1, 2 y 3 son de forma piramidal y la parte 4 es un prisma rectangular. Las áreas transversales y las alturas de cada parte se deben calcular primero para poder calcular el volumen.

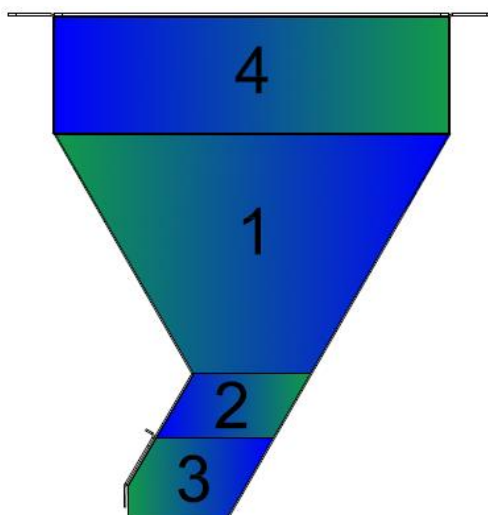


Figura 2.17 Esquema de partes de la tolva

Fuente: Elaboración propia

Cálculo de Áreas Transversales

El siguiente paso es calcular las áreas transversales de la tolva, esto es necesario para hallar el volumen de la tolva. Para el efecto se asumen las dimensiones de la entrada X_1 y X_2 , las dimensiones de salida X_3 y X_4 , las dimensiones de salida del ducto de transición X_5 y X_6 , y las dimensiones de salida de cada ducto individual X_7 y X_8 , estas variables asumidas se pueden observar en la figura 2.6 y el valor se detalla en la tabla 2.4. En el cálculo de las áreas se usó la ecuación (2), los resultados obtenidos se muestran en la tabla 2.6.

$$A_i = X_i * X_j \quad \text{Ec. (2)}$$

Donde:

A_i : Área de la sección [m^2]

X_i y X_j : Longitudes área rectangular [m], tabla 2.4

Tabla 2.6 Áreas transversales del sistema de admisión

i	Descripción	A [m^2]
1	Área de entrada de la tolva, (A_1)	0.3600
2	Área de salida de la tolva, (A_2)	0.0904
3	Área de entrada de los ductos, (A_3)	0.0860
4	Área individual de salida de los ductos, (A_4)	0.0037
5	Área individual de entrada de los ductos, (A_5)	0.0108

Fuente: Elaboración propia

Cálculo de Alturas

Se calculan las alturas de la tolva para encontrar el volumen de la tolva complementando las áreas anteriores. Para el cálculo de la altura de la tolva, del ducto de transición y de los ductos individuales de descarga, se usó la ecuación (3). Los resultados de cada una de las alturas se detallan en la tabla 2.7.

$$h = \left(\frac{X_n - X_m}{2} \right) \tan(90 - \gamma) \quad \text{Ec. (3)}$$

Donde:

h: Altura de la sección [m]

X_n : Longitud del área superior [m], tabla 2.4

X_m : Longitud del área inferior [m], tabla 2.4

γ : Ángulo de inclinación lateral [deg], tabla 2.4

Para el cálculo de la altura del silo – sección 4, se usó la ecuación (4) con los datos que se encuentran en la tabla 2.4. El resultado se muestra en la tabla 2.7.

$$h_4 = \frac{v_4}{X_1 X_2} \quad \text{Ec. (4)}$$

Donde:

h_4 : Altura del silo [m]

v_4 : Volumen del silo [m³]

X_1 : Longitud 1 del silo [m], tabla 2.4

X_2 : Longitud 2 del silo [m], tabla 2.4

Tabla 2.7 Alturas del sistema de admisión

h	Descripción	Resultado [m]
1	Altura de la tolva, (h_1)	0.1896
2	Altura del ducto de transición, (h_2)	0.0518
3	Altura de los ductos de descarga, (h_3)	0.0719
4	Altura del silo, (h_4)	0.0970

Fuente: Elaboración propia

La altura total del sistema de admisión es la suma de todas las alturas obtenidas que se muestran en la tabla 2.7, dando como resultado $h_{total} = 0.4103$ [m]. Este parámetro es muy importante, debido a que es un requisito de seguridad que limita la altura máxima que puede alcanzar todo el sistema de dosificación.

Cálculo de Volúmenes

Lo siguiente es determinar el volumen de la tolva para verificar que se cumpla con la capacidad de cereal que requiere la empresa. Para el cálculo del volumen de la tolva, del ducto de transición y de los ductos de descarga se usó la ecuación (5). Los resultados hallados a partir de la ecuación se detallan en la tabla 2.8.

$$v_x = \left(\frac{h_x}{3}\right) (A_n + A_m + \sqrt{A_n A_m}) \quad \text{Ec. (5)}$$

Donde:

v_x : Volumen de la sección piramidal [m³]

h_x : Altura de la pirámide [m], tabla 2.7

A_n : Área de la base mayor [m²], tabla 2.6

A_m : Área de la base menor [m²], tabla 2.6

Para el cálculo del volumen del silo se usó la ecuación (6). El resultado se encuentra en la tabla 2.8.

$$v_4 = v_{\text{diseño}} - v_1 - v_2 - 8v_3 \quad \text{Ec. (6)}$$

Donde:

$v_{\text{diseño}}$: Volumen del sistema de almacenamiento [m^3], sección 2.2.2

v_1 : Volumen de la tolva [m^3], tabla 2.8

v_2 : Volumen del ducto [m^3], tabla 2.8

v_3 : Volumen de los ductos individuales de descarga [m^3], tabla 2.8

v_4 : Volumen del silo (prisma rectangular) [m^3]

Tabla 2.8 Tabla de volúmenes del sistema de admisión

V	Descripción	Resultado [m^3]
1	Volumen de la tolva, (v_1)	0.039870
2	Volumen del ducto de transición, (v_2)	0.004571
3	Volumen de cada ducto de descarga, (v_3)	0.000497
4	Volumen del silo, (v_4)	0.003976

Fuente: Elaboración propia

El volumen total se calcula para comprobar el requerimiento de la capacidad del sistema de almacenamiento. Se obtiene de la suma de todos los valores de la tabla 2.8, $v_t = 0.08334 [m^3]$ que es ligeramente superior al volumen de diseño $v_{\text{diseño}} = 0.08324 [m^3]$.

2.2.3 Cálculo de Flujo Másico de la tolva

El flujo másico de material que requiere la empresa se calcula con la ecuación (7), obteniendo $\dot{M}_{\text{diseño}} = 0.0933 [kg/s]$.

$$\dot{M}_{\text{diseño}} = \dot{T} m_t \quad \text{Ec (7)}$$

Donde:

\dot{M} : Flujo másico a la salida de la tolva [kg/s]

\dot{T} : Flujo de producción [tarrinas/s], tabla 2.1

m_t : Masa de galletas por tarrina [kg], tabla 2.1

El siguiente paso en el diseño es comprobar que las dimensiones asumidas, permitan alcanzar el flujo de material mínimo en la salida de la tolva. Jenike propone una ecuación para el cálculo del flujo másico a través del agujero de una tolva:

$$\dot{M} = \rho A \sqrt{\frac{Xg}{2(1+m)\tan(\beta)}} \quad \text{Ec (8)}$$

Donde:

\dot{M} : Flujo másico a la salida de la tolva [kg/s]

ρ : Densidad del material a dosificar [kg/m^3], tabla 2.2

A : Área de salida de la tolva [m^2], A_4 tabla 2.6

X : Dimensión más pequeña de la salida de la tolva [m], X_7 tabla 2.4

g : Aceleración de la gravedad $9.81[m/s^2]$

β : Ángulo de inclinación de la tolva [deg], sección 2.2.1

m : Constante para generalizar la ecuación, para tolvas circulares $m = 1$ y para tolvas planas $m = 0$.

Se usa la ecuación (8) para calcular el flujo másico que habrá a través de cada ducto de salida con las dimensiones asumidas, el resultado es $\dot{M} = 8.68 [kg/s]$ que es mucho mayor que el flujo de diseño $\dot{M}_{diseño} = 0.1 [kg/s]$. Aunque la ecuación usada es recomendada para granos, no toma en cuenta la forma y el tamaño del material pues engloba estos factores en la densidad, sin embargo, el valor supera por mucho el valor deseado por lo que a pesar de que estos factores no estén contemplados en la fórmula se puede asegurar que el material va a fluir por la tolva.

2.2.4 Cálculo de Presiones Sobre las Paredes de la Tolva

Se determinan el valor del coeficiente de fricción del material, μ_1 que será usado en la sección 2.3 y el valor del coeficiente de fricción entre las galletas y la tolva, μ_2 pues será usado para el cálculo de las presiones en el tanque. Se utiliza el ángulo de reposo de las galletas α_1 y el ángulo de fricción entre las galletas y la tolva α_2 en la ecuación (9) dando como resultado $\mu_1 = 0.5774$ y $\mu_2 = 0.4245$.

$$\mu_x = \tan(\alpha_x) \quad \text{Ec. (9)}$$

Donde:

μ_x : Coeficiente de fricción

α_x : Ángulo que caracteriza al coeficiente de fricción [*deg*], sección 2.2.1

Las presiones que actúan en el llenado sobre el silo son: presión vertical p_v , presión horizontal p_h y presión de fricción en la pared p_w , estas presiones se muestran en la figura 2.18.

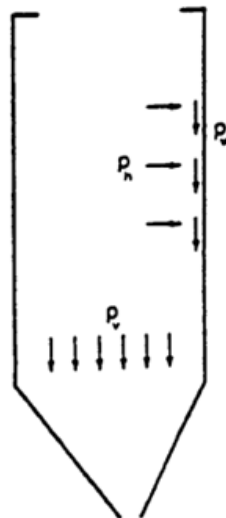


Figura 2.18 Presiones actuando en el llenado de una tolva.

Fuente: Eurocódigo 1.

Las 3 presiones mencionadas se calculan con la ecuación (10), sin embargo, para tomar en consideración la viabilidad de los materiales granulares el eurocódigo recomienda aplicar los valores de conversión de

0.9 y 1.15 a los valores de μ_m y k_{sm} . Para encontrar las presiones máximas se emplean las combinaciones que se muestran en la tabla 2.9.

$$p = \left(\frac{\rho g A_1}{0.9 U \mu k_s} \right) \left(1 - e^{-\frac{h U \mu k_s}{A_1}} \right) \quad \text{Ec. (10)}$$

Donde:

P: Presión sobre las paredes [Pa]

U: Perímetro de la entrada de la tolva [m], $X_1 + X_2$

μ : Coeficiente de rozamiento entre galletas y tolva, μ_2 sección 2.2.4

k_s : Relación entre presiones verticales y horizontales, tabla 2.4

h: Altura del material a dosificar dentro de la tolva [m]

Tabla 2.9 Tabla de presiones actuando en la admisión

Descripción	Valores de k_s y μ	Resultado [KPa]
Presión horizontal	$k_s = 1.15 * k_{sm}$ $\mu = 0.9 * \mu_m$	$p_h = 162.7$
Presión vertical	$k_s = 0.9 * k_{sm}$ $\mu = 0.9 * \mu_m$	$p_v = 260.1$
Presión de fricción	$k_s = 0.9 * k_{sm}$ $\mu = 1.15 * \mu_m$	$p_w = 160.3$

Fuente: Elaboración propia

El eurocódigo sugiere que los valores de presión a la descarga son aproximadamente 30% mayores que los valores de presión en el llenado, por tanto se usa la ecuación (11) para encontrar el valor de presión vertical debido a la descarga, el resultado es $P_{vd} = 338.13$ [KPa]

$$P_{hd} = 1.3 * P_h \quad \text{Ec. (11)}$$

Donde:

P_{vd} : Presión horizontal en la descarga [KPa]

P_v : Presión horizontal debido al llenado [KPa], tabla 2.9

2.2.5 Cálculo del Espesor de la Tolva

Finalmente se calcula el espesor de la plancha con la ecuación (12), dando como resultado un espesor de $t = 0.0005$ [mm], lo que indica que el

espesor de la plancha de acero es irrelevante desde el punto de vista de resistencia de materiales. Se decide usar un espesor de $t = 1.5 [mm]$ para facilitar la fabricación y el montaje de la tolva.

$$t = \frac{\eta P_{vd} X}{\sigma_f} \quad \text{Ec. (12)}$$

Donde:

t: Espesor de la plancha [mm]

η : Factor de seguridad del diseño

P_{vd} : Presión horizontal en la descarga [KPa], sección 2.2.4

X: Ancho de la tolva [mm], X_1 tabla 2.4

σ_s : Esfuerzo de fluencia del acero inoxidable [MPa], tabla 2.3

2.3 Selección de Transportador Vibratorio

El transportador es uno de los componentes con mayor importancia en el diseño de la máquina dosificadora, se encarga de transportar el material de forma continua desde la tolva hasta el sistema de pesaje. El transporte vibrador se compone de dos elementos: un vibrador electromagnético y una bandeja transportadora, tal como se puede observar en la figura 2.19.

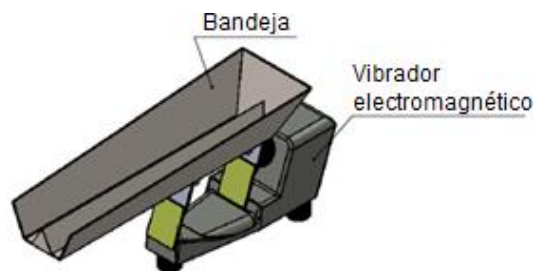


Figura 2.19 Sistema de transporte vibratorio.

Fuente: Elaboración Propia

2.3.1 Selección del Vibrador electromagnético

El vibrador electromagnético produce un movimiento parabólico en el material granular, como se muestra en el esquema de la figura 2.20, la dirección y el movimiento depende del ángulo de los resorte o flejes y la

fuerza resultante. Las oscilaciones que produce este elemento son simétricas y tienen una amplitud de 0.1 a 20 mm con un rango de frecuencia de 5Hz – 120Hz (Eriez, 2010).

Este sistema se basa en el movimiento de un vaivén con el fin de obligar al material a recorrer una distancia determinada, esto se logra por el rozamiento del material y las variaciones de la aceleración.

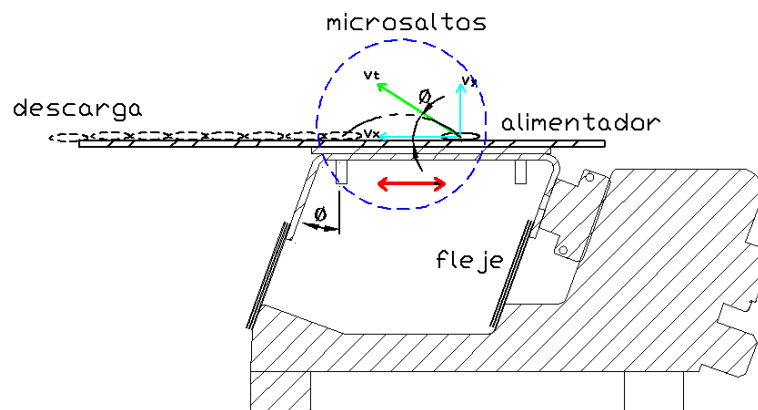


Figura 2.20 Movimiento y trayectoria de las galletas
Fuente: Elaboración propia

El parámetro para la selección del vibrador electromagnético es el flujo másico que debe mover el vibrador, con esta variable se escoge del catálogo Hi-vi compact electromagnetic Feeders de Eriez, (mostrado en el apéndice A), el modelo 6C que permite mover un flujo másico de hasta 0.2019 [kg/s] , más del doble del flujo másico de diseño $\dot{M}_{diseño} = 0.0933 \text{ [kg/s]}$. Las características de operación se muestran en la tabla 2.10.

Tabla 2.10 Características de operación del vibrador

Parámetros	Valores
Suministro de potencia	115 [V], 60 [Hz]. Una sola fase
Consumo de potencia (carga máx)	15 [W]
Entrada de potencia (carga máx)	0.35 [A] a 115 [V]
Control	Model VC-5
Peso neto del alimentador	6.2[kg]
Velocidad máxima de avance	$v_{max-av} = 45 \text{ [ft/s]}$ o 0.2286 [m/s]

Elaboración Propia
Fuente: Eriez (2010)

2.3.2 Diseño de la Bandeja transportadora

La bandeja transportadora proporciona el flujo para dosificar las galletas en forma uniforme al sistema de pesaje. El fabricante del vibrador seleccionado incluye una bandeja en forma de V, ancha en la parte posterior y estrecha de la delantera, esto ayuda a que el dosificado sea continuo y no haya desperdicio de material, en la figura 2.21 se muestra un esquema de la forma de la bandeja estándar que está incluida en el vibrador o unidad motriz.

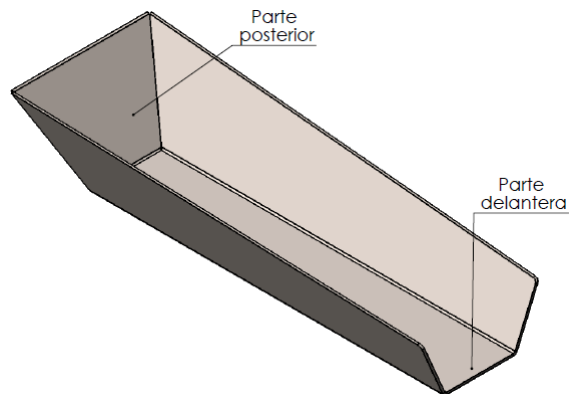


Figura 2.21 Forma de la bandeja transportadora.

Fuente: Elaboración propia

Sin embargo, la bandeja estándar está diseñada para trasladar distintas formas granulares y de diferentes tamaños. Por lo tanto se decide modificarla colocando un riel para guiar al producto y tener un mejor control en el pesaje y descarga, el riel es colocado en la parte central de la bandeja con el fin de que haya dos hileras para que fluya el producto de manera uniforme. En la figura 2.22 se muestra un esquema de la bandeja con la modificación detallada anteriormente.

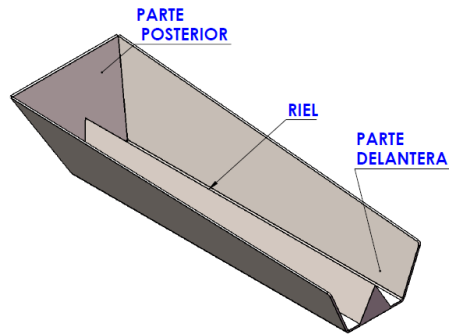


Figura 2.22 Modificación en la forma de la bandeja

Fuente: Elaboración propia

El ancho de los canales que se forman con el riel añadido se asume en base al tamaño máximo de una galleta que es $L_b = 9 [mm]$.

Tiempo del ciclo

La velocidad del movimiento de las galletas depende de la amplitud y frecuencia de la vibración, éstas se regulan mediante un reóstato.

Se calcula la fuerza resultante dada por el peso del material y la aceleración de avance sea inferior a la fuerza de adherencia a la bandeja, que está dada por la ecuación (13), de la que se obtiene $F_{ad} = 2.165 [N]$.

$$F_{ad} = \mu_f * m * g \quad \text{Ec. (13)}$$

Donde:

F_{ad} : Fuerza de adherencia a la bandeja $[N]$

μ_f : Coeficiente de fricción del material y la bandeja

m : Masa promedio de las galletas $[kg]$, tabla 2.2

Para que se garantice la adherencia entre las galletas y la bandeja, la aceleración de avance debe cumplir con la condición de la ecuación (14). (The Cleveland Vibrator Company, 2016)

$$a_{av} \leq \frac{\mu_1 * g}{1 - \mu_1 \tan \theta} \quad \text{Ec. (14)}$$

Donde:

a_{av} : Aceleración de avance $[m/s^2]$

θ : Angulo que forma la velocidad de avance con la horizontal, $45 [deg]$

Y la desaceleración relativa del material está dada por la ecuación (15).
(The Cleveland Vibrator Company, 2016)

$$d_m = \frac{\mu_2 * g}{1 - \mu_2 \tan \theta} \quad \text{Ec. (15)}$$

Donde:

d_m : Desaceleración del material [m/s^2]

Los resultados fueron $a_{av} = 13.4034 \text{ m/s}^2$ y $d_m = 7.2361 \text{ m/s}^2$.

El tiempo del ciclo del movimiento de la bandeja es la suma del tiempo de frenado con el tiempo de carrera o avance de la bandeja, se calcula usando la ecuación (16) y se obtiene $T = 0.048652 \text{ s}$.

$$T = \frac{v_{max-av}}{a_{av}} + \frac{v_{max-av}}{d_m} \quad \text{Ec. (16)}$$

Donde:

T : Tiempo del ciclo [s]

v_{max-av} : Velocidad máxima de avance, tabla 2.10

La velocidad de avance promedio del material depende del flujo de producción y se calcula usando la ecuación (17) muestra el desarrollo de cómo se halló la velocidad; dando como resultado 0.088667 [m/s] , esta velocidad es ideal pues se calcula asumiendo una velocidad constante en el vibrador, y este tendrá paradas cuando efectúe las acciones de control, por tanto se asume una velocidad un 20% superior a la obtenida $v_x = 0.11 \text{ [m/s]}$.

$$v_x = \frac{\dot{T} D_{galleta} m_t}{2 n m} \quad \text{Ec (17)}$$

Donde:

v_x : Velocidad promedio de las galletas sobre la bandeja [m/s]

2.4 Diseño de Sistema de Pesaje

El diseño del sistema de pesaje consiste en realizar un mecanismo para controlar el peso de las galletas que se dosifican y otro para pesar y expulsar las galletas pesadas hacia la tolva de descarga. En la figura 2.23 se observa un esquema del diseño del sistema de pesaje y en las secciones siguientes se encuentra el diseño detallado o selección de cada componente.

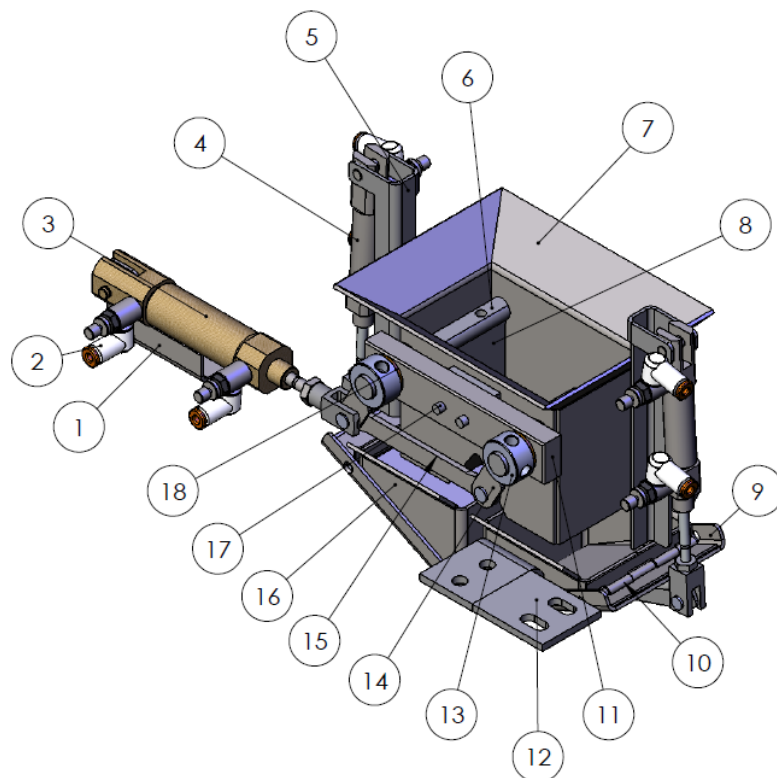


Figura 2.23 Esquema de sistema de pesaje.

Las partes que componen el sistema son: 1. Soporte del primer cilindro 2. Racor 3. Primer cilindro 4. Segundo cilindro 5. Soporte del segundo cilindro 6. Eje 7. Pantalón 8. Placa de reacción 9. Compuerta de expulsión 10. Bisagra 11. Soporte para cojinetes 12. Barra conectora para celda de carga 13. Collarín 14. Manivela 15. Biela 16. Recipiente de pesaje 17. Placa de soporte 18. Cojinetes

Fuente: Elaboración propia

2.4.1 Acciones de control

Controlar el peso que se dosifica a la tarrina es la parte clave del diseño que se desarrolla, para lograrlo se decidió usar 2 acciones de control sobre

el sistema, estas acciones se ilustran en la figura 2.24. La primera acción es detener la bandeja vibratoria que mueve las galletas cuando se ha alcanzado un porcentaje del peso requerido como se muestra en la parte b, el porcentaje de peso adecuado varía dependiendo del flujo de material que cae de la bandeja, el PLC controlador se encarga de determinarlo con un control tipo proporcional integral y derivativo PID.

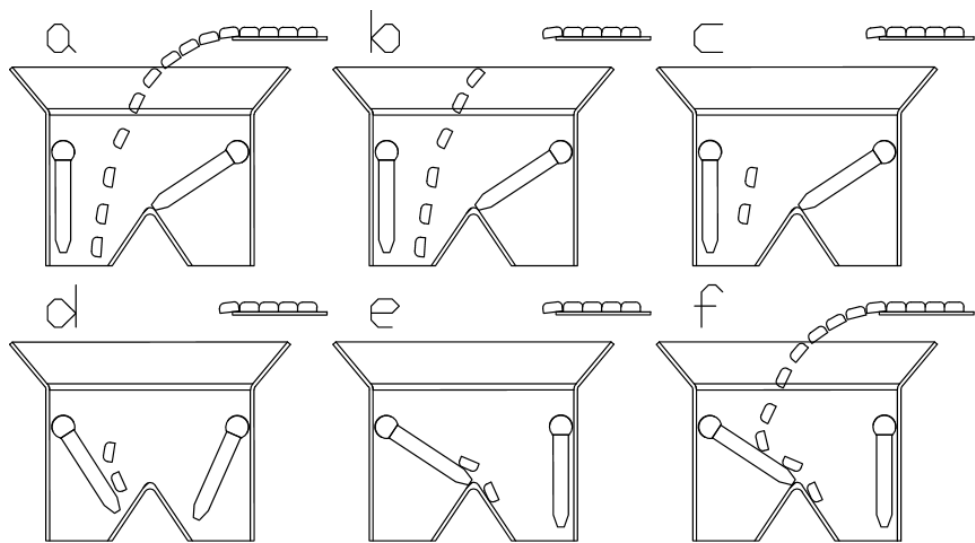


Figura 2.24 Esquema de acciones de control del peso.

Fuente: Elaboración propia

Al existir un flujo de material desde la bandeja vibratoria hasta el recipiente de pesaje, existe la posibilidad de que alguna galleta haya caído en exceso y quede en el interior del recipiente divisor, aun cuando la bandeja vibratoria se apague 'a tiempo' como se puede observar en la parte c, este hecho lleva a la segunda acción de control, la cual es colocar dos placas giratorias en el interior del recipiente divisor, que permitan el paso de las galletas hasta que se haya completado el peso y obstruyan el paso de las galletas que cayeron de más, como se observa en las partes d y e de la figura 2.24.

Este sistema permite un control preciso del peso del material a dosificar siempre y cuando se consiga que las placas se muevan a una velocidad superior que la de una galleta en caída libre hasta el recipiente de pesaje.

2.4.2 Diseño del Recipiente Divisor

El diseño del recipiente divisor se basa en los mismos principios del diseño de una tolva de almacenamiento, cuyo factor principal es asegurar el flujo de material que pasa a través de los agujeros del recipiente. Para poder realizar la acción de control descrita previamente se decide hacer el recipiente con forma de pantalón, se asumen las dimensiones del recipiente mostradas en la figura 2.7 y los valores asumidos se registran en la tabla 2.4. Con la ecuación (8) y los datos mencionados se calcula el flujo másico a la salida del pantalón y se comprueba que el valor de flujo másico obtenido de $\dot{M} = 9.06 \text{ kg/s}$ es superior al valor de flujo másico para cumplir con los requisitos de producción.

2.4.3 Diseño de las Placas de Reacción

El diseño de la placa se realiza por geometría, el ancho y largo de las placas está restringido por el interior del pantalón divisor. Se asume el mismo ancho del pantalón en la placa A_{pl} . La longitud desde el centro del eje hasta la punta de la placa debe ser ligeramente menor a la longitud que haga tangente la placa al pantalón para que no ocurra rozamiento cuando gire, como se observa en la figura 2.25. Para esto se asume el diámetro del eje como D_e y con la ayuda de un software de dibujo se calcula la longitud de la placa, obteniendo $L_{pl} = 38[mm]$

Del dibujo también se puede notar que el ángulo en el que la placa está cercana a perder el contacto con el pantalón es de $\theta = 56.6 [deg]$ y será el ángulo de desplazamiento escogido para las placas.

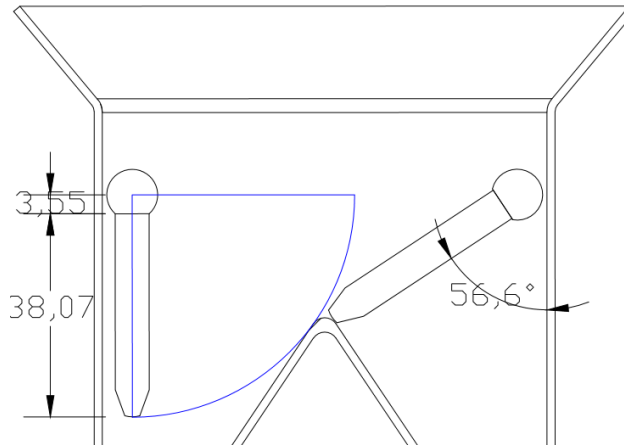


Figura 2.25 Limitación de la longitud y el ángulo de giro de la placa.

Fuente: Elaboración propia

2.4.4 Cálculo del Tiempo de Reacción

Definimos el tiempo de reacción como el tiempo que debe tomarle a una placas de reacción llegar hasta la posición en que no permita pasar a ninguna galleta hasta el recipiente de pesaje que ha completado su peso.

En la figura 2.26 se puede observar tres instantes de tiempo en los que se muestra la caída de la última galleta necesaria para completar el peso de la tarrina y de una galleta extra hacia el recipiente de pesaje.

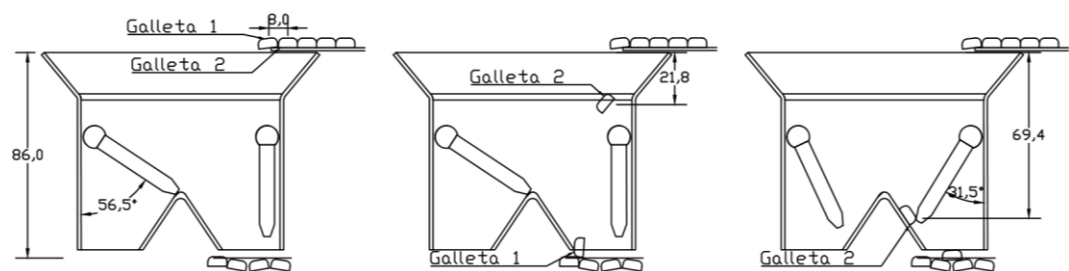


Figura 2.26 Dimensiones asumidas para el control del peso

Fuente: Elaboración Propia

En la imagen izquierda se muestra el momento previo a que la primera galleta caiga de la bandeja vibratoria. La distancia desde la bandeja hasta la superficie teórica en que las galletas llenarán el recipiente de pesaje y_1 se ha asumido y se encuentra en la tabla 2.4, esta dimensión es usada en la ecuación de movimiento uniformemente acelerado, ecuación (18) para

calcular el tiempo que demora en caer la primera galleta hasta que su peso sea reconocido por la balanza de pesaje. Usando los datos $y_f = y_1 = 86 [mm]$ $y_0 = 0 [m]$ $v_0 = 0 [m/s]$ $a = -9.81 [m/s^2]$ se obtiene $t_1 = 0.132413 [s]$.

$$y_f = y_0 + v_0 t + \frac{1}{2} a t^2 \quad \text{Ec. (18)}$$

Dónde:

y_f Posición final de la placa [*deg*]

y_0 Posición inicial de la placa [*deg*]

v_0 Velocidad angular inicial de la placa [*rad/s*]

t Tiempo que le toma a la placa llegar hasta la posición final [*s*]

a Aceleración ejercida sobre la placa [*rad/s²*]

El tiempo que demora la galleta 2 en llegar al filo de la bandeja se calcula con la ecuación de movimiento uniforme ecuación (19), con la velocidad de las galletas asumida anteriormente $v_x = 110 [mm/s]$ y asumiendo que las galletas se muevan una detrás de otra y por lo tanto la distancia que recorren antes de caer es el diámetro de una galleta en promedio $d = 8 [mm]$ se obtiene como resultado $t_0 = 0.072727 [s]$.

$$t = d/v_x \quad \text{Ec. (19)}$$

Donde:

t : Tiempo en caer la siguiente galleta [*s*]

d : Distancia recorrida por una galleta [*m*]

v_x : Velocidad promedio de las galletas sobre la bandeja [*m/s*]

El tiempo de caída de la galleta 2 es la resta del tiempo de caída de la galleta 1 t_1 menos el tiempo que se demora la galleta 2 en avanzar hasta el filo de la bandeja t_0 , usando estos datos en la ecuación (20), se obtiene $t_2 = 0.059686 [s]$.

$$t_2 = t_1 - t_0 \quad \text{Ec. (20)}$$

Donde:

t_2 Tiempo de caída de la segunda galleta [s]

t_1 Tiempo de caída de la primera galleta [s]

t_0 Intervalo de tiempo entre la caída de la primera y la segunda galleta [s]

Con el tiempo de caída de la segunda galleta se calcula la altura a la que esta desciende hasta el momento en que la primera galleta llega al recipiente de pesaje, con los siguientes datos $y_0 = 0$ [m] $v_0 = 0$ [m/s] $a = -9.81$ [m/s²] y $t = 0.059686$ se usa la ecuación 16 y se obtiene $y_2 = 17.5$ [mm], tal como se ilustra en la imagen central de la figura 2.21. La velocidad a la que cae la galleta en este instante de tiempo se calcula con la ecuación (21) usando $v_0 = 0$ [m/s] $a = -9.81$ [m/s²] $t = 0.059686$ [s], obteniendo $v_2 = 0.58552$ [m/s]

$$v_f = v_0 + at \quad \text{Ec. (21)}$$

Donde:

v_f : Velocidad final de la partícula [m/s]

v_0 : Velocidad inicial de la partícula [m/s]

a : Aceleración ejercida sobre la partícula [m/s²]

t : Tiempo en que la partícula cambia su velocidad

Del software de dibujo se calcula una posición de la placa para la que ninguna galleta pueda resbalar hacia el recipiente que se ha llenado, y se obtiene una altura de $y_3 = 69.4$ [mm] asociada a un ángulo de giro de la placa de $\theta_3 = 31.5$ [deg], tal como se observa en la imagen derecha de la figura 2.21. Usando $y_f = 69.4$ [mm] $y_0 = 17.5$ [mm] $v_0 = 0.58552$ [m/s] y $a = -9.81$ [m/s²] en la ecuación (18) se obtiene $t_3 = 0.05924$ [s]. El tiempo t_3 es el tiempo máximo en que se debe mover la placa para poder empujar toda galleta hacia el otro lado del pantalón.

2.4.5 Cálculo de la Aceleración Angular de los Componentes

La aceleración de las placas se calcula con la ecuación de movimiento angular uniformemente acelerado ecuación (22), usando $\theta_f = 28.25 [deg]$, $\theta_0 = 0 [deg]$, $w_0 = 0 [rad/s]$ y $t = 0.05924[s]$ se obtiene $\alpha = 1124 [rad/s^2]$.

$$\theta_f = \theta_0 + w_0 t + \frac{1}{2} \alpha t^2 \quad \text{Ec. (22)}$$

Donde:

θ_f Posición angular final de la partícula [*deg*]

θ_0 Posición inicial de la placa [*deg*]

w_0 Velocidad angular inicial de la partícula [*rad/s*]

t Tiempo que le toma a la placa llegar hasta la posición final [*s*]

α Aceleración ejercida sobre la placa [*rad/s²*]

2.4.6 Diseño del Eje

La longitud del eje debe corresponder a la longitud del ancho del pantalón más el ancho de los rodamientos que le permitirán girar y el ancho del acople del sistema transmisor del movimiento, por lo tanto, se asume un largo del eje L_e . Al eje se le debe realizar un ranurado correspondiente al ancho de la placa para poder acoplar estos dos elementos mediante pernos, se asume la profundidad del ranurado r_e . El acople de la placa y el eje se realizará mediante pernos Allen M3, estos pernos son los más pequeños y económicos disponibles en Iván Bohman debido a que la unión soportará esfuerzos muy pequeños.

2.4.7 Selección de los Cojinetes

Se escoge usar cojinetes de manga con brida, de funcionamiento en seco y resistentes a altas temperaturas. El funcionamiento en seco es necesario debido a los requisitos de calidad del proceso ya que no es posible usar sustancias refrigerantes o lubricantes que puedan contaminar el producto, la instalación es más sencilla y los costos son inferiores a los rodamientos cerrados. La resistencia a altas temperaturas es necesaria debido a la

rapidez con que se efectúa el giro de las placas y el número de ciclos que la máquina estará operando diariamente. El diámetro del interior del cojinete debe ser igual al diámetro exterior del eje, se escoge del catálogo de McMaster-Carr un cojinete que cumpla con las características mencionadas, el 9440T16. El largo de la manga es 4,76 [mm] y el diámetro de la brida es 17.46 [mm]. Para evitar que las fuerzas axiales influyan durante la operación de los rodamientos se dispone un arreglo de dos rodamientos colocados el uno frente a otro, tal como se muestra en la vista derecha de la figura 2.8.

2.4.8 Diseño de la Barra Soporte Para Cojinetes

Se diseña un soporte para los cojinetes con forma de bloque rectangular, se asume el largo del soporte L_s , el ancho del soporte se escoge ligeramente superior al diámetro de la brida del rodamiento y es A_s , el espesor e_s es el necesario para que entren dos rodamientos en sentido contrario, esto es para evitar que las cargas axiales hagan que los rodamientos se lleguen a salir de su posición, estas dimensiones se muestran en la figura 2.8 y se encuentran en la tabla 2.4.

2.4.9 Diseño de la Placa Soporte Para Barra

Se diseña una placa que sirva para fijar la barra de soporte para cojinetes al pantalón. Se decide hacer esta placa para facilitar el mantenimiento del equipo en el caso de que se necesite cambiar un cojinete, de esta manera el ancho de la placa de soporte A_{ps} se asume igual que el ancho de los cojinetes, el valor se encuentra en la tabla 2.4.

2.4.10 Diseño de Mecanismo de Movimiento de las Placas

Para poder mover las placas se decide usar un pistón neumático mediante un mecanismo manivela corredera que convierte el movimiento lineal de un pistón a rotatorio en el eje que contiene la placa, tal como se muestra en la figura 2.27.

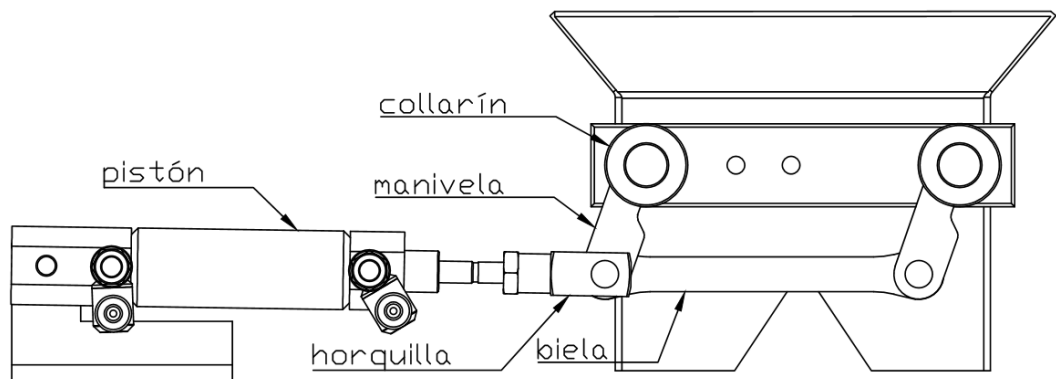


Figura 2.27 Mecanismo de movimiento de las placas.

Fuente: Elaboración propia

2.4.11 Selección del Pistón Para el Movimiento de las placas

Se escoge un pistón neumático del catálogo de SMC empresa líder a nivel mundial en sistemas neumáticos, el NCJ2D16-100 es uno de los pistones más pequeños y económicos con que cuenta la empresa, posee las características que se muestran en la tabla 2.11.

Tabla 2.11 Características geométricas y de operación del vibrador

Parámetros	Valores
Diámetro del cilindro	13.97 [mm]
Diámetro del vástago	4.98 [mm]
Carrera del pistón	25.4 [mm]
Presión de operación	$8.5 \leq P_{pis} \leq 100$ [psi]
Velocidad de operación	$50 \leq v_{pis} \leq 750$ [mm/s]

Elaboración Propia
Fuente: SMC (2010)

El diámetro del cilindro del pistón se usa en la ecuación (23) y se calcula el área del cilindro, obteniendo $A_c = 153.28$ [mm²]. El diámetro del vástago del pistón se usa en la ecuación (23) y se calcula el área del vástago, obteniendo $A_v = 19.47$ [mm²]. El área de la carrera de retorno es la resta del área del cilindro con el área del vástago, y es $A_R = 133.81$ [mm²], esta área es más pequeña que el área en la carrera de expansión.

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{Ec. (23)}$$

Donde:

A : Área del círculo [m^2]

D : Diámetro del círculo [m]

El volumen de la carrera de retorno se encuentra con el área de retorno calculada anteriormente y la carrera del pistón, con la ecuación (24), obteniendo $V_c = 17272 [mm^3]$.

$$V_c = A_R L_{pis} \quad \text{Ec. 24}$$

Donde:

V_c : Volumen del interior del cilindro [mm^3]

A_R : Área de la carrera de retorno [mm^2]

L_{pis} : Longitud de la carrera del pistón [mm]

Para acoplar el pistón a la manivela se decide usar una horquilla doble para pistón de acero inoxidable, se escoge una que ofrece SMC para el diámetro del vástago del pistón M5 que posee un diámetro de pin $D_{pin} = 5mm$.

El tiempo mínimo en que el pistón puede reaccionar se calcula con las condiciones de velocidad máxima que soporta el pistón y la carrera del pistón escogido, asumiendo que el pistón acelera de manera constante la mitad de la carrera y desacelera de manera constante la otra mitad de la carrera, de tal manera que en promedio recorra la velocidad máxima del rango establecido, con condiciones $x = 0 [mm]$ $v_0 = 0 [mm/s]$ $v_f = 2 * 750 [mm/s]$ y $x_f = 12.7 [mm]$. Usando estos datos en la ecuación (16) se obtiene $a = 88.58 [m/s^2]$ en la mitad de la carrera, y usando esta aceleración en la ecuación 19 se obtiene $t = 0.016933 [s]$ que demora el pistón en llegar a la mitad de la carrera mientras es acelerado, en el doble de este tiempo $t = 0.033866 [s]$ las placas hacen todo el recorrido angular de $56.5 [deg]$. Como se observa en la figura 2.19 el desplazamiento angular que necesitan las placas es de $31.5 [deg]$, con el software de dibujo se

verifica que esto implica un desplazamiento aproximado de 13 [mm] en el vástago del pistón usando $v_0 = 750 [mm/s]$ $x_f = 13 [mm]$ $x_0 = 12.7 [mm]$ y $a = -88.58 [m/s^2]$ en la ecuación 19 se obtiene $t = 0.017343 [s]$. Con este valor se verifica que el tiempo de respuesta del pistón es 3.4 veces menor que el tiempo de reacción necesario para mover las placas y detener las galletas.

2.4.12 Diseño de las Manivelas

El diseño de las manivelas se compone de un collarín de eje y un brazo de palanca soldado al collarín. El collarín se escoge del catálogo de Climax para el diámetro del eje previamente seleccionado, con los siguientes factores geométricos: el diámetro exterior del collarín es $D_{ext_c} = 3/4[in] = 19 [mm]$, el ancho del collarín es $A_c = 3/8[in] = 9.52 [mm]$, dos agujeros para tornillos de $\frac{1}{4} - 20 \times \frac{3}{16}$ separados a 90° .

El ángulo que deben desplazarse las manivelas 1 y 2 es el mismo ángulo que se desplazan las placas $\theta = 56.6^\circ$, con esto y la carrera del pistón seleccionado se puede calcular la longitud de la manivela, la cual es medida desde el centro del eje hasta el centro del agujero del brazo de palanca. Un esquema se puede observar en la figura 2.28, de donde se deduce la ecuación (25), obteniendo como resultado $L_m = 26.8[mm]$.

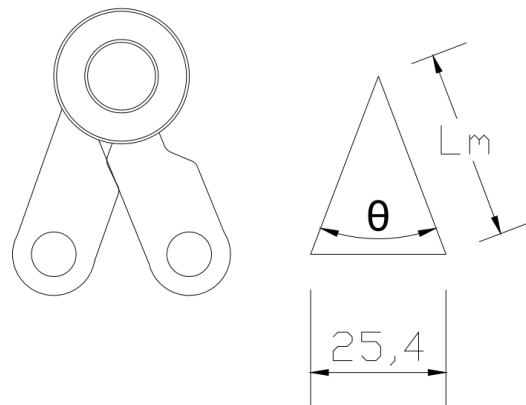


Figura 2.28 Esquema de movimiento de la manivela

Fuente: Elaboración propia

$$L_m = \frac{25.4}{2\text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad \text{Ec. (25)}$$

Donde:

L_m : Longitud de la manivela [m]

θ : Ángulo de recorrido de la manivela en la carrera del pistón [deg]

El brazo de palanca se diseña por geometría con un pin del diámetro igual al pin seleccionado para el pistón con la forma que se muestra en la figura 2.28.

2.4.13 Diseño de la Biela

La biela se diseña por geometría para cumplir con el requisito de unir los extremos de las dos manivelas, por lo tanto, la longitud entre centros de los agujeros de la biela debe ser de L_b , y los agujeros deben ser del diámetro de los pines. La biela tiene la forma que se observa en la figura 2.27.

2.4.14 Cálculo de la Presión del Pistón

Para determinar las fuerzas que actúan sobre el pistón y comprobar el diseño y selección de los componentes se realiza una simulación mediante el método de elementos finitos en ANSYS RIGID DYNAMICS, este modelo permite conocer las fuerzas que actúan sobre las juntas del mecanismo. En la figura 2.29 se observa el modelo desarrollado, en el que se muestra el mecanismo pistón biela manivela y la posición de las placas interiores, estas inercias más el peso de las galletas sobre las placas fueron consideraras al momento de realizar la simulación.

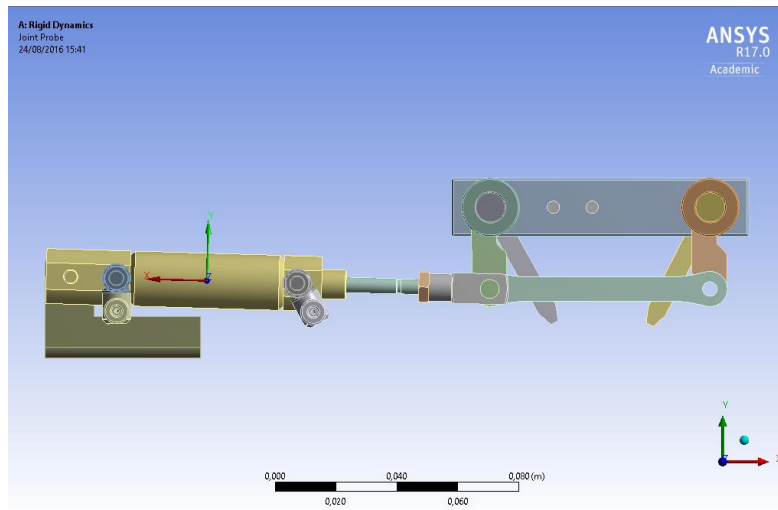


Figura 2.29 Modelo en ansys del mecanismo pistón compuerta

Fuente: Elaboración propia

En la figura 2.30 se puede observar la curva de posición vs tiempo para la carrera del pistón, en esta imagen se observa que el pistón recorre su carrera de 25.4 [mm] en el tiempo estimado 0.033866 [s], también se observa que en el tiempo 0.017343 [s] el pistón ha recorrido 13 [mm] de carrera.

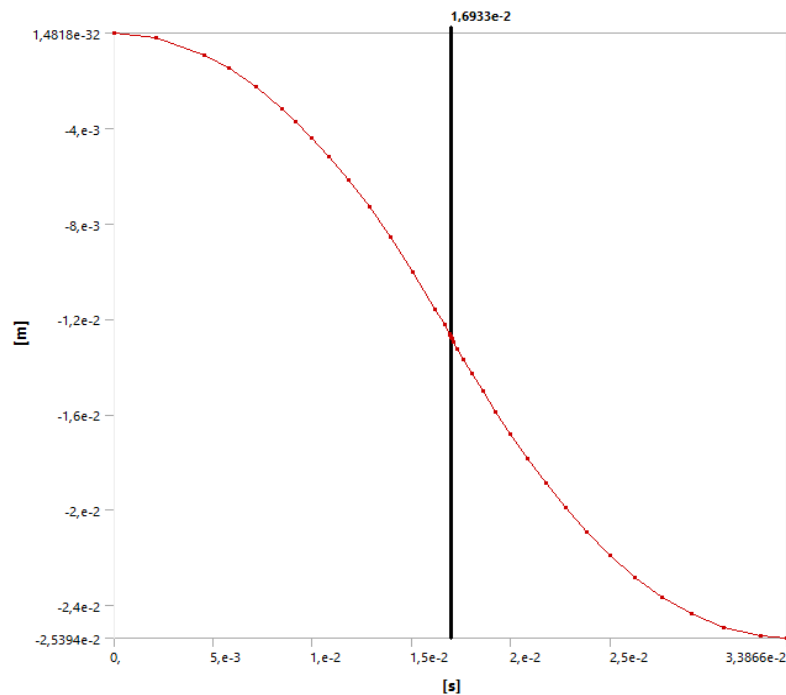


Figura 2.30 Posición del pistón vs. Tiempo

Fuente: Elaboración propia

En la figura 2.31 se observa la curva de velocidad vs tiempo para la carrera del pistón, en esta imagen se observa que la velocidad máxima que alcanza el pistón es de 1500 [mm/s] en la mitad de la carrera, este resultado es un poco ideal debido a que en la realidad la amortiguación ocurre cerca de terminar la carrera del pistón, sin embargo, es aceptable para fines de estimación de resultados. En la gráfica también se puede observar la velocidad media del recorrido del pistón 750 [mm/s], que es el valor máximo de velocidad media en el rango de velocidades de operación permitido por el fabricante del pistón.

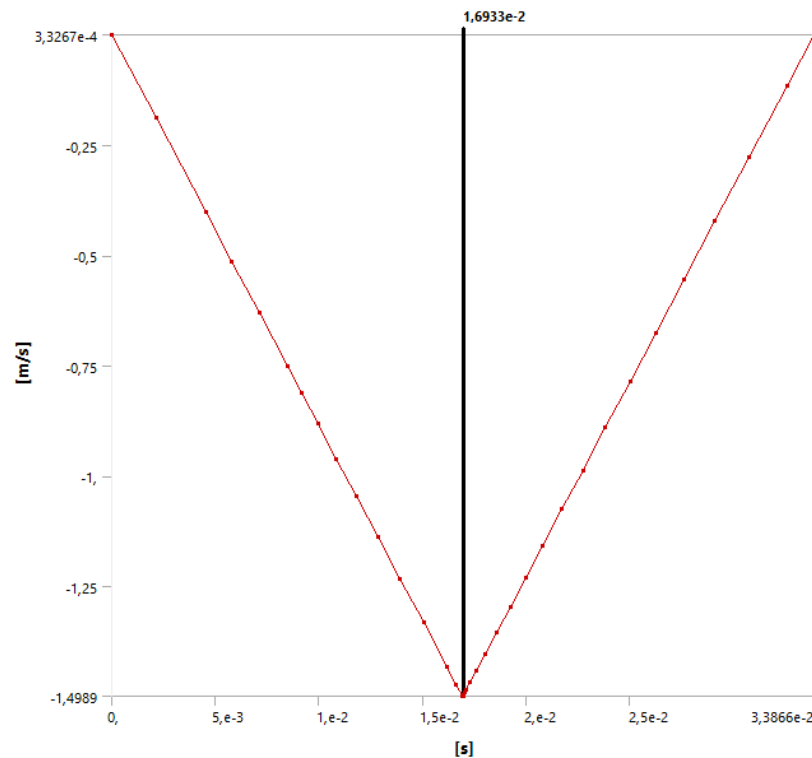


Figura 2.31 Velocidad del pistón vs. Tiempo

Fuente: Elaboración propia

En la figura 2.32 se observa la curva de fuerza vs tiempo para la carrera del pistón, en esta se puede observar la fuerza máxima que actúa sobre el pistón es $F_p = 26.94$ [N] y actúa al inicio de la carrera.

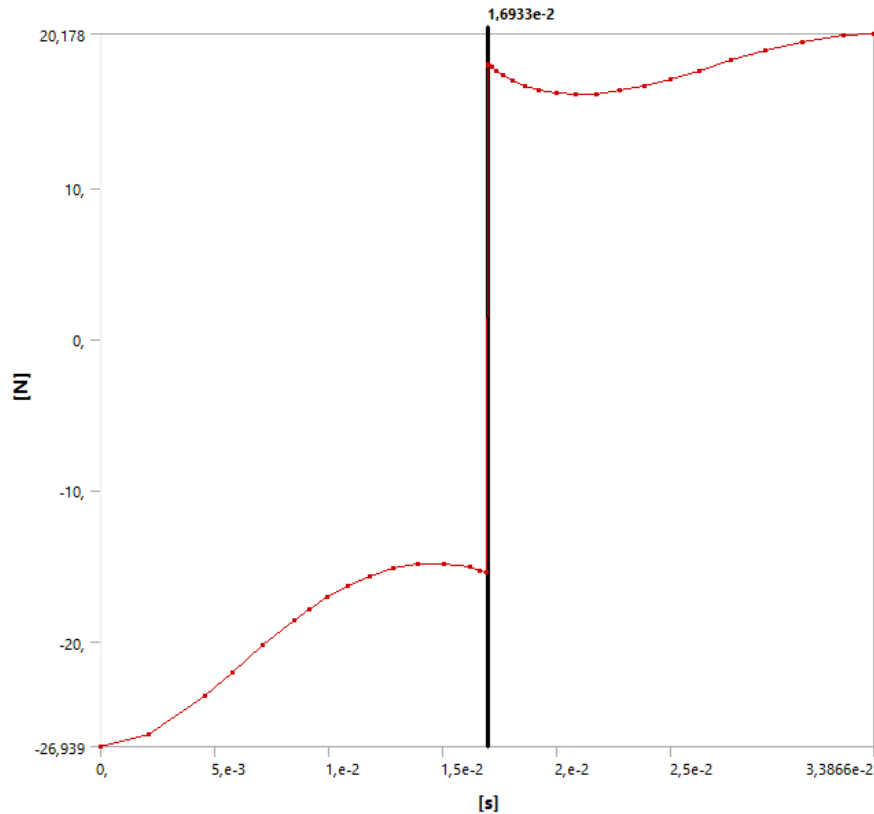


Figura 2.32 Fuerza del pistón vs. Tiempo

Fuente: Elaboración propia

Con la fuerza obtenida y el área de la carrera de retorno se calcula la presión mínima necesaria para mover el sistema con la ecuación (26), obteniendo $P_p = 29.2 [psi]$.

$$P_p = \frac{F_p}{A_R} \quad \text{Ec. (26)}$$

Donde:

P_p : Presión del aire que ingresa al pistón [Pa]

F_p : Fuerza que debe mover el pistón [N]

A_R : Área de la carrera de retracción [m^2], sección 2.4.8

Para asegurar el buen funcionamiento del mecanismo se establece la presión manométrica de operación del pistón como $P_p = 60 [psi]$ que es un valor muy común en la industria y permite tener un factor de seguridad de 2 en el diseño.

El volumen de aire que consume el pistón por ciclo se calcula con la ecuación (27), con la presión del aire entrando al pistón obtenida anteriormente como presión manométrica, con un valor de presión atmosférica asumido de $P_{atm} = 14.7 [psi]$ y con el volumen del cilindro se obtiene $V_{aire} = 17272 [mm^3]$ por cada ciclo.

$$V_{aire} = \frac{P_m + P_{atm}}{P_{atm}} V_c \quad \text{Ec. (27)}$$

Donde:

V_{aire} Volumen de aire normal consumido por el pistón en un ciclo de trabajo $[mm^3]$

P_m Presión manométrica de trabajo del pistón $[psi]$

P_{atm} Presión atmosférica $[psi]$

V_c Volumen del cilindro del pistón $[mm^3]$

Se realizan dos ciclos para llenar una tarrina, por lo tanto, para llenar 280 $[tarrinas/min]$ se necesitan $0.009672 \frac{m^3}{min}$ de aire comprimido.

2.4.15 Diseño del Recipiente de Pesaje

El diseño del recipiente de pesaje se basa en lograr que pueda almacenar la cantidad de cereal que se dosifica en una tarrina y que pueda descargar esta cantidad de cereal en el menor tiempo posible, Se asumen las dimensiones de longitud L_d , ancho A_d , altura 1 de la descarga h_{d1} , y el ángulo de inclinación de la compuerta del recipiente de pesaje ϕ_d , tal como se muestra en la figura 2.9 y estas asunciones se encuentran en la tabla 2.4, se verifica que el volumen interior del recipiente sea ligeramente mayor al necesario para almacenar los 20 $[gr]$ de galletas.

2.4.16 Selección del Pistón Para Compuertas

Se escoge el pistón neumático NCJ2D16-50 del catálogo de SMC que posee las mismas características geométricas y de operación del pistón

seleccionado anteriormente, a excepción de la carrera del pistón que es 12.70 [mm]. Este pistón será usado para abrir y cerrar la compuerta de descarga.

El tiempo que le toma al pistón recorrer toda su carrera se calcula con las condiciones de velocidad máxima que soporta el pistón y la carrera del pistón escogido, asumiendo que el pistón acelera de manera constante la mitad de la carrera y desacelera de manera constante la otra mitad de la carrera, de tal manera que en promedio recorra la velocidad máxima del rango establecido, con condiciones $x = 0$ [mm] $v_0 = 0$ [mm/s] $v_f = 2 * 750$ [mm/s] y $x_f = 6.35$ [mm]. Usando estos datos en la ecuación (16) se obtiene $a = 177.2$ [m/s²] en la mitad de la carrera, y usando esta aceleración en la ecuación 19 se obtiene $t = 0.008466$ [s] que demora el pistón en llegar a la mitad de la carrera mientras es acelerado, en el doble de este tiempo $t = 0.016933$ [s] el pistón recorre toda su carrera.

2.4.17 Diseño de la Compuerta de Expulsión

Para la descarga de las galletas se diseña una compuerta con una placa soldada que sirva de brazo para el pistón, un esquema de la compuerta con las dimensiones asumidas se muestra en la figura 2.10 y los valores de las variables se encuentran en la tabla 2.4.

2.4.18 Selección de la Bisagra de vaivén

Se selecciona una bisagra de vaivén de 2.5", el equivalente al ancho de la compuerta para permitir el desplazamiento angular relativo entre estos dos componentes.

2.5 Diseño de Sistema de Descarga

El sistema de descarga es el que se encarga de recibir las galletas pesadas y enviarlas hasta la tarrina para que continúen en la línea de producción.

Este sistema consiste en una tolva de descarga que recibe las galletas de los dos recipientes de pesaje y un tubo de descarga que se encarga de transportar las galletas hasta la posición donde se encuentran las tarrinas, un esquema del sistema se puede observar en la figura 2.33.

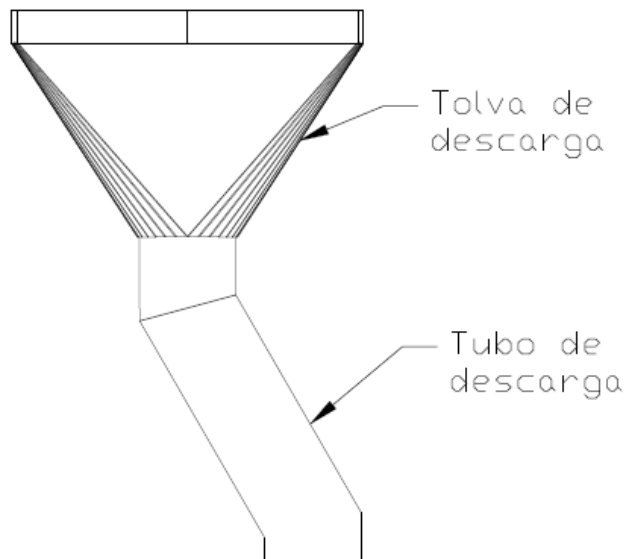


Figura 2.33 Esquema de sistema de descarga

Fuente: Elaboración Propia

2.5.1 Diseño de Tolva de Descarga

Se decide diseñar una tolva de descarga simétrica con entrada rectangular para acoplarse a la salida de los recipientes de pesaje y salida circular para acoplarse a un ducto circular, un esquema de esto se observa en la figura 2.11. Las dimensiones de longitud L_t y ancho A_t de entrada de la tolva se asumen para que entren los recipientes de pesaje. La altura de la tolva se asume como h_t y el diámetro de salida de la tolva de descarga se asume del mismo diámetro que las tarrinas que contienen las galletas ϕ_t . Los valores se encuentran en la tabla 2.4.

2.5.2 Diseño de Tubo de Descarga

El tubo de descarga se diseña para dirigir las galletas hasta la posición en que se envasan en la tarrina un esquema del diseño con las dimensiones asumidas se muestra en la figura 2.12.

2.5.3 Cálculo del Tiempo de Descarga

Con la ayuda de EDEM un software de simulación de movimiento de materiales al granel, se calcula el tiempo en que las galletas son expulsadas del recipiente de pesaje hasta que salen de los ductos de descarga, el tiempo obtenido es de $t = 0.7$ [s]. En la figura 2.34, se puede observar como las galletas se asientan en la compuerta de pesaje; allí, se almacenan hasta que la balanza mida el peso exacto que se necesita envasar por tarrina.

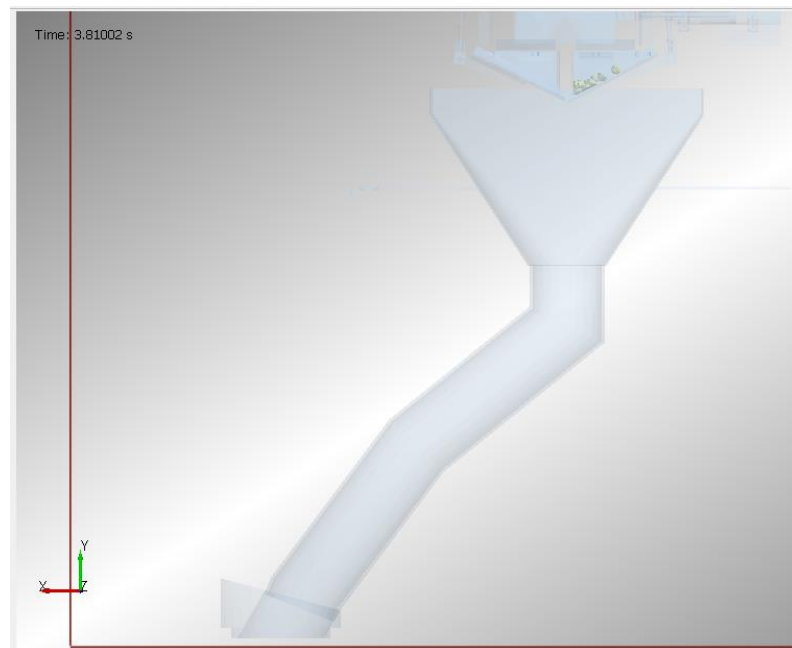


Figura 2.34 Simulación de la descarga 1.

Fuente: Elaboración Propia



Figura 2.35 Simulación de la descarga 2.

Fuente: Elaboración Propia

Después que la balanza de la retroalimentación del peso hacia el PLC, se abre la compuerta como se muestra en la figura 2.35, en este instante las galletas comienzan a caer a través del ducto de descarga como se muestra en la figura 2.36 hasta que llega a la estación de la tarrina.



Figura 2.36 Simulación de la descarga 3

Fuente: Elaboración Propia

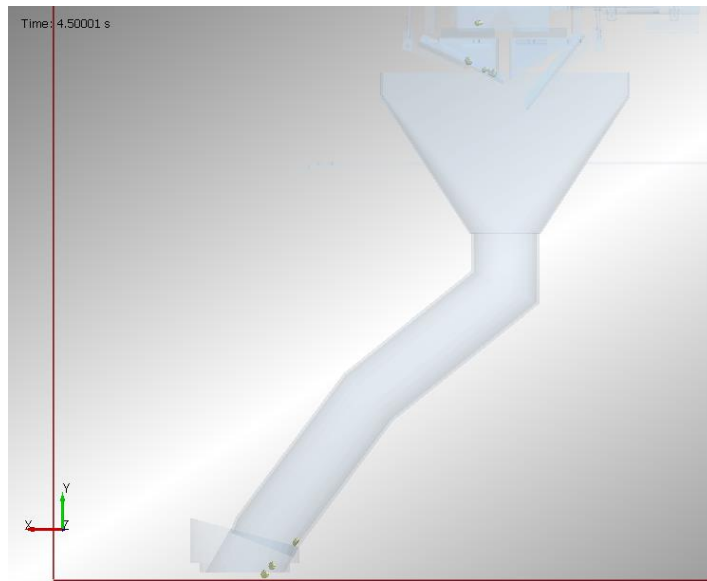


Figura 2.37 Simulación de la descarga 4

Fuente: Elaboración Propia

En la figura 2.37 se muestra el momento en que las galletas ya llegaron a la estación de las tarrinas en un tiempo total de 0.7 s desde que se abre la compuerta. Por otra parte se observa que en el otro lado del recipiente de pesaje se comienzan a acumular las galletas para seguir la misma secuencia descrita anteriormente con las figuras 2.34, 2.35, 2.36, 2.37.

2.5.4 Cálculo del Tiempo del Ciclo

El tiempo que dura el ciclo de llenado de una tarrina es el factor clave para determinar si se cumple con las especificaciones de diseño. El tiempo del ciclo teórico se calcula con la ecuación (28), obteniendo $t_{cicloT} = 1.7143$ [s/tarrina].

$$t_{cicloT} = \frac{1}{f} \quad \text{Ec (28)}$$

Donde:

t_{cicloT} : Tiempo teórico de envasado de una tarrina [s]

Para calcular el tiempo del ciclo del diseño, primero se debe calcular el tiempo que demoran en caer de la bandeja vibratoria las 38 galletas que

aproximadamente se envasan por tarrina, usando la ecuación (19) con $d = 152 [mm]$ se obtiene $t_4 = 1.3818 [s]$.

Se usa la ecuación (29) para calcular el tiempo que dura el ciclo de envasado de una tarrina en una línea, nótese que en esta ecuación no se menciona el tiempo de descarga calculado en la sección anterior, esto es porque es menor que el tiempo de llenado t_4 y ambos acontecimientos ocurren al mismo tiempo.

$$t_{ciclo} = t_4 + t_1 \quad \text{Ec (29)}$$

Donde:

t_{ciclo} : Tiempo promedio de envasado de una tarrina [s]

t_4 : Tiempo de caída de las galletas desde el vibrador [s]

Reemplazando los tiempos en la ecuación se obtiene $t_{ciclo} = 1.5142 [s]$, $0.2 [s]$ menos (11% menor) que el tiempo teórico de envasado de una tarrina, este tiempo es usado para suplir el tiempo que demoran las 8 líneas en descargar el peso completo en las tarrinas.

2.6 Diseño de la Estructura metálica

La estructura metálica comprende el marco de la estructura, una plataforma para el alimentador y una plataforma para las celdas de carga, un esquema del diseño se puede observar en la figura 2.38.

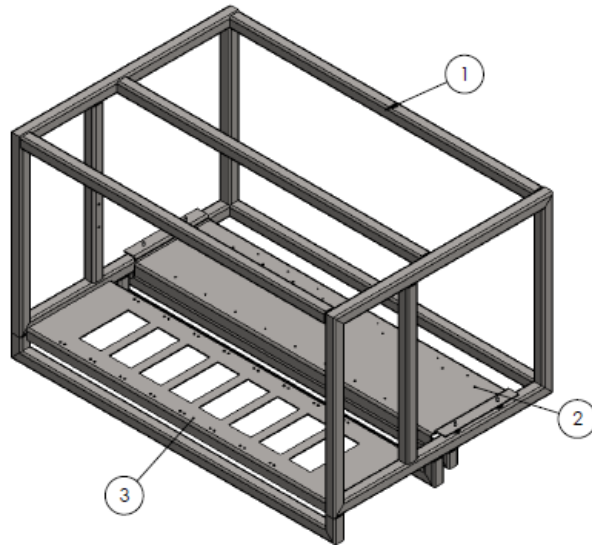


Figura 2.38 Esquema de Estructura metálica

Partes de la estructura metálica: 1. Marco de la estructura 2. Plataforma para alimentadora 3. Placa para celdas de carga

Fuente: Elaboración Propia

2.6.1 Diseño de la Plataforma para alimentador

La plataforma para el alimentador se diseña por geometría para que sus apoyos alcancen los largueros del marco de la estructura, la carga que debe resistir esta plataforma es el peso de los alimentadores cargados, como se muestra en la tabla 2.10 el peso del alimentador es de 6.2 [Kg], y asumiendo una masa de galletas en el vibrador de 30 [g].

En la figura 2.39 se puede observar el resultado del análisis de esfuerzos en la plataforma con las cargas aplicadas, el esfuerzo máximo actuando en algún punto de este es de 4 [MPa].

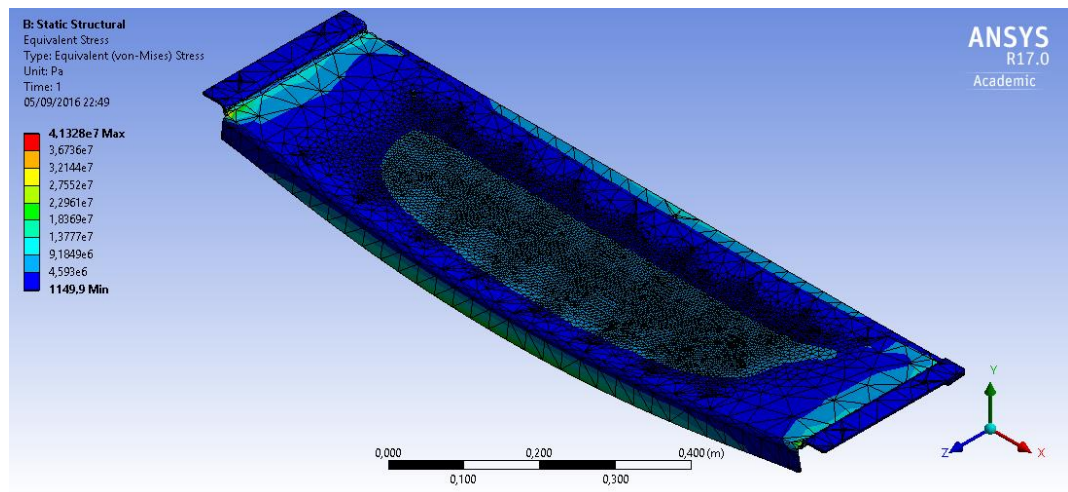


Figura 2.39 Análisis de esfuerzos de la plataforma para alimentador
 Fuente: Elaboración Propia

En la figura 2.40 se puede observar el resultado del análisis de deformación total en la plataforma con las cargas aplicadas, la deformación máxima en algún punto de esta es de 0,4 [mm].

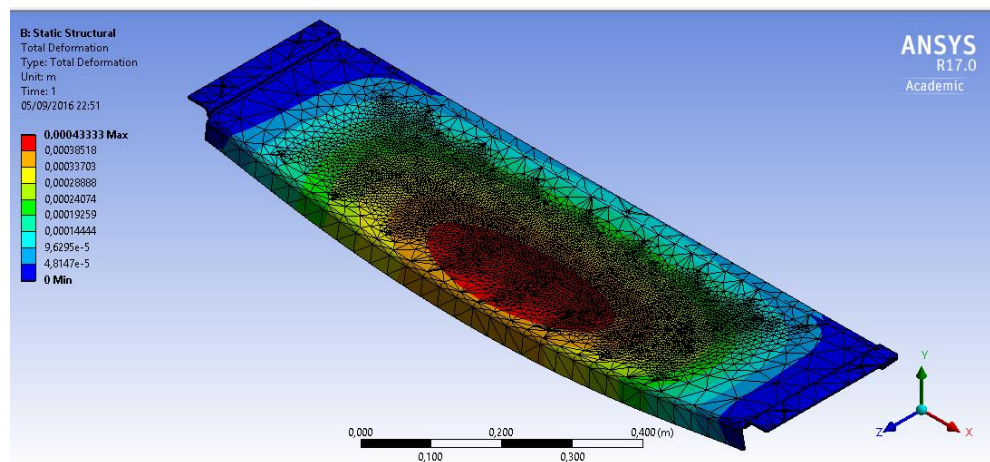


Figura 2.40 Análisis de deformaciones de la plataforma para alimentador
 Fuente: Elaboración Propia

2.6.2 Diseño de la Placa para celdas de carga

La placa para celdas de carga se diseña por geometría para que sus apoyos alcancen los largueros del marco de la estructura, la carga que debe resistir esta plataforma es el peso del sistema de pesaje.

En la figura 2.41 se puede observar el resultado del análisis de esfuerzos en la placa con las cargas aplicadas, el esfuerzo máximo actuando en algún punto de esta es de 8 [MPa].

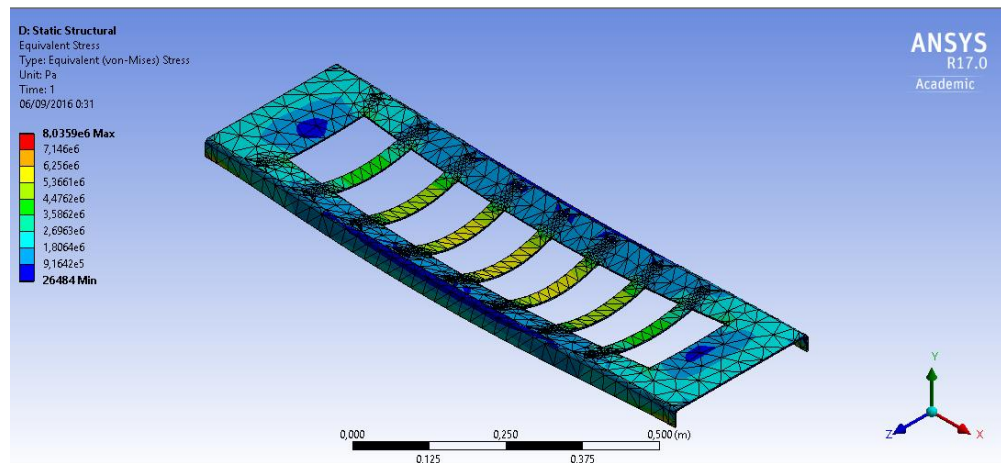


Figura 2.41 Análisis de esfuerzos de la placa para celdas de carga

Fuente: Elaboración Propia

En la figura 2.42 se puede observar el resultado del análisis de deformación total en la placa con las cargas aplicadas, la deformación máxima en algún punto de esta es de 0.2 [mm].

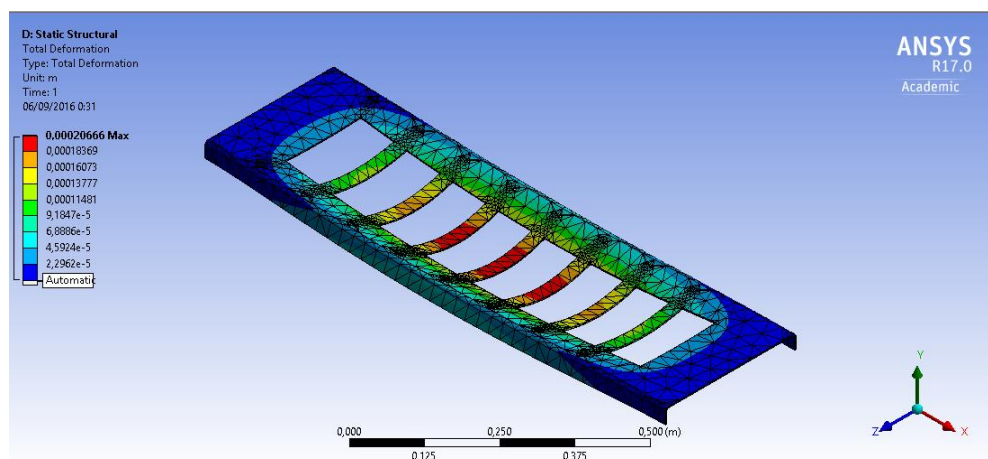


Figura 2.42 Análisis de deformaciones de la placa para celdas de carga

Fuente: Elaboración Propia

2.6.3 Cálculo de Cargas en el Marco de la estructura

El marco de la estructura no es parte del diseño porque la máquina dosificadora actual cuenta con este marco, sin embargo se realiza una simulación en ANSYS Static Estructural para comprobar que los equipos que se instalan no provocan el fallo de la estructura.

En la figura 2.43 se puede observar el resultado del análisis de esfuerzos en la estructura con las cargas aplicadas, el esfuerzo máximo actuando en algún punto del marco es de 14 [MPa].

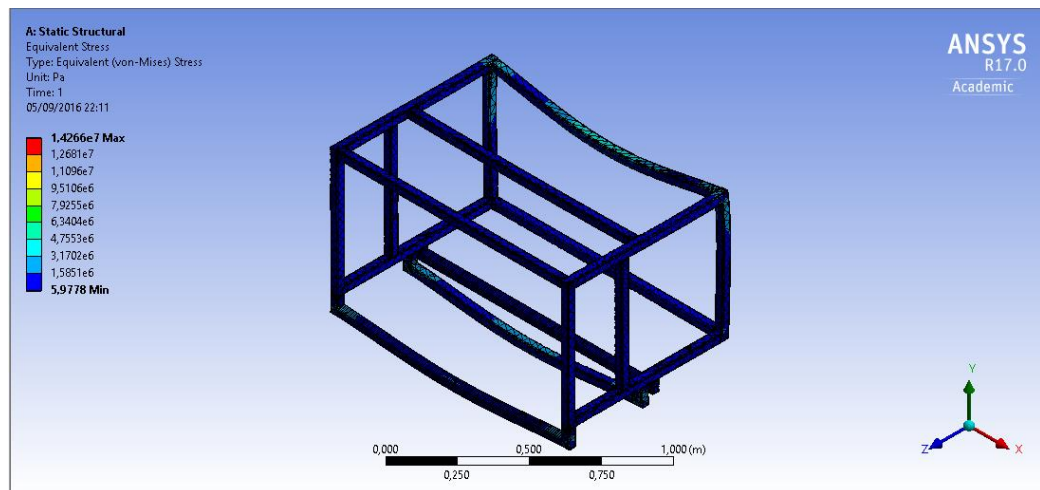


Figura 2.43 Análisis de esfuerzos del marco estructural

Fuente: Elaboración Propia

En la figura 2.44 se puede observar el resultado del análisis de deformación total en la estructura con las cargas aplicadas, la deformación máxima en algún punto del marco es de 0.1 [mm].

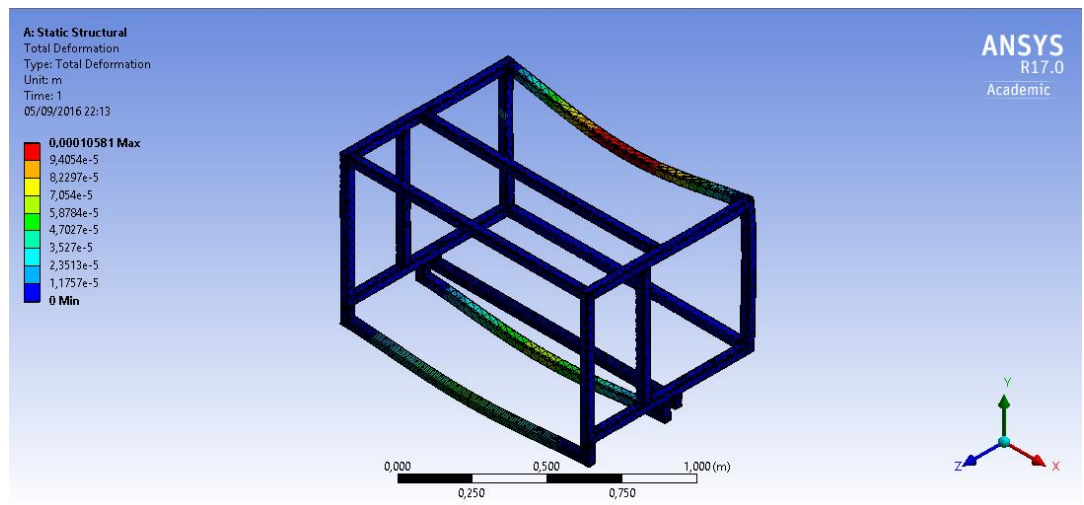


Figura 2.44 Análisis de deformación del marco estructural

Fuente: Elaboración Propia

CAPÍTULO 3

3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.1 Resultados del Proyecto

En esta sección se presenta un compendio de los resultados del diseño de cada uno de los componentes que se detallaron en el capítulo 2, a continuación, se muestran las tablas con los valores y las unidades de cada uno de estos.

Tabla 3.1 Resultados de los componentes que conforman el sistema de almacenamiento

Tolva		
Parámetro	Valor	Unidad
Ángulo máximo de la tolva	30	[Deg]
Altura de la tolva	189.6	[mm]
Altura del ducto de transición	51.8	[mm]
Altura del ducto de descarga	71.9	[mm]
Altura del silo rectangular	97.0	[mm]
Altura total de tolva	410.3	[mm]
Volumen de la tolva	0.039870	[m ³]
Volumen del ducto de transición	0.004571	[m ³]
Volumen de cada ducto de descarga	0.000497	[m ³]
Volumen del silo rectangular	0.003976	[m ³]
Volumen total de la tolva	0.083340	[m ³]
Volumen total de diseño	0.083240	[m ³]
Flujo másico por ducto	8.68	[kg/s]
Coefficiente de rozamiento	0.4663	-
Presión vertical debido al llenado	260.1	[Kpa]
Presión horizontal debido al llenado	162.7	[Kpa]
Presión de fricción debido al llenado	160.3	[Kpa]
Presión horizontal en la descarga	211.5	[Kpa]
Espesor de la plancha	1.5	[mm]

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.1 se muestran los resultados obtenidos en el diseño de la tolva de almacenamiento del producto, se puede observar las dimensiones de la misma que cumplen la capacidad requerida para la producción diaria. Las diferentes alturas y volúmenes se hallaron para facilitar el cálculo de la capacidad total; por las distintas formas que se tienen en la tolva, como se observa en la figura 2.8. Otro de los resultados obtenidos es el coeficiente de fricción de la tolva, que fue hallado experimentalmente por medio de pruebas entre el producto y material de construcción y que fue utilizado para el cálculo del ángulo máximo de la tolva con el fin de obtener un flujo continuo y sin estancamiento. Con las presiones horizontales y verticales se verifica que el material soporte la presión de llenado y descarga del producto en la tolva. La plancha seleccionada para la construcción es de acero inoxidable AISI 316L con un espesor de 1.5 mm, por tener excelentes propiedades anticorrosivas y ser recomendada para aplicaciones de la industria alimenticia.

Tabla 3.2 Resultados del vibrador electromagnetico

Vibrador		
Parámetro	Valor	Unidad
Amplitud de oscilación	1.5 – 4	[mm]
Fuerza de adherencia del material	2.165	[N]
Velocidad de avance del material	0.1216	[m/s]
Velocidad máxima del vibrador	0.2286	[m/s]
Aceleración de avance del material	4.86	[m/s ²]
Desaceleración relativa del material	3.04	[m/s ²]
Fuerza producida por el material	0.026	[N]
Tiempo del ciclo (ida y vuelta)	0.1087	[s]
Suministro de potencia	115 , 60	[V], [Hz]
Consumo de potencia	15	Watt
Control	Model VC-5	-

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 3.3 Resultados de la bandeja de alimentación

Bandeja de alimentación		
Parámetro	Valor	Unidad
Longitud de la bandeja	309	[mm]
Ancho de la bandeja	52	[mm]
Altura de parte frontal-bandeja	35	[mm]
Altura de parte delantera-bandeja	56	[mm]
Canaletas en bandeja	2	[UN]
Ancho de canaleta	10	[mm]
Material de la bandeja	AISI 316L	-
Espesor	1.5	[mm]
Peso neto del alimentador	6.2	kg

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.2 se muestran los resultados hallados para la selección del vibrador electromagnético usado en el sistema de transporte del producto; para evitar el deslizamiento del producto cuando el canal se mueve horizontalmente hacia delante, es necesario que la fuerza resultante debida al peso del material y a la aceleración de avance, sea inferior a la fuerza de adherencia hallada; es por ello que se halla la velocidad máxima, aceleración y desaceleración del material. En la tabla de resultados se puede observar que la fuerza de adherencia es mucho mayor a la fuerza producida por el peso del material, entonces se cumple con la condición antes mencionada. Se selecciona un vibrador que cumpla con la frecuencia usada en el país y con las características requeridas por la producción. En la tabla 3.3 se muestran los resultados de la bandeja de alimentación que también forma parte del sistema de transporte de producto y sus dimensiones son determinadas por el espacio de instalación que se tiene en la maquina actual. Se decide hacer la bandeja con dos canaletas para tener un control con mayor precisión al envasar, el ancho de esta es de 10 mm debido a que el diámetro promedio de la galleta es 8 mm y es construida con plancha de acero AISI 316 L y espesor 1.5 mm.

Tabla 3.4 Resultados de los componentes del sistema de descarga

Recipiente divisor		
Parámetro	Valor	Unidad
Longitud del recipiente	83.32	[mm]
Ancho del recipiente	47.76	[mm]
Altura del recipiente	24.11	[mm]
Angulo de inclinación		
Flujo másico a la salida	9.06	[kg/s]
Placa		
Parámetro	Valor	Unidad
Ancho de placa	45	[mm]
Longitud de placa	38.07	[mm]
Angulo de desplazamiento	56.6	[Deg]
Material	Nailon	
Caída de material		
Parámetro	Valor	Unidad
Tiempo de caída de la galleta al sistema de pesaje	0.0658	[s]
Altura recorrida por la galleta hasta el sistema de pesaje	86	[mm]
Tiempo de caída de la primera galleta	0.1324	[s]
Tiempo de caída de la segunda galleta	0.0666	[s]
Altura recorrida hasta el pantalón	69.4	[mm]
Eje		
Parámetro	Valor	Unidad
Longitud del eje	100	[mm]
Diámetro del eje		[mm]
Material	Acero	
Rodamiento		
Parámetro	Valor	Unidad
Largo de manga	4.76	[mm]
Diámetro de brida	17.46	[mm]
serie	9440T16	

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3.5 Resultados de los componentes del sistema de descarga

Soporte de rodamientos		
Parámetro	Valor	Unidad
Largo del soporte	100	[mm]
Altura del soporte	19	[mm]
Ancho del soporte	9.52	[mm]
Pistón		
Parámetro	Valor	Unidad
Modelo	NCJ2D16-100	
Diámetro del cilindro	13.97	[mm]
Diámetro del vástago	4.98	[mm]
Carrera	25.4	[mm]
Presión de operación	8.5 – 100	psi
Velocidad del pistón	50 – 750	[mm/s]
Diámetro de horquilla	5	[mm]
Aceleración del pistón	11.073	[m/s ²]
Tiempo de reacción	0.0485	[s]
Manivelas		
Parámetro	Valor	Unidad
Diámetro externo	19	[mm]
Ancho de collarín	9.52	[mm]
Longitud de manivela	26.8	[mm]
Biela		
Parámetro	Valor	Unidad
Longitud de biela	72	[mm]
Diámetro interior	4	[mm]
Recipiente de pesaje		
Parámetro	Valor	Unidad
Longitud de recipiente	83.32	[mm]
Longitud de recipiente	47.76	[mm]
Ángulo de recorrido de compuerta	60	[Deg]
Balanza gravimétrica		
Parámetro	Valor	Unidad
Modelo	MT1022	
Tipo	encapsulada	
Material	aluminio	
Capacidad	1 – 10	Kg

Tabla 3.6 Resultados del sistema de descarga

Ducto de descarga		
Parámetro	Valor	Unidad
Longitud del ducto	60	[mm]
Ancho del ducto	45	[mm]
Altura del ducto	30	[mm]
Diámetro del ducto	8	[mm]
Tiempo de descarga hasta la tarrina	0.65	[s]

Fuente: Elaboración propia

3.2 Análisis de costos

Con esta técnica se toma la decisión sobre la viabilidad económica del proyecto que se desea construir para el ahorro en el dosificado de cereal. Para el análisis de costos del sistema a implementar, se cotizan cada uno de los elementos y la mano de obra por instalación de los mismos. A continuación se muestra una tabla con la cantidad de componentes utilizados y el precio de cada uno de ellos, con el fin de conocer la inversión inicial, como se muestra en la tabla 3.7.

Tabla 3.7 Costos de componentes del sistema

ACTIVO NO CORRIENTE	Cant.	Valor Unitario	Valor total	Vida Útil	Depreciación mensual
Tolva dosificadora	1	\$ 1.290,00	\$ 1.290,00	26	\$ 4,13
Vibrador electromagnético	8	\$ 3.000,00	\$ 24.000,00	5	\$ 400,00
Pesas gravimétricas	8	\$ 240,00	\$ 1.920,00	3	\$ 53,33
Estructura metálica	1	\$ 1.000,00	\$ 1.000,00	26	\$ 3,21
bandeja sistema de descarga	8	\$ 1.300,00	\$ 10.400,00	26	\$ 33,33
tolva de descarga	8	\$ 400,00	\$ 3.200,00	26	\$ 10,26
Rodamientos	32	\$ 1,12	\$ 35,84	1	\$ 2,99
Pistón SMC NCJ2D10-050	16	\$ 50,28	\$ 804,48	2	\$ 11,17
Pistón SMC NCJ2D16-100	8	\$ 53,13	\$ 425,04	2	\$ 5,90
Racores M5 tubo D4	48	\$ 1,78	\$ 85,44	5	\$ 1,42
Manguera D4* 2m	3	\$ 0,38	\$ 1,14	5	\$ 0,02
Pernos M3	24	\$ 0,20	\$ 4,80	5	\$ 0,40
Pernos M10	16	\$ 0,40	\$ 6,40	5	\$ 0,11
Collarín	32	\$ 46,40	\$ 1.484,80	3	\$ 41,24
Arandela/ 100 UN	1	\$ 290,00	\$ 290,00	5	\$ 4,83
Total	163		\$ 51.191,94		\$ 610,08

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.7 se muestra la cantidad de componentes por el que está conformado el sistema dosificador de cereales, así mismo muestra el valor unitario obtenido mediante cotizaciones realizadas en casas comerciales y talleres de metal-mecánica del país, excepto el vibrador electromagnético que fue cotizado a México por la empresa LUFANSA S.A., asumiendo en la cotización los costos por transporte. En esa misma tabla se detalla el tiempo de vida útil en años para luego determinar la depreciación mensual en dólares de cada uno de los elementos. Este último servirá para el análisis del tiempo de retorno del capital invertido haciendo la suma de los gastos con el mensual que se tendrá en el sistema.

Tabla 3.8 Costos por diseño de proyecto

COSTO DE DISEÑO	Cant.	Valor unitario	Valor total
Diseño y fiscalización	120	\$ 30,00	\$ 3.600,00

Fuente: Elaboración propia

Para hallar el costo del diseño del equipo se toma en cuenta las horas que se tardó en los cálculos, selección y análisis de cada uno de los componentes que lo conforman. En el valor unitario se considera a un ingeniero mecánico y a un dibujante o ayudante, los valores se muestran en la tabla 3.8.

Tabla 3.9 Costos de mano de obra

MANO DE OBRA DIRECTA	Cant.	Valor unitario	Valor total
Servicio instalación	3	\$ 720,00	\$ 2.160,00

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.9 se muestran los costos de mano de obra directa por instalación del sistema en planta, se contrata a 3 personas, 2 mecánicos y un eléctrico para las conexiones por un costo de \$9/hora promedio, como indica el código de trabajo, durante 10 días de instalación hasta la puesta en marcha incluyendo el costo las protecciones personales. El servicio de instalación cubre los trabajos en soldadura, conexiones de cada uno de los componentes tanto mecánico como eléctrico.

Tabla 3.10 Costos total de inversión

INVERSIÓN INICIAL	Valor total
Activos corrientes	\$ 51.191,94
Diseño y fiscalización	\$ 3.600,00
Mano de obra	\$ 2.160,00
Total inversión /CT	\$ 56.951,94

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.10 se muestran los costos de inversión total, sumando el precio de los elementos, el diseño y la mano de obra directa por instalación, dando como resultado \$ 56.951,94.

Tabla 3.11 Costos por operación

Costo operativo	kwh	valor unitario	valor	horas	días
Energía eléctrica/mes	7,2	\$ 0,09	\$ 1.244,16	12	20

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.11 se muestra el gasto por operación del equipo mensualmente, este es un adicional al que actualmente se da en la empresa y por eso es considerado en el análisis de costos; en el manual que se usó para la selección del vibrador especifican que este consume 7.2 Kw/h y el costo de energía eléctrica actualmente en el país es de 0.09 ctv/kwh para el sector industrial.

Tabla 3.12 Costo por mantenimiento del equipo

Costo / Mantenimiento	% equipo	Valor anual	valor mensual
Mantenimiento/mes	6	\$ 3.062,48	\$ 255,41

Fuente: Elaboración propia

El mantenimiento del equipo se da por un valor del 6 % del costo total de inversión del mismo; dando como resultado \$ 255,41/ mes, los valores se muestran en la tabla 3.12.

Tabla 3.13 Flujo de caja del primero al cuarto mes

Rubro	inicio	mes 1	mes 2	mes 3	mes 4
INVERSIÓN	\$ (56.951,94)				
Ahorro		\$ 14.215,91	\$ 14.215,91	\$ 14.215,91	\$ 14.215,91
Gastos		\$ (1.500,12)	\$ (1.427,64)	\$ (1.427,64)	\$ (1.427,64)
Depreciación		\$ (610,08)	\$ (610,08)	\$ (610,08)	\$ (610,08)
Flujo neto	\$ (56.951,94)	\$ 12.105,71	\$ 12.105,71	\$ 12.105,71	\$ 12.105,71
Saldo Periodo recuperación	\$ (56.951,94)	\$ (44.846,23)	\$ (32.740,51)	\$ (20.634,80)	\$ (8.529,08)

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3.14 Flujo de caja del quinto al octavo mes.

Rubro	inicio	mes 5	mes 6	mes 7	mes 8
INVERSIÓN	\$ (56.951,94)				
Ahorro		\$ 14.215,91	\$ 14.215,91	\$ 14.215,91	\$ 14.215,91
Gastos		\$ (1.500,12)	\$ (1.500,12)	\$ (1.500,12)	\$ (1.500,12)
depreciación		\$ (610,08)	\$ (610,08)	\$ (610,08)	\$ (610,08)
Flujo neto	\$ (56.951,94)	\$ 12.105,71	\$ 12.105,71	\$ 12.105,71	\$ 12.105,71
Saldo Periodo recuperación	\$ (56.951,94)	\$ 3.576,63	\$ 15.682,35	\$ 27.788,06	\$ 39.893,78

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3.15 Flujo de caja del noveno a doceavo mes

Rubro	inicio	mes 9	mes 10	mes 11	mes 12
INVERSIÓN	\$ (56.951,94)				
Ahorro		\$ 14.215,91	\$ 14.215,91	\$ 14.215,91	\$ 14.215,91
Gastos		\$ (1.500,12)	\$ (1.500,12)	\$ (1.500,12)	\$ (1.500,12)
depreciación		\$ (610,08)	\$ (610,08)	\$ (610,08)	\$ (610,08)
Flujo neto	\$ (56.951,94)	\$ 12.105,71	\$ 12.105,71	\$ 12.105,71	\$ 12.105,71
Saldo Periodo recuperación	\$ (56.951,94)	\$ 51.999,49	\$ 64.105,21	\$ 76.210,92	\$ 88.316,63

Fuente: Elaboración propia

En las tablas 3.11, 3.12, y 3.13 se muestra el flujo de caja de cada mes durante el periodo de un año, en esta se coloca la inversión inicial, el ahorro que se haría con

la implementación del nuevo sistema de dosificación y los gastos por operación y mantenimiento, la depresión de los equipos diseñados y seleccionados dependiendo del tiempo de vida útil, el flujo neto por mes y el saldo por periodo de recuperación que los primeros meses son negativos, debido a que en ese tiempo no existe ganancia para la empresa.

Tabla 3.16 Resultado de flujo de caja

TIR	18%
VAN	\$ 9.687,18
TIEMPO RETORNO	5 meses

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.10 se muestra el resultado de flujo de caja con los valores del TIR (tasa de interna de retorno); esta mide la rentabilidad de un negocio considerando el valor del dinero en el tiempo. Es "Bueno" cuando es muy superior a la tasa referencial bancaria; en este país la tasa está en el 10.5 % entonces el valor hallado en el proyecto demuestra que si es conveniente realizar el cambio de sistema. El VAN (Valor Actual Neto) mide el dinero "sobrante o faltante" después de elegir una tasa exigida por el comprador o accionista que en este caso se da 15% de la tasa anual de descuento; dando como resultado \$ 9.687,18 que es mayor que 0; esta es otra condición que indica que el proyecto es viable para implementar en la empresa. Por último se muestra el TIEMPO DE RETORNO que es el tiempo de Recuperación de la Inversión; según el flujo de caja, la inversión se recupera de 5 a 6 meses de puesta en marcha el equipo manteniendo la producción actual y la eficiencia de la planta.

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

4.1 Conclusiones

- El presente trabajo de graduación tuvo como objetivo principal rediseñar una máquina dosificadora de cereal de tipo volumétrico a una de tipo gravimétrico que disminuya o elimine el exceso de dosificado de galletas de chocolate por envase de una empresa de productos lácteos. Se plantearon 7 objetivos específicos que sirvieron de guía para cumplir con el objetivo principal.
- El primer objetivo específico fue realizar el diseño mecánico del sistema de admisión que se implementa en la dosificadora, este objetivo se cumplió en la sección 2.1 y consistió en el diseño de una tolva, cuyos puntos clave fueron asegurar la capacidad para almacenar cereal y el flujo másico a la salida de la tolva. Los resultados obtenidos cumplen los criterios de diseño de la empresa.
- El segundo objetivo específico fue realizar la selección del sistema transportador que se utiliza en la dosificadora, este objetivo se cumplió en la sección 2.2 y consistió principalmente en la selección de un vibrador electromecánico y una bandeja vibratoria, los puntos principales en la selección de estos elementos fueron la capacidad de transporte de material y la forma de la bandeja transportadora que tienen gran influencia en la capacidad de control del sistema. Se comprueba que los componentes seleccionados cumplen con los requisitos de diseño.
- El tercer objetivo específico fue realizar el diseño mecánico del sistema de control del peso, este objetivo se cumplió en la sección 2.3 con la selección de dos acciones para el control del peso, la primera acción seleccionada fue detener la bandeja vibratoria cuando se alcance un

porcentaje del peso en la tarrina, y la segunda acción seleccionada fue usar placas de reacción que empujen las galletas en el momento que se haya alcanzado el peso deseado en el recipiente de pesaje. Los puntos claves en el diseño fueron el mecanismo de movimiento de las placas de reacción, y la selección del pistón que mueve dicho mecanismo, verificando que el tiempo de reacción sea el adecuado para poder ejercer una acción de control precisa. El pistón escogido es uno de los más económicos del mercado y puede reaccionar 3 veces más rápido que el tiempo teórico calculado.

- El cuarto objetivo específico fue realizar el diseño del sistema de descarga de la dosificadora y el quinto fue seleccionar la instrumentación necesaria para el control de la máquina dosificadora, estos se cumplieron en la sección 2.4 con el diseño de recipientes de pesaje y la selección de las balanzas adecuadas. El tiempo de respuesta del pistón usado para abrir la compuerta del recipiente de pesaje fue un factor importante tomado en cuenta en el diseño.
- El sexto objetivo específico fue realizar un análisis de los resultados obtenidos con el uso de software de simulación y de dibujo asistido por computadora, este objetivo se cumplió a lo largo de la sección de diseño sirviendo de apoyo en los siguientes campos: para realizar los componentes de la máquina dosificadora en tres dimensiones, y el ensamble de los mismos se usó Solidworks 2015. Para comprobar los valores de aceleración y fuerzas sobre los cuerpos en las partes críticas del diseño se realizó un análisis con el método de elementos finitos mediante el uso de Ansys 15 con el módulo de Rigid dynamics. Para comprobar los tiempos calculados y obtener tiempos difíciles de calcular de manera teórica se usó EDEM 2.7 un simulador de movimiento de partículas.

- El séptimo objetivo fue analizar la viabilidad económica de construir la nueva dosificadora de cereal en el país, este objetivo se cumplió en la sección 3.2 en la que se realizó el análisis obteniendo un tiempo de retorno de la inversión de menos de 6 meses, con una tasa interna de retorno de 19%, estos valores demostraron que, incluso cuando se necesita importar algunos componentes, el proyecto es viable y su inversión está plenamente justificada.
- El octavo objetivo específico fue desarrollar planos de la nueva máquina dosificadora, este objetivo se cumplió, desarrollando los planos de cada componente diseñado, el plano de ensamble y el plano de explosión de la máquina dosificadora.
- Completando todos los objetivos específicos se cumplió el objetivo principal de rediseñar una máquina dosificadora de tipo volumétrico a tipo gravimétrico, sin embargo, se pueden identificar dos puntos importantes en los que se podría desarrollar el proyecto a futuro. Uno de ellos es desarrollar un modelo matemático para obtener una función de transferencia del sistema de dosificación, con esto sería posible diseñar un controlador que haga uso de las acciones de control descritas de la mejor manera posible.

4.2 Recomendaciones

- Se sugiere que la Facultad adquiriera EDEM, un software de simulación de movimiento de materiales al granel como el carbón, minerales de plomo, el suelo, tabletas y polvos, el cual posee características que puedan servir a futuros proyectos relacionados.
- Al momento de usar Software de iteraciones como EDEM, corroborar los recursos computacionales necesarios para una óptima simulación, debido

a que si éste no logra resolver el modelo matemático los datos obtenidos serán aberrantes.

- Para las consideraciones de simulación realizadas en ANSYS, en la sección Rigid Dynamics se deben prever cuáles serán las juntas en interacción para delimitar el sistema y obtener resultados coherentes.

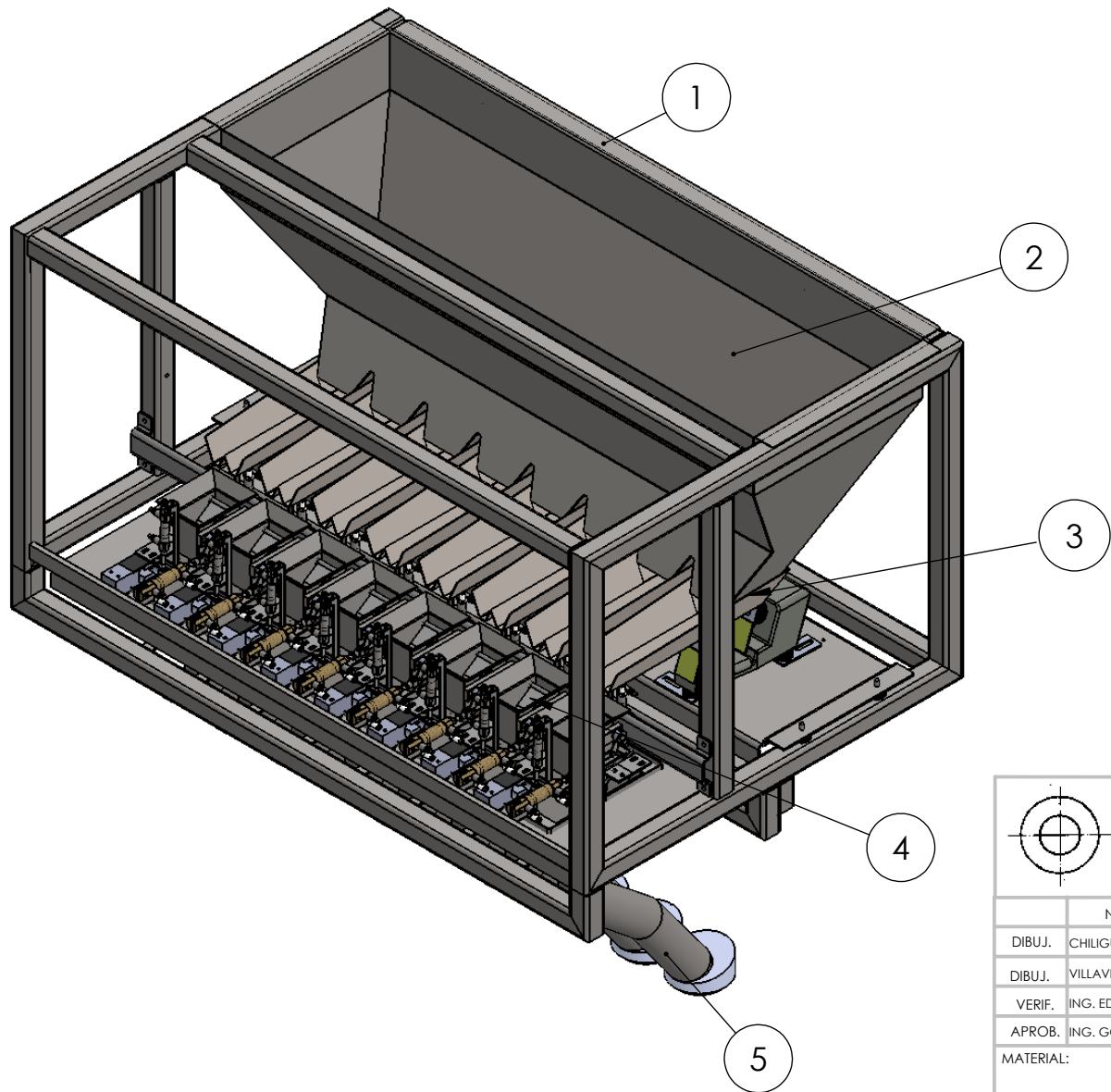
BIBLIOGRAFÍA

1. AVITEQ. (s.f.). *Magnetic Vibrators*. Obtenido de http://www.aviteq.de/framesets/fs_magnetvibratoren-eng.html
2. DOSIMAQ. (2016). *DOSIMAQ Catálogo de dosificadoras*. Recuperado el 8 de Junio de 2016, de DOSIMAQ Web site: www.dosimaq.com
3. Eduardo, M. Z. (2010). *Diseñode una máquina empacadora, dosificadora y selladora de fundas para arroz*. Quito: EPN.
4. K-TRON, C. (junio de 2016). *Fabricante de equipos industriales*. Obtenido de COPEIRON K-TRON web: <http://www.coperionktron.com.es/about/>
5. MAQUINARIA PULVEX. (2016). *Maquinaria Pulvex Tolvas de almacenamiento*. Recuperado el 12 de Junio de 2016, de Maquinaria Pulvex Web site: <http://maquinariapulvex.com/tolvas-de-almacenamiento.html>
6. Maynard, E. (Noviembre de 2013). *American Institute of Chemical Engineers*. Recuperado el 14 de Junio de 2016, de American Institute of Chemical Engineers Web site: www.iche.org/cep
7. Navarro, J. D. (2010). *Técnicas de Mantenimiento Industrial*. Calpe Institute of Technology Serie Manuales.
8. Nuñez, P. (junio de 2016). *Empresa especializada en mantenimiento industrial*. Obtenido de Limpieza Industrial: <https://pepenunez.wordpress.com/>
9. PCE Instruments. (Mayo de 2016). *PCE Ibérica Tecnología de dosificación*. Recuperado el 8 de Junio de 2016, de PCE Instruments Web site: <http://www.pce-iberica.es/>
10. PCM. (Junio de 2014). *PCM DOSING. Never waste a drop*. doi:B-000198-C

11. Perry, R. (2001). *Perry Manual del ingeniero químico* (Sexta ed., Vol. II). (D. Green, Ed.) Mexico: McGraw-Hill.
12. Pinto, C., & Durán, H. (2006). *Diseño, modelamiento y simulación de máquina dosificadora de alimento granulado para animales*. Tesis de maestría, Universidad de La Salle, Bogotá DC. Recuperado el 12 de Junio de 2016, de <http://repository.lasalle.edu.co/bitstream/handle/10185/16483/00781358.pdf?sequence=1>
13. Postpack, s. (junio de 2016). *Maquinaria para el envasado Packaging Machinery*. Obtenido de Postpack,s.l. web: <http://www.postpacksl.com/>
14. Schenck Process. (2007). *Electromagnetic Vibratory Feeders*. doi:BV-D2223GB
15. SIEMENS AG. (Enero de 2010). *Siemens Básculas dosificadoras*. doi:7ML1996-5LB23
16. TECNOEMBALAJE. (2016). *Tecnoembalajes Dosificadores*. Recuperado el 8 de Junio de 2016, de TECNOEMBALAJE Web site: www.tecnoembalaje.com
17. The Cleveland Vibrator Company. (2016). *Vibratory feeders Fabricated equipment*. Recuperado el 14 de Junio de 2016, de Cleveland Vibrator Company Web site: www.clevelandvibrator.com
18. URBAR Ingenieros S.A. (Febrero de 2006). *URBAR Maquinaria vibrante en la industria alimentaria*. Recuperado el 8 de Junio de 2016, de Urbar Web site: www.urbar.com

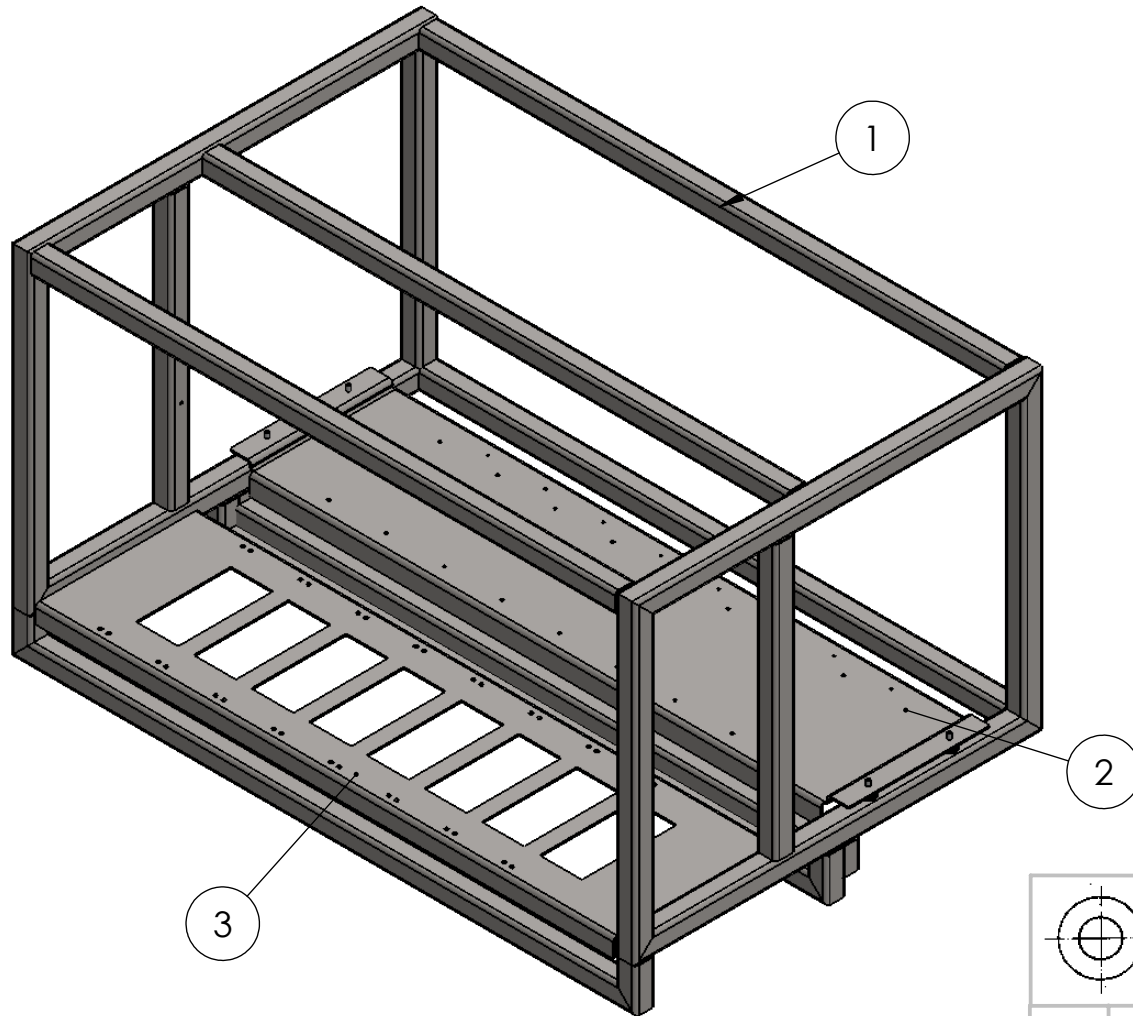
APÉNDICES

APENDICE A
Planos

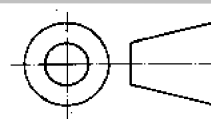


N.º DE ELEMENTO	COMPONENTE
1	ESTRUCTURA METALICA
2	SISTEMA DE ADMISIÓN
3	SISTEMA DE TRANSPORTE
4	SISTEMA DE PESAJE
5	SISTEMA DE DESCARGA

				ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL																
<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>NOMBRE</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ.</td> <td>CHILIGUANA KATHERINE</td> <td>29-08-2016</td> </tr> <tr> <td>DIBUJ.</td> <td>VILLAVICENCIO JOSÉ</td> <td>29-08-2016</td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td>ING. EDUARDO ORCES</td> <td>02-09-2016</td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td>ING. GONZALO ALMEIDA</td> <td>02-09-2016</td> </tr> </tbody> </table>			NOMBRE	FECHA	DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016	DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016	VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016	APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016	CONJUNTO:		MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREALES	
	NOMBRE	FECHA																		
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016																		
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016																		
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016																		
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016																		
MATERIAL:		TITULO:		PLANO DE CONJUNTO																
				A4 1.00																
		ESCALA: 1:20		HOJA 1 DE 1																



N.º DE COMPONENTE	COMPONENTE
1	MARCO DE ESTRUCTURA
2	PLATAFORMA PARA ALIMENTADOR
3	PLACA PARA CELDA DE CARGA



**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA
DEL LITORAL**

	NOMBRE	FECHA
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016

CONJUNTO:

**MAQUINA DOSIFICADORA
DE CEREAL**

MATERIAL:

**ACERO INOXIDABLE
304**

TITULO:

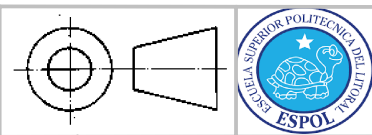
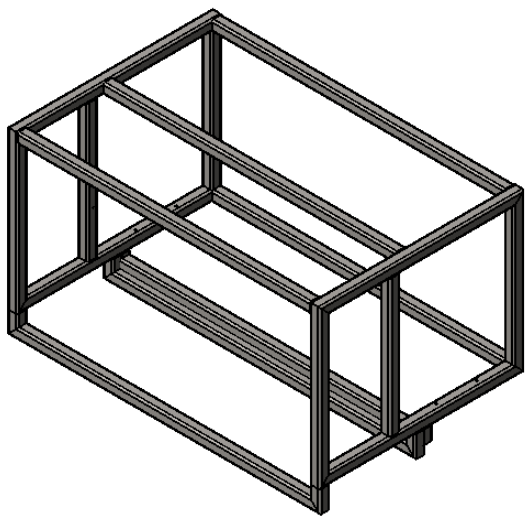
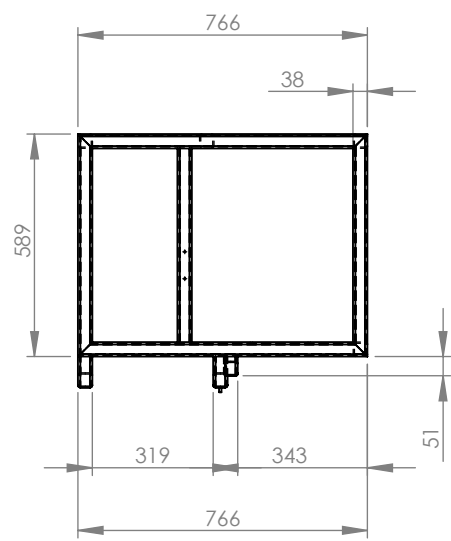
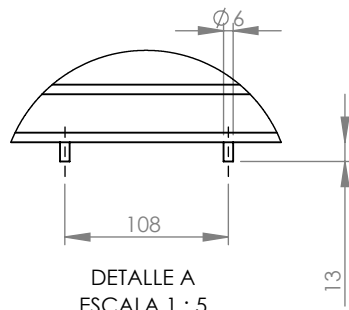
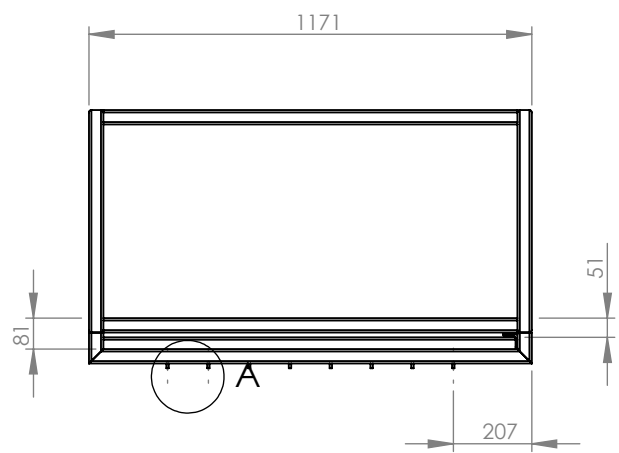
**CONJUNTO DE LA
ESTRUCTURA METALICA**

A4

1.01

ESCALA:1:20

HOJA 1 DE 1



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

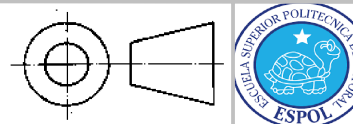
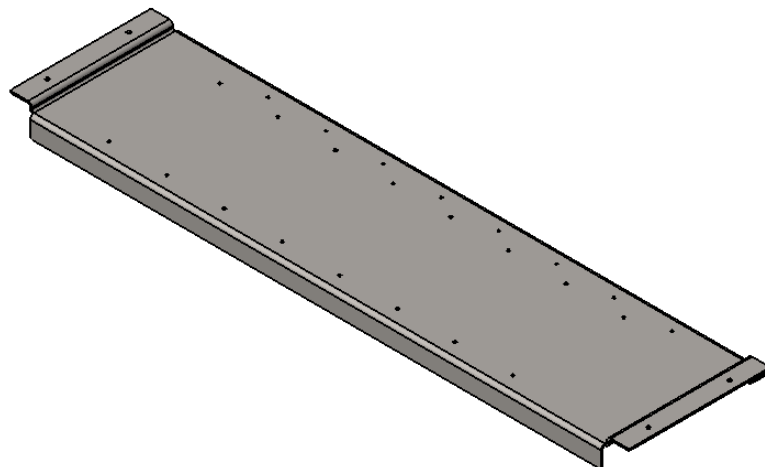
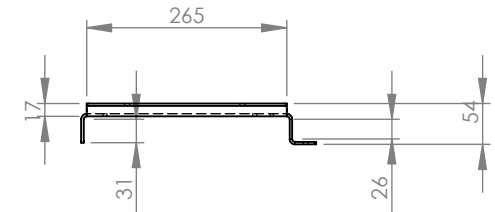
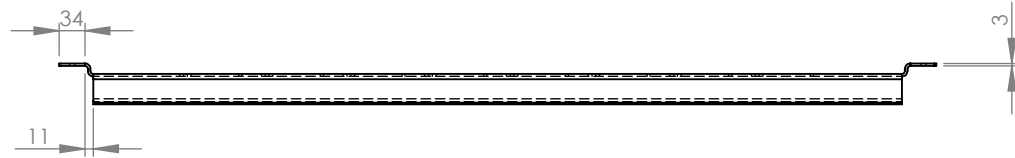
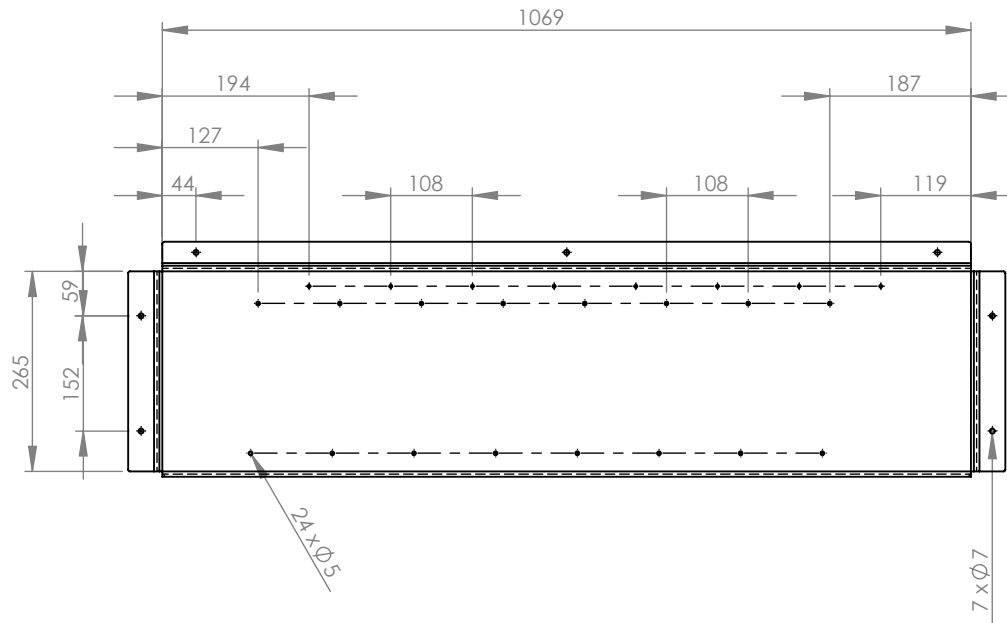
	NOMBRE	FECHA
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016

CONJUNTO:
MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL

MATERIAL:
**ACERO INOXIDABLE 304
TUBO CUADRADO 38.1**

TITULO:
MARCO DE ESTRUCTURA

A4
1.02



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA
DEL LITORAL**

	NOMBRE	FECHA
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016

CONJUNTO:
**MAQUINA DOSIFICADORA
DE CEREAL**

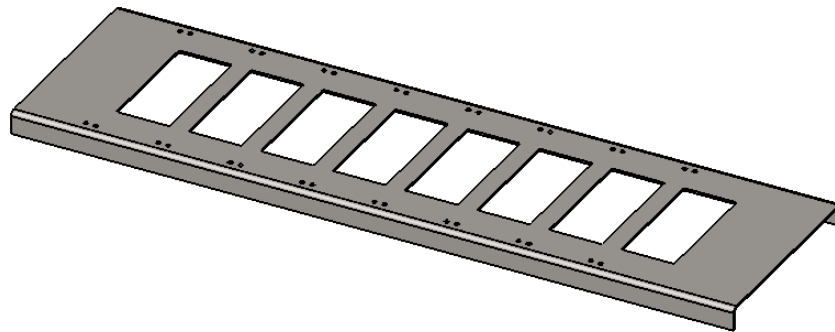
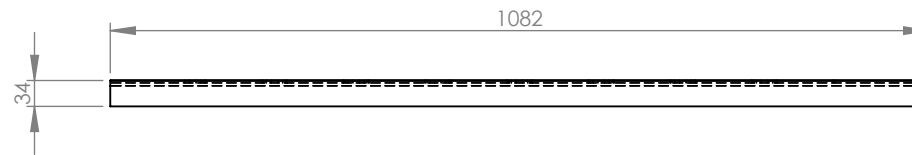
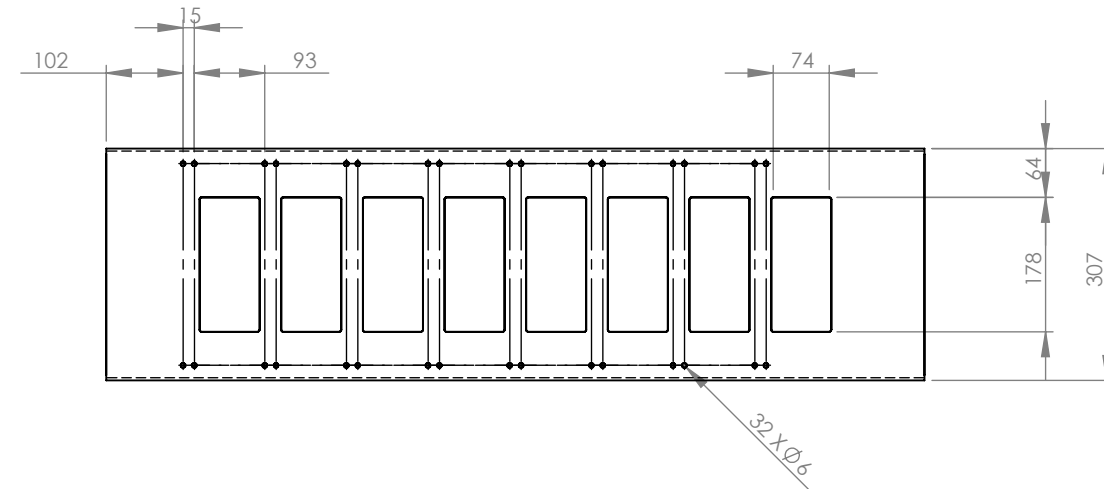
MATERIAL:
**ACERO INOXIDABLE
304**

TITULO:
PLATAFORMA PARA ALIMENTADOR

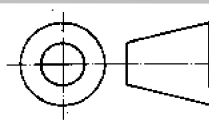
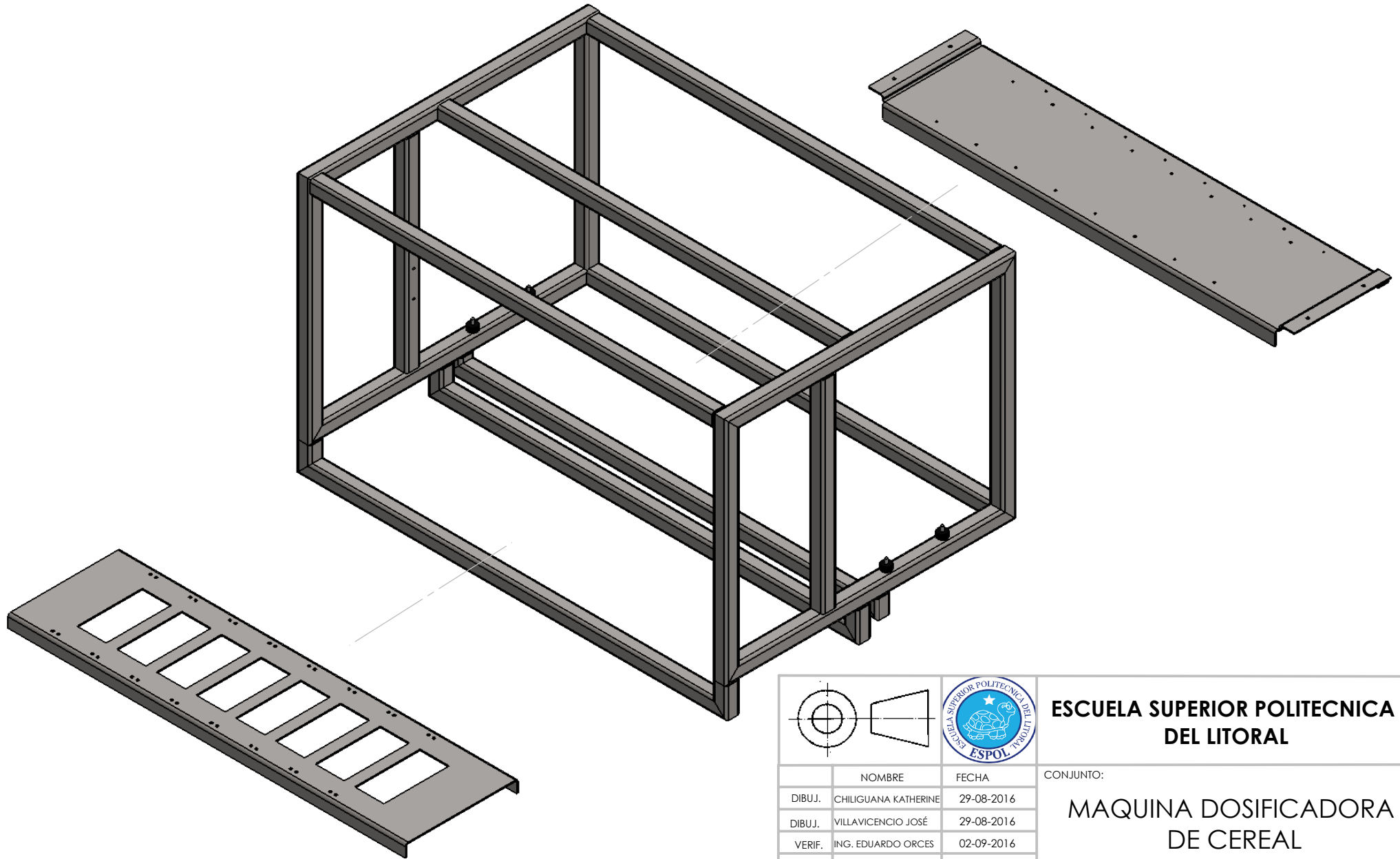
A4
1.03

ESCALA:1:10

HOJA 1 DE 1



				ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
		NOMBRE FECHA		CONJUNTO:	
DIBUJ. CHILIGUANA KATHERINE 29-08-2016				MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL	
DIBUJ. VILLAVICENCIO JOSÉ 29-08-2016					
VERIF. ING. EDUARDO ORCES 02-09-2016					
APROB. ING. GONZALO ALMEIDA 02-09-2016					
MATERIAL: ACERO INOXIDABLE 304				TITULO: PLACA DE CELDA DE CARGA	
				A4 1.04	
ESCALA: 1:10					



**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA
DEL LITORAL**

	NOMBRE	FECHA
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016

CONJUNTO:
**MAQUINA DOSIFICADORA
DE CEREAL**

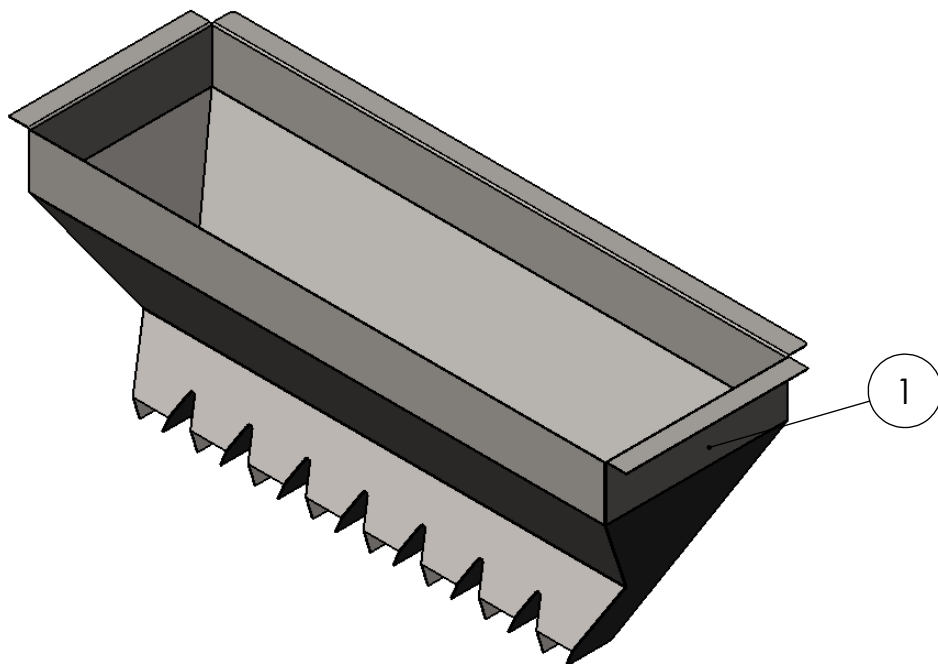
MATERIAL:
**ACERO INOXIDABLE
304**

TITULO:
**VISTA EN EXPLOSION DE
ESTRUCTURA METALICA**

**A4
1.05**

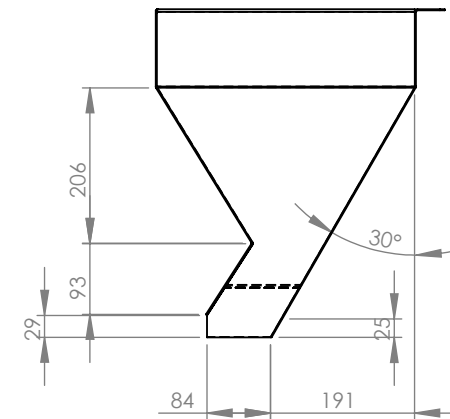
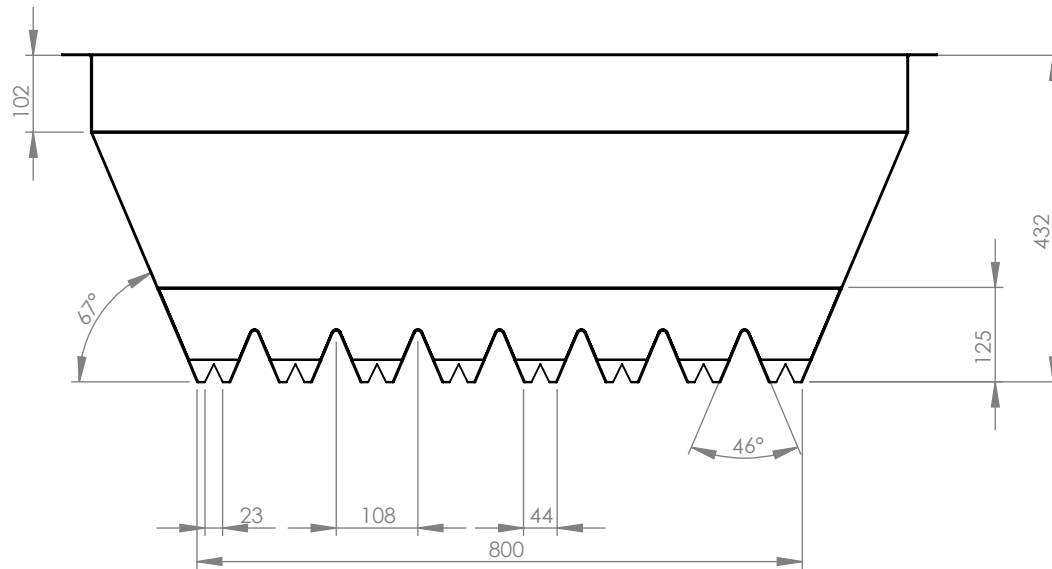
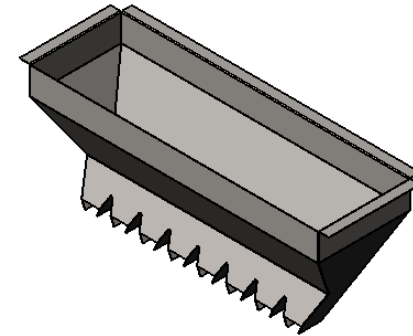
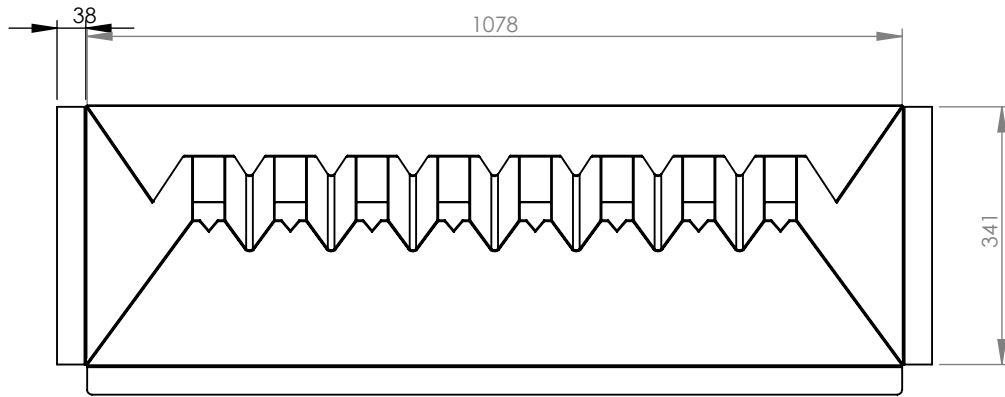
ESCALA:1:50

HOJA 1 DE 1

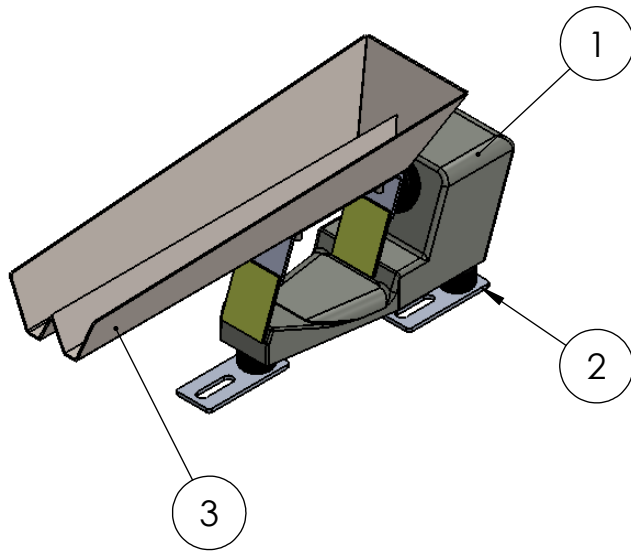


N.º DE ELEMENTO	COMPONENTE	CANT
1	TOLVA DE ALMACENAMIENTO	1

				ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL		
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016			
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016			
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016			
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016			
MATERIAL:			TITULO	SISTEMA DE ADMISIÓN	
ACERO INOX 316L					
			ESCALA:1:10	1.06	
			HOJA 1 DE 1		

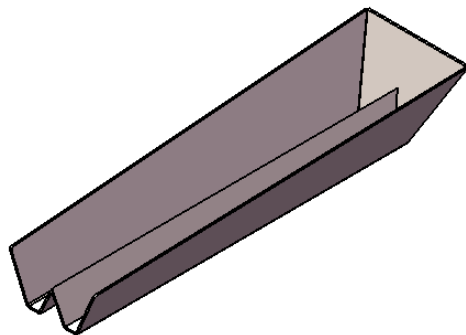
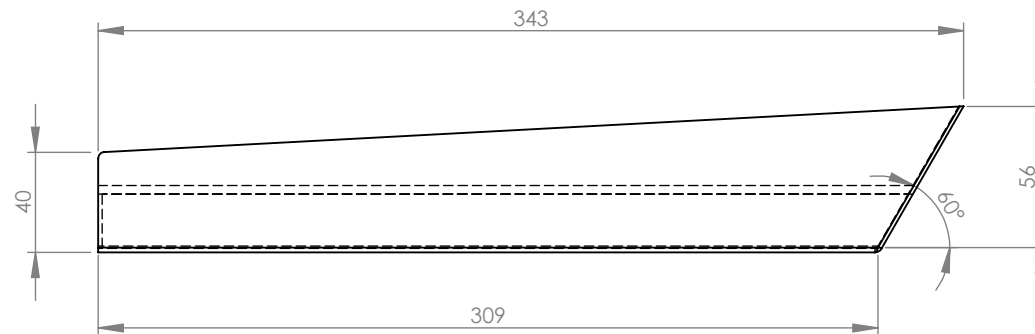
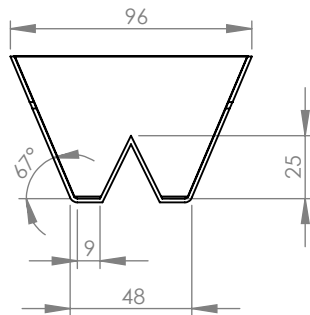


				ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO		
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016	MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL		
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016			
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016			
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016			
MATERIAL:			TITULO	A4	
ACERO INOXIDABLE 316L			TOLVA DE ALMACENAMIENTO	1.07	
			ESCALA:1:10	HOJA 1 DE 1	

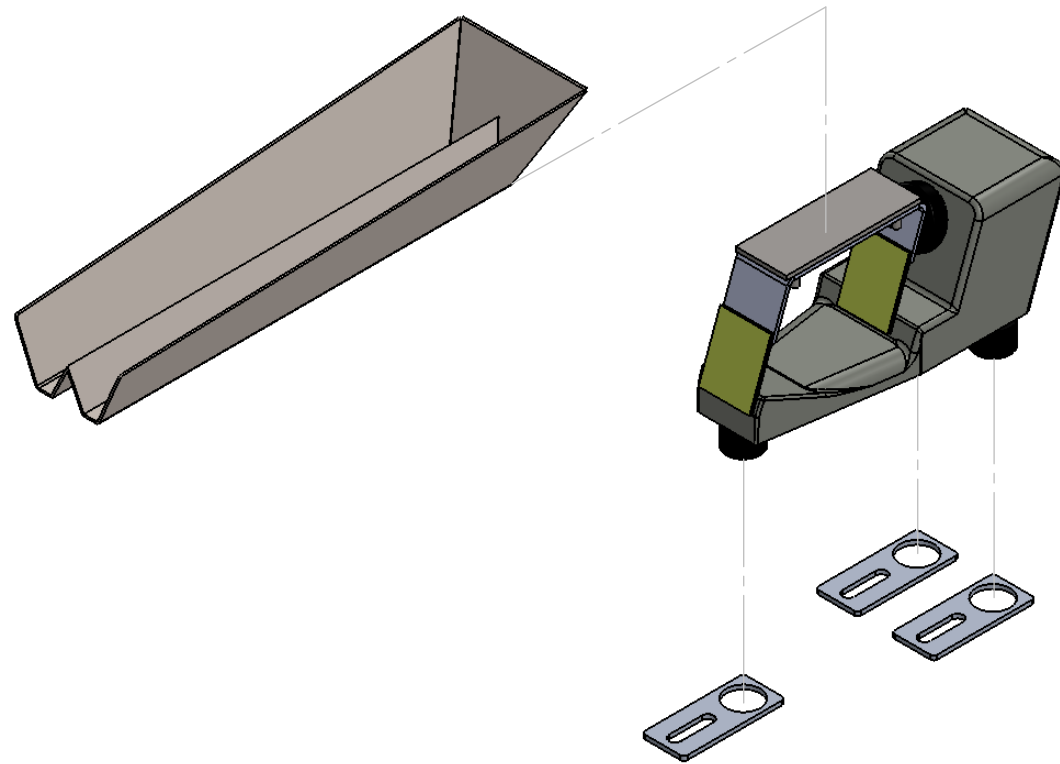


N.º DE ELEMENTO	ELEMENTO	CANTIDAD
1	VIBRADOR ELECTROMAGNETICO MODELO 6C	8
2	SOPORTE DE VIBRADOR MODELO 6C	24
3	BANDEJA DE TRANSPORTE	8

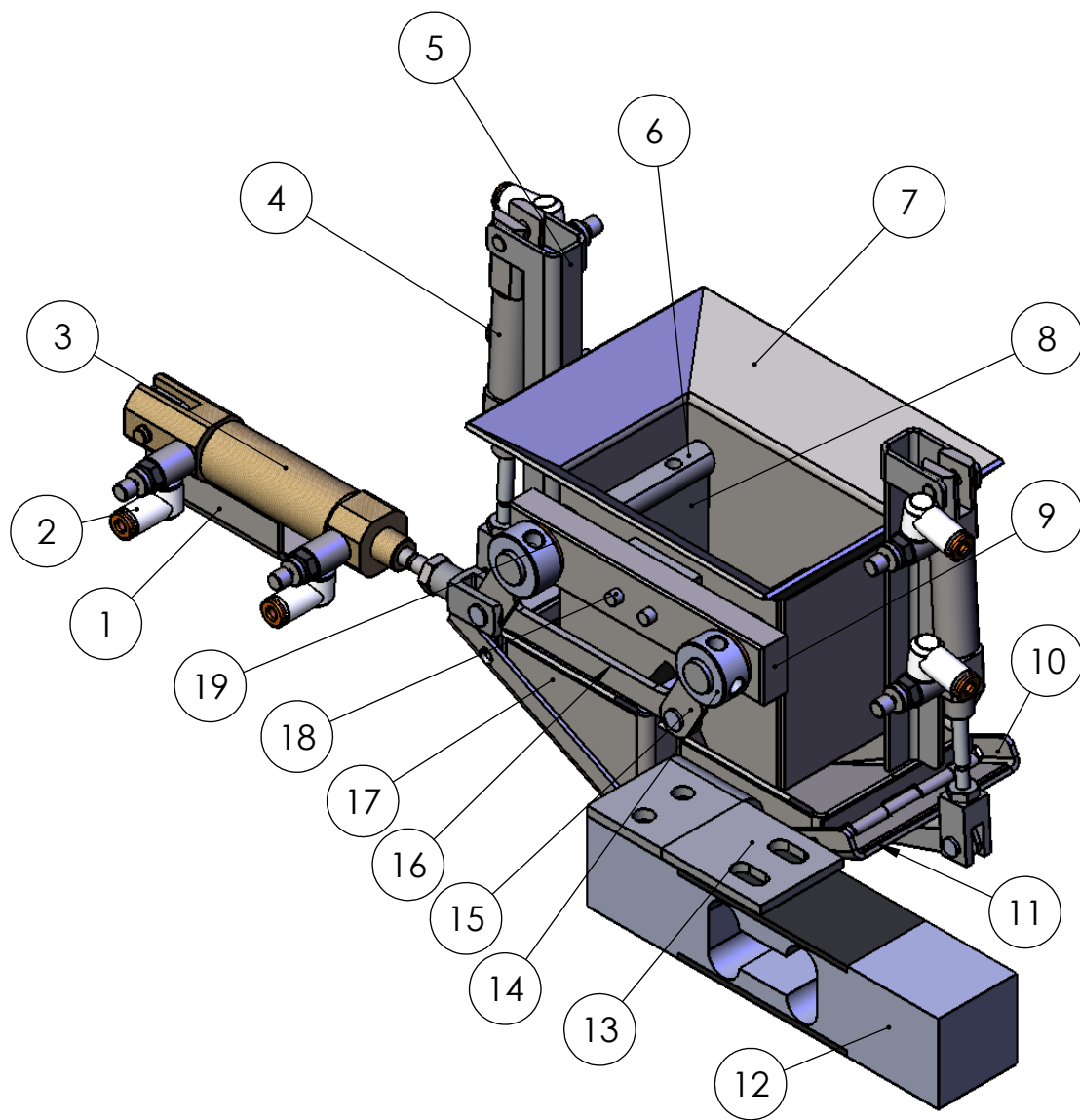
				ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
				CONJUNTO: MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL	
	NOMBRE	FECHA			
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016			
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016			
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016			
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016			
MATERIAL:			TITULO:		
			SISTEMA DE TRANSPORTE		A4
					1.08
ESCALA:1:20			HOJA 1 DE 1		



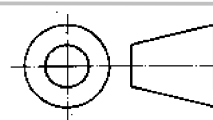
				ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL	
	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:		
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	28-08-2016	MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL		
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	28-08-2016			
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016			
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016			
MATERIAL:			TITULO:		A4
ACERO INOXIDABLE 316L			PLANO DE BANDEJA DE TRANSPORTE		1.09
			ESCALA: 1:5		HOJA 1 DE 1



			ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:	
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016	MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL	
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016		
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016		
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016		
MATERIAL:			TITULO:	A4
			VISTA EN EXPLOSIÓN DE SISTEMA DE TRANSPORTE	1.10
			ESCALA: 1:4	HOJA 1 DE 1



N.º DE ELEMENTO	COMPONENTE	CANT.
1	SOPORTE DE CILINDRO NCJ2D16-100	1
2	RACOR M4	6
3	CILINDRO NEUMATICO NCJ2D16-100	1
4	CILINDRO NEUMATICO NCJ2D16-50	2
5	SOPORTE DE CILINDRO NCJ2D16-50	2
6	EJE	2
7	RECIPIENTE DIVISOR	1
8	PLACA GIRATORIA	2
9	SOPORTE PARA COJINETES	1
10	PUERTA DE RECIPIENTE DE PESAJE	2
11	BISAGRAS DE VAIVEN	4
12	CELDA DE CARGA MT 1020	1
13	BARRA CONECTOR PARA CELDA DE CARGA	2
14	COLLAR PARA EJE DOBLE TORNILLO	4
15	MANIVELA	2
16	BIELA	1
17	RECIPIENTE PARA PESAJE	2
18	PLACA SOPORTE PARA BARRA	1
19	COJINETES 9440T16	8



**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA
DEL LITORAL**

	NOMBRE	FECHA
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016

CONJUNTO:

**MAQUINA DOSIFICADORA
DE CEREAL**

MATERIAL:

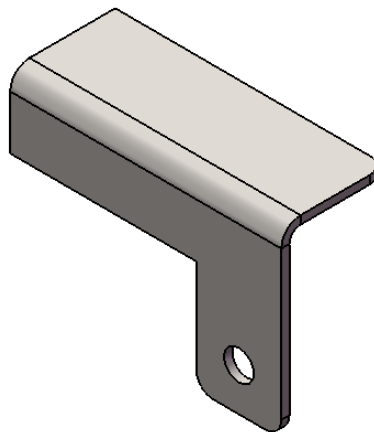
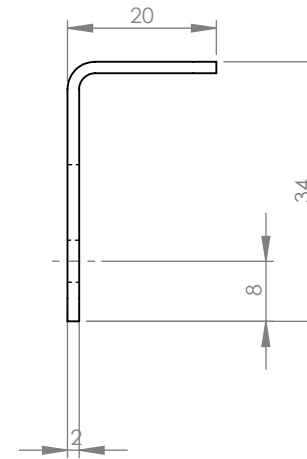
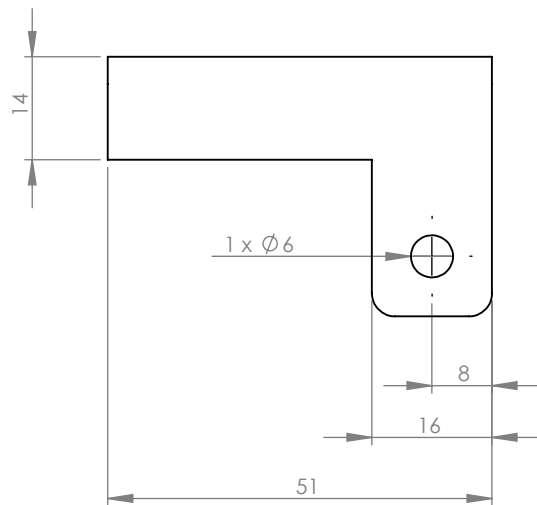
TITULO:

**PLANO DE CONJUNTO DE
SISTEMA DE PESAJE**

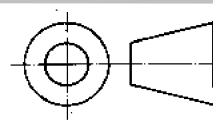
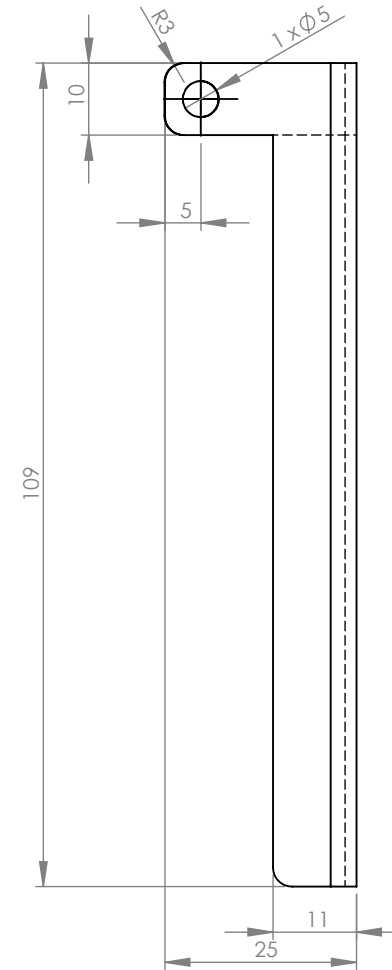
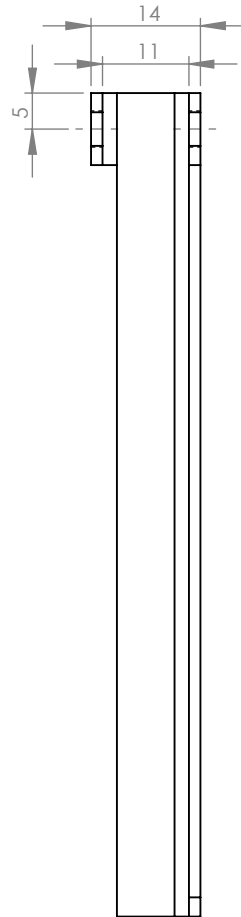
**A4
1.11**

ESCALA:1:5

HOJA 1 DE 1



				ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:		
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016	SISTEMA DE PESAJE		
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016			
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016			
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016			
MATERIAL:			TITULO:		
ACERO INOXIDABLE 316 L			PLANO DE SOPORTE PISTON NCJ2D16-100	A4	
			ESCALA:2:1	1.12	
			HOJA 1 DE 1		



**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA
DEL LITORAL**

	NOMBRE	FECHA
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016

CONJUNTO:
**MAQUINA DOSIFICADORA
DE CEREAL**

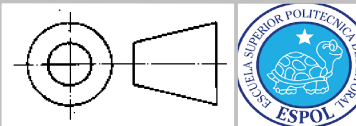
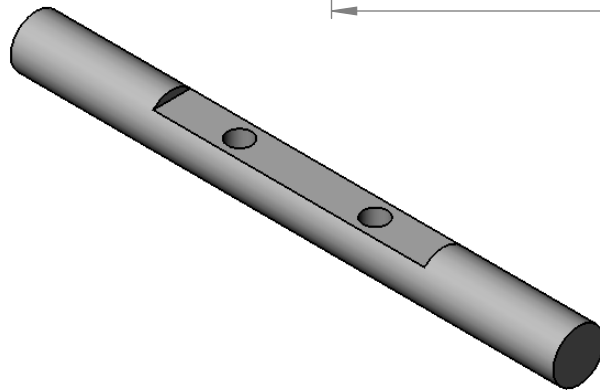
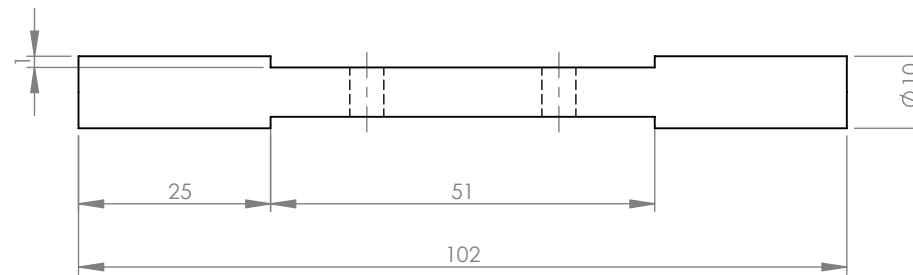
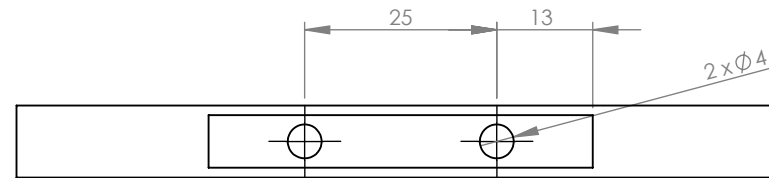
MATERIAL:
**ACERO INOXIDABLE
304**

TITULO:
**SOPORTE DEL
PISTON NC-J2D16-50**

A4
1.13

ESCALA:1:2

HOJA 1 DE 1



**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA
DEL LITORAL**

	NOMBRE	FECHA
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016

CONJUNTO:

**MAQUINA DOSIFICADORA
DE CEREAL**

MATERIAL:

**ACERO INOXIDABLE
304**

TITULO:

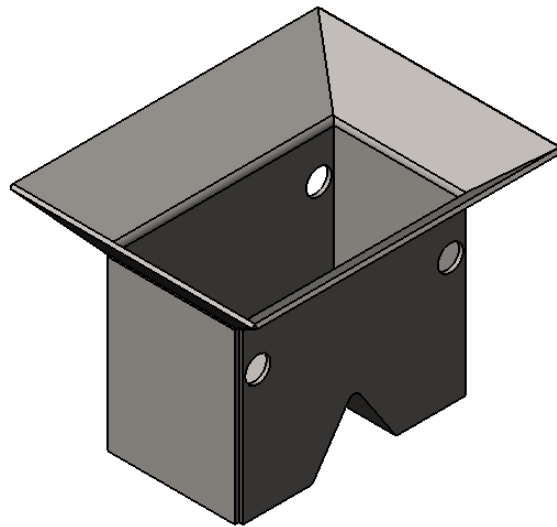
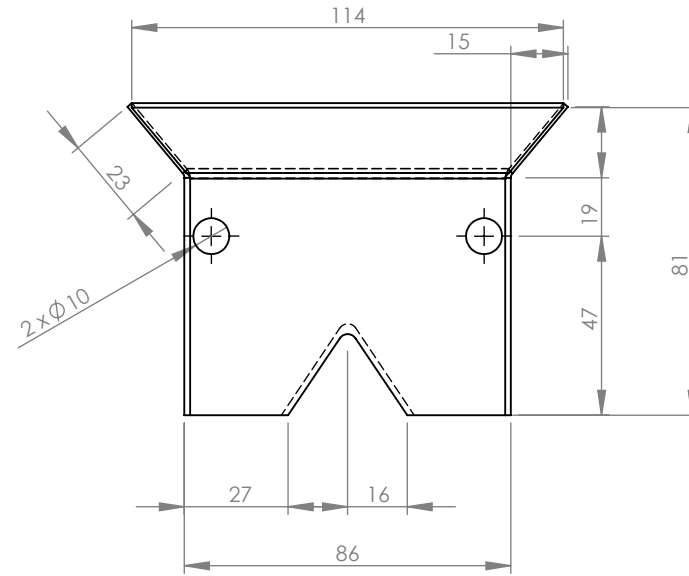
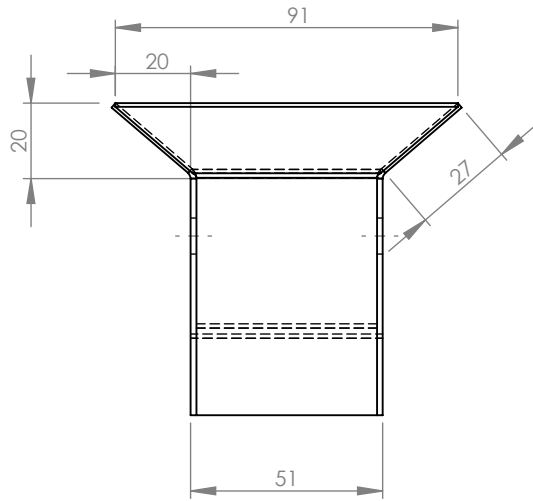
EJE

A4

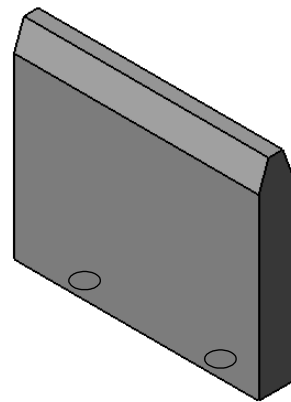
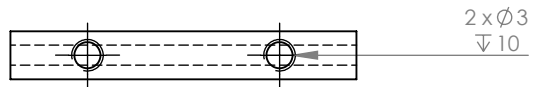
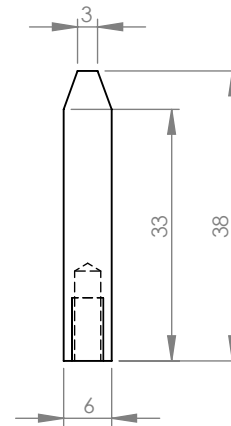
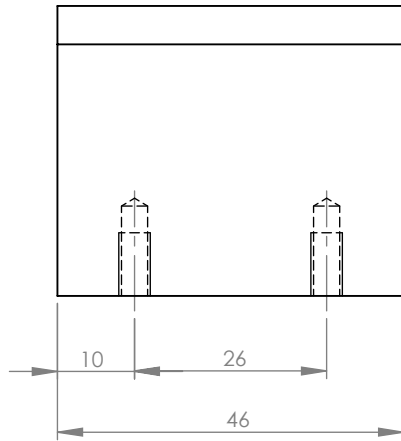
1.14

ESCALA:1:1

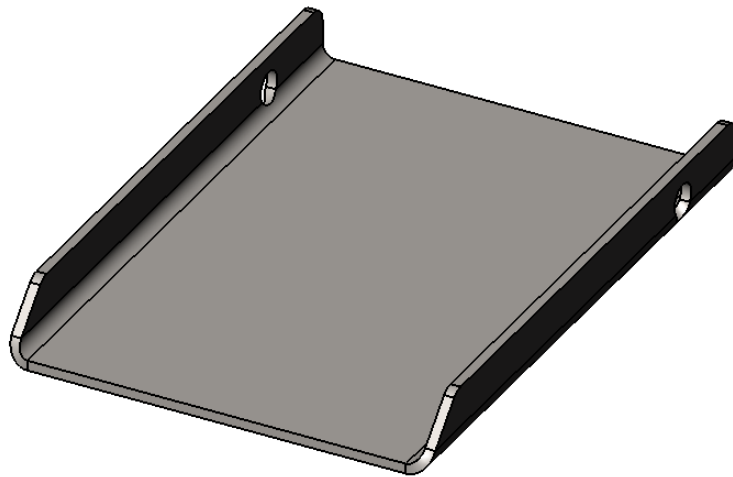
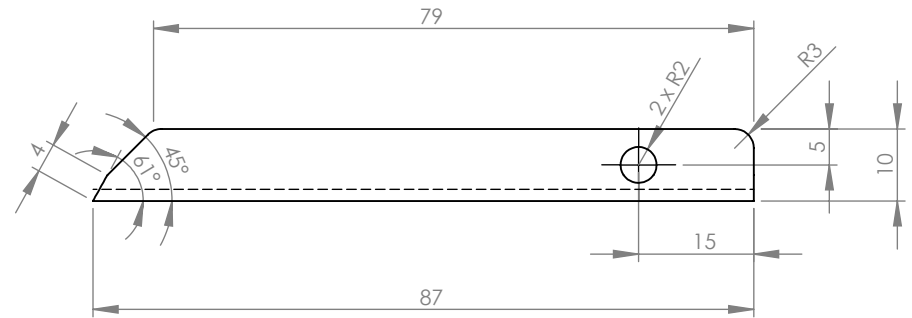
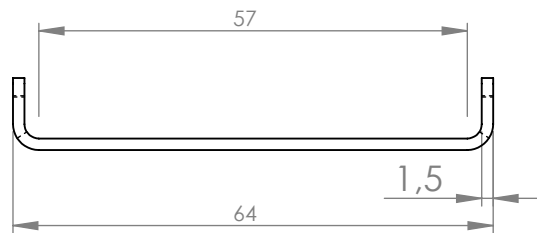
HOJA 1 DE 1



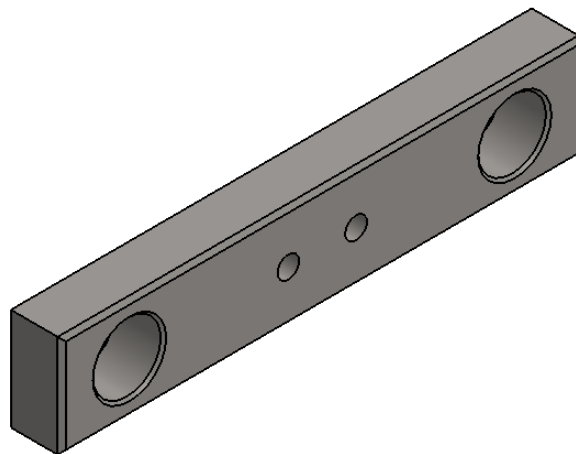
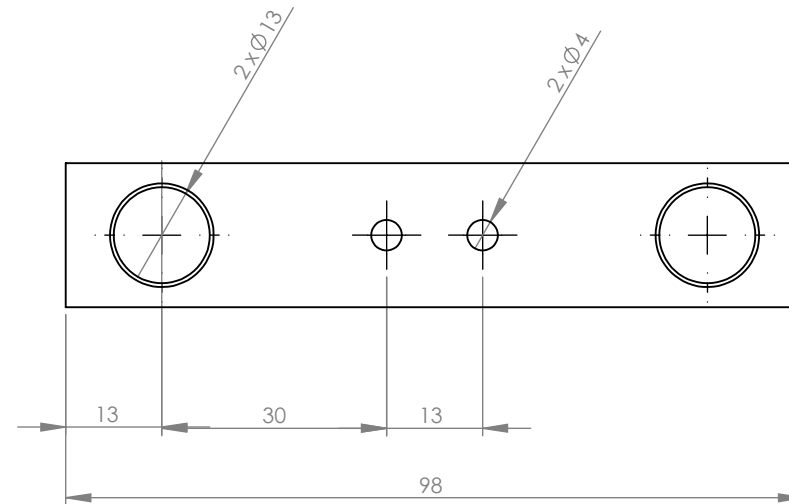
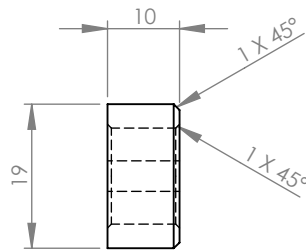
				ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:		
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016	MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL		
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016			
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016			
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016	TITULO:		
MATERIAL:			RECIPIENTE DIVISOR		A4
ACERO INOXIDABLE 316 L					1.15
			ESCALA: 1:2		HOJA 1 DE 1



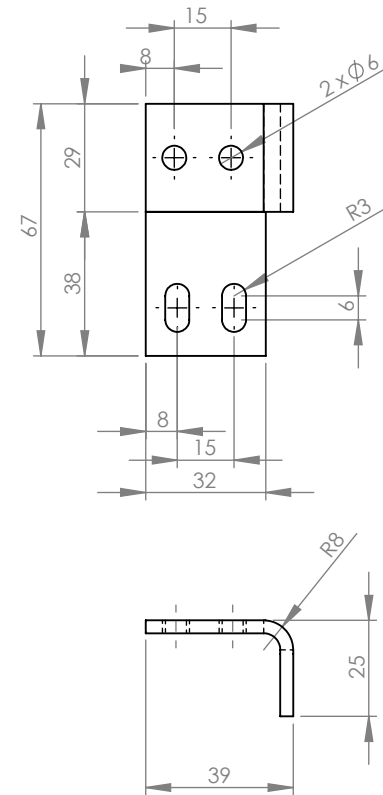
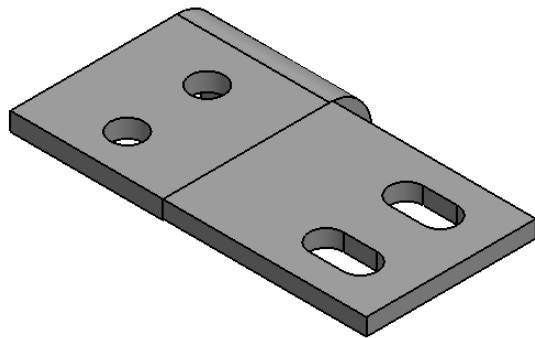
				ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:		
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016	MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL		
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016			
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016			
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016			
MATERIAL:			TITULO:		
NYLON			PLACA GIRATORIA		A4
			ESCALA:2:1	1.16	
			HOJA 1 DE 1		



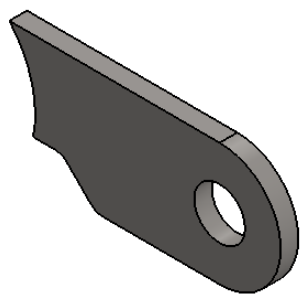
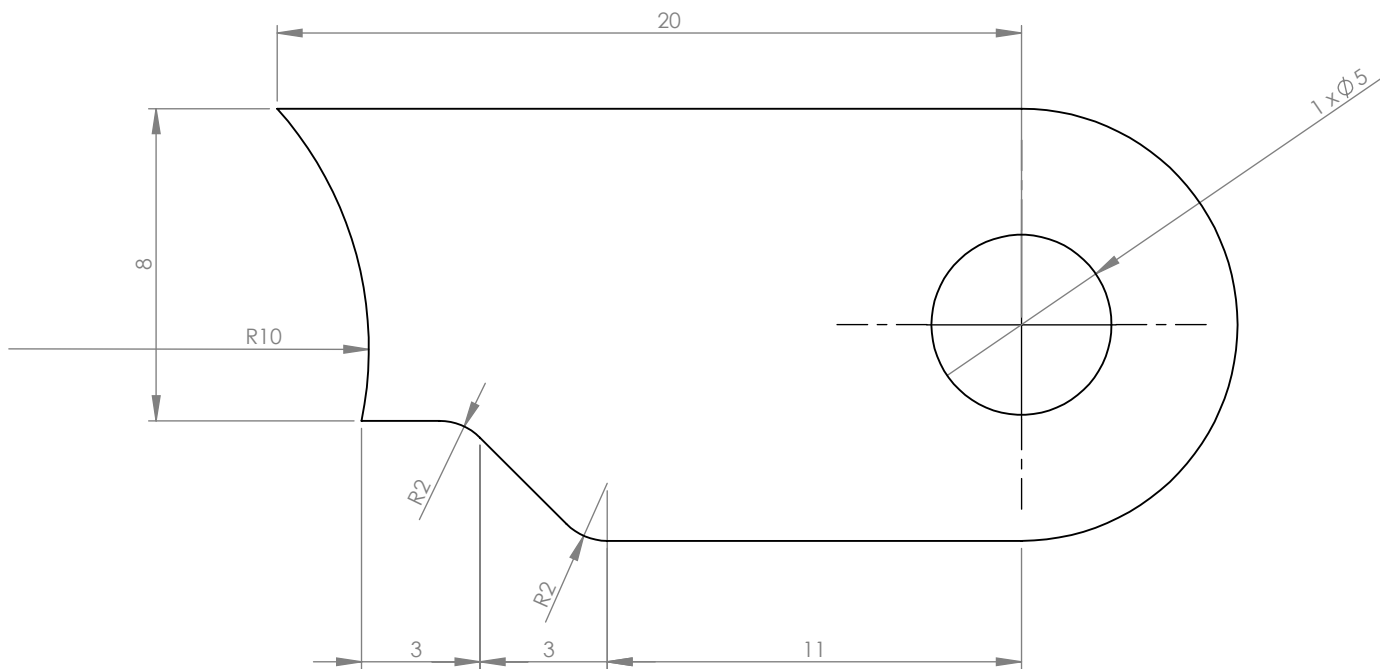
				ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
		NOMBRE CHILIGUANA KATHERINE		FECHA 29-08-2016	
		DIBUJ. VILLAVICENCIO JOSÉ		29-08-2016	
		VERIF. ING. EDUARDO ORCES		02-09-2016	
		APROB. ING. GONZALO ALMEIDA		02-09-2016	
		MATERIAL: ACERO INOXIDABLE 316L		CONJUNTO: MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL	
		TITULO: PLANO DE PUERTA RECIPIENTE DE PESAJE		A4 1.17	
		ESCALA:1:1		HOJA 1 DE 1	



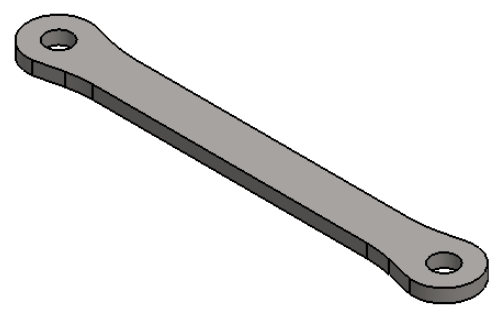
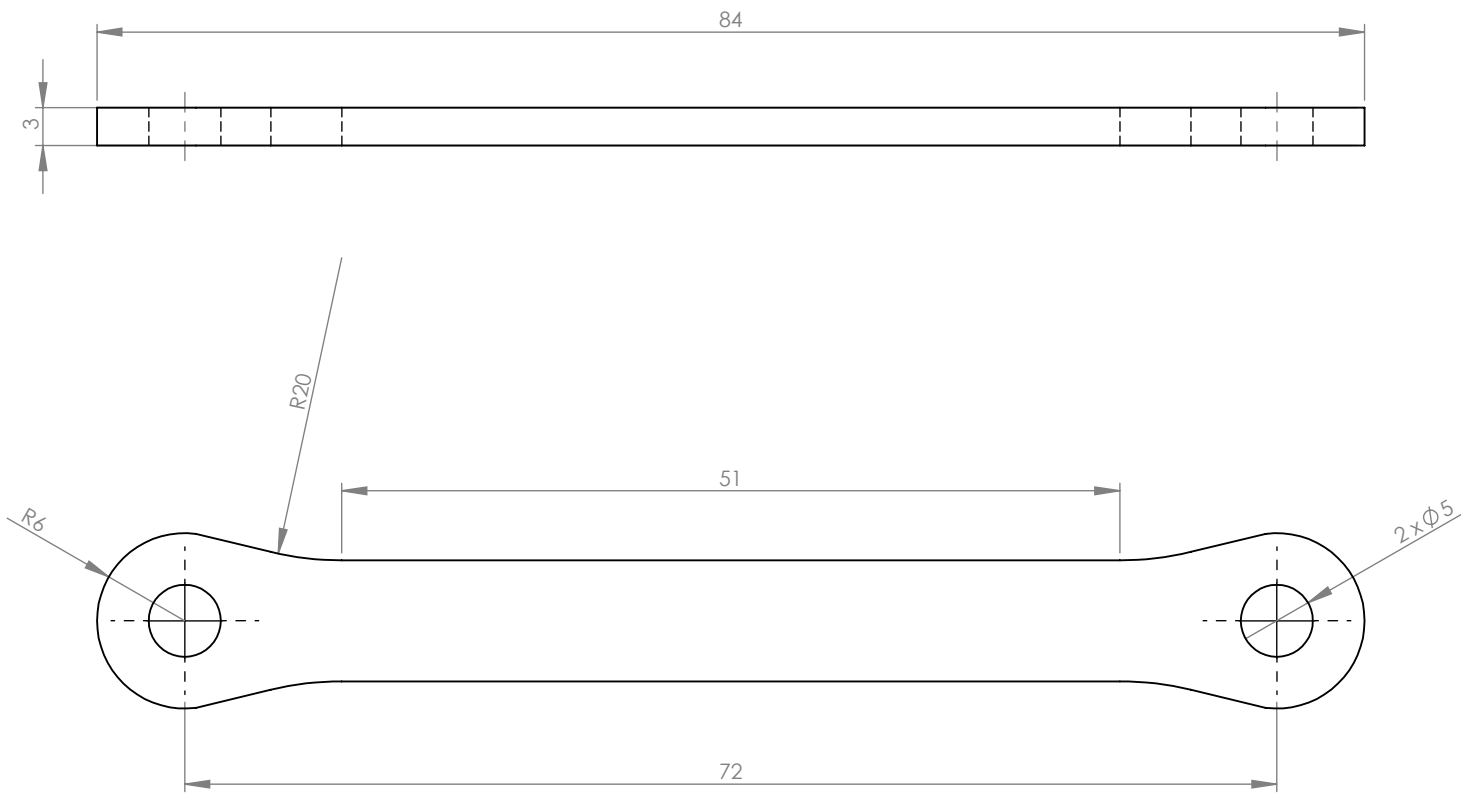
				ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
		NOMBRE		FECHA	
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016		SISTEMA DE PESAJE	
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016			
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016			
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016			
MATERIAL: ACERO INOXIDABLE 304		TITULO: SOPORTE DE COJINETES		A4 1.18	
ESCALA: 1:2				HOJA 1 DE 1	



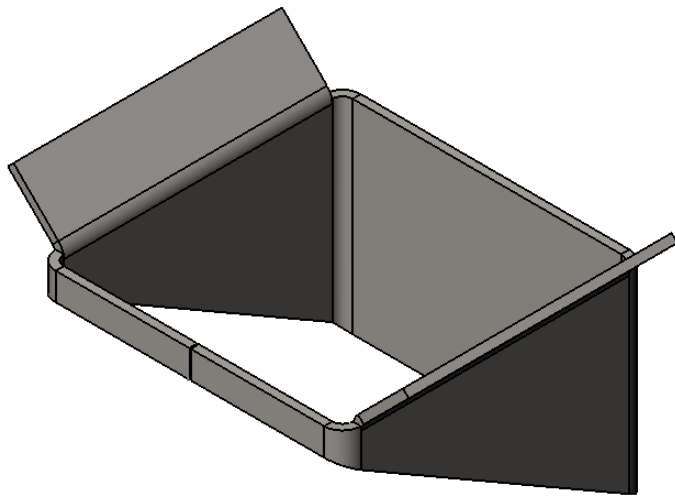
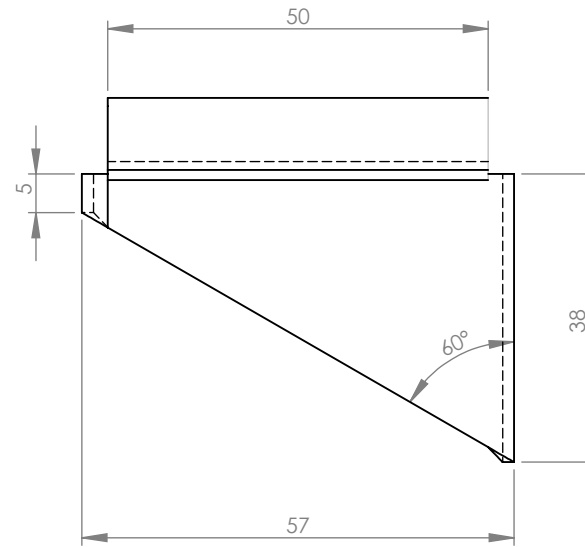
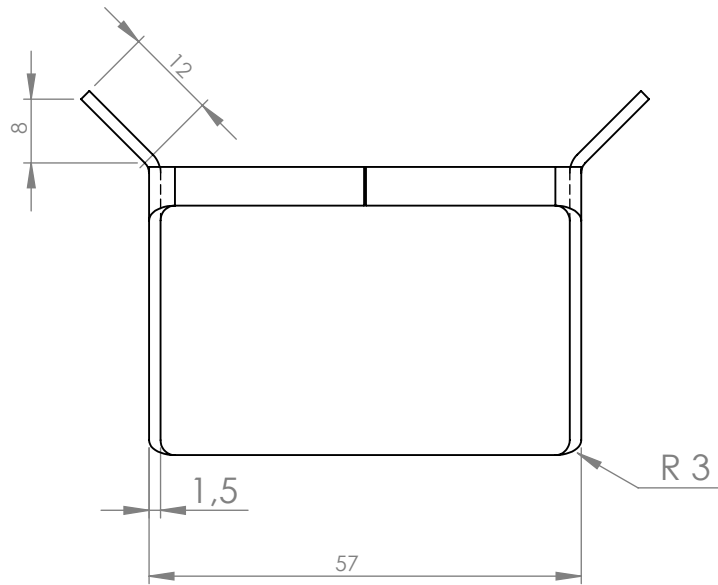
			ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		
	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:		
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016	MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL		
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016			
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016			
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016			
MATERIAL:			TITULO:		
ACERO INOXIDABLE 316L			SOPORTE CELDA DE CARGA	A4	
			ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1	
				1.19	



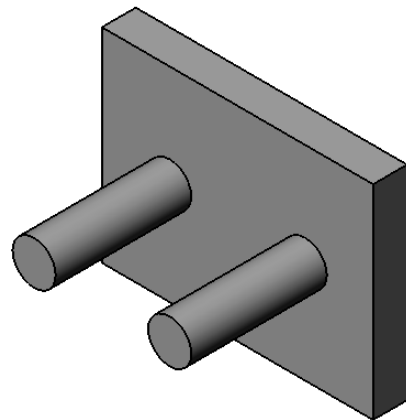
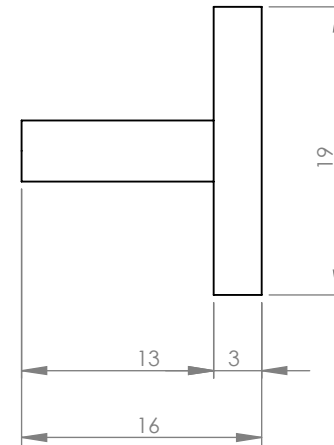
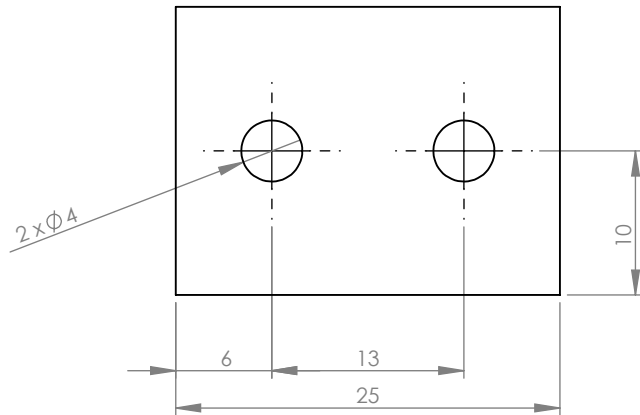
				ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:		
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016	MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL		
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016			
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016			
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016			
MATERIAL:			TITULO:		
ACERO INOXIDABLE 304			MANIVELA	A4	
			ESCALA:5:1	1.20	
			HOJA 1 DE 1		



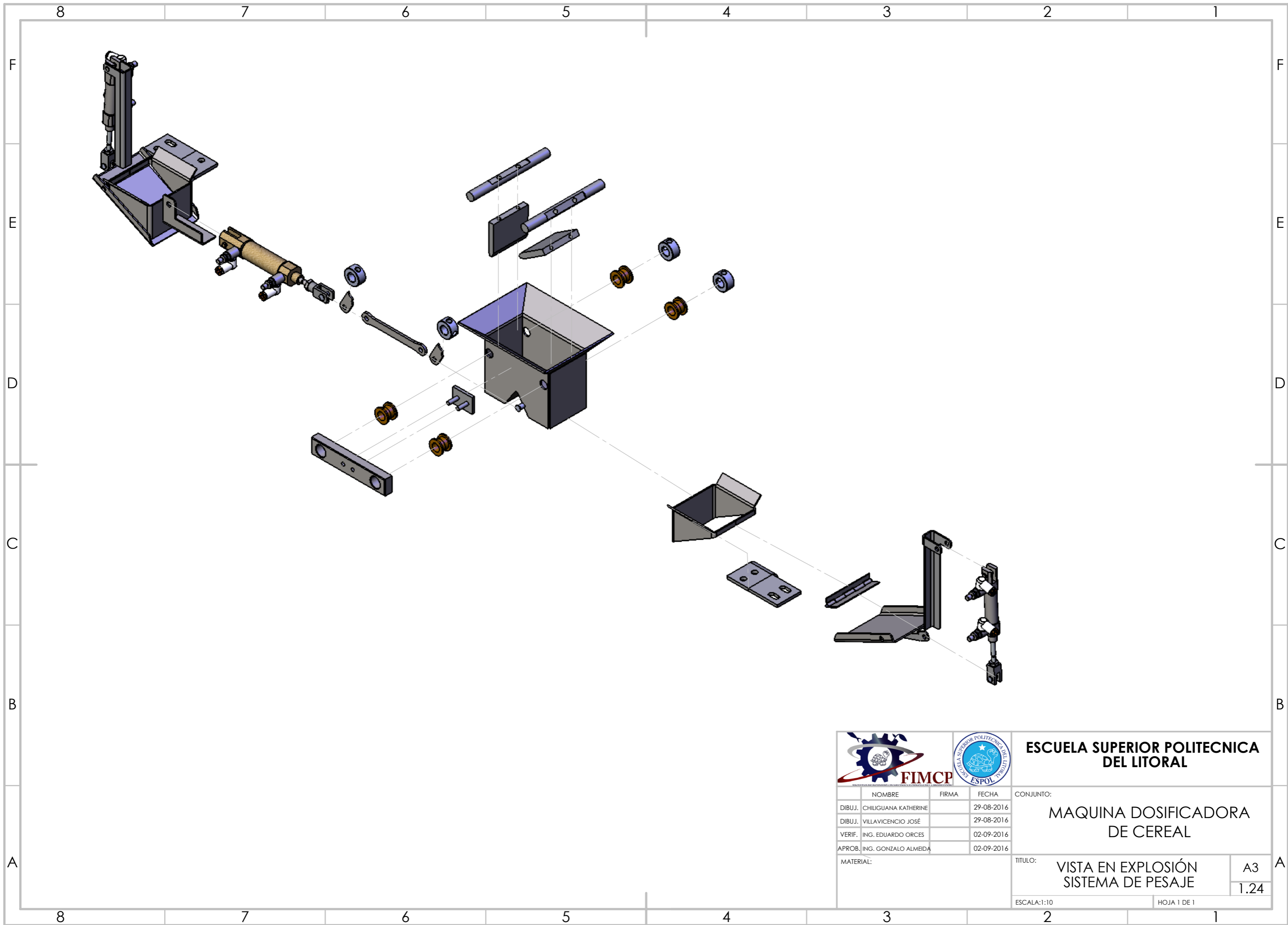
				ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
				CONJUNTO:	
				MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL	
				TITULO:	
		ACERO INOXIDABLE 304		BIELA	
				A4	
				1.21	
				ESCALA:1:1	
				HOJA 1 DE 1	



				ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:		
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016	MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL		
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016			
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016			
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016	TITULO:		
MATERIAL:			RECIPIENTE PARA PESAJE		A4
ACERO INOXIDABLE 304					1.22
ESCALA:1:1				HOJA 1 DE 1	



				ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:		
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016	MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL		
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016			
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016			
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016			
MATERIAL:			TITULO:		
ACERO INOXIDABLE 304			SOPORTE DE BARRA		A4
					1.23
ESCALA:2:1			HOJA 1 DE 1		



**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA
DEL LITORAL**

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE		29-08-2016
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ		29-08-2016
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES		02-09-2016
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA		02-09-2016

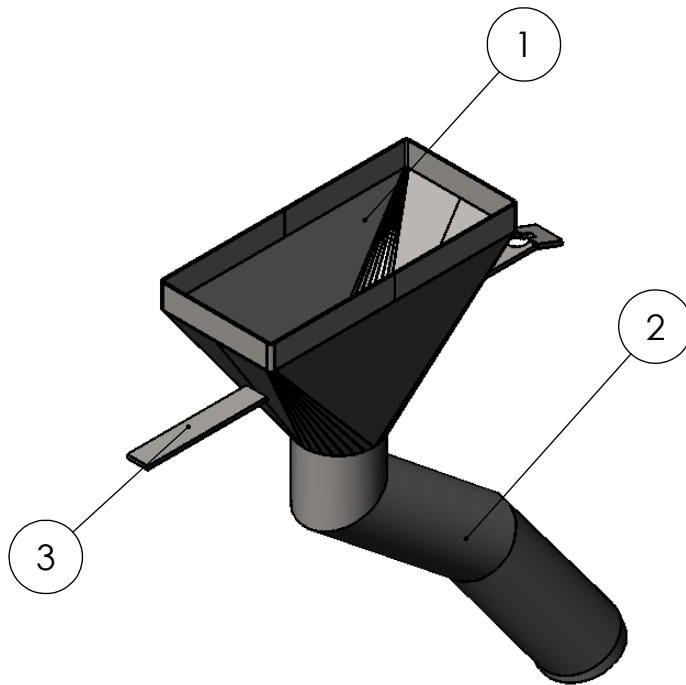
CONJUNTO:
**MAQUINA DOSIFICADORA
DE CEREAL**

MATERIAL:

TITULO:
**VISTA EN EXPLOSIÓN
SISTEMA DE PESAJE**

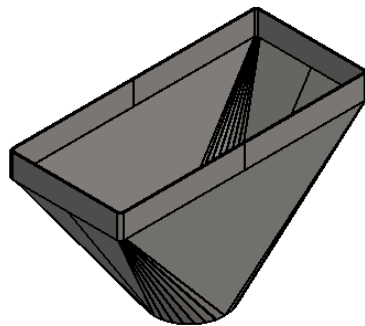
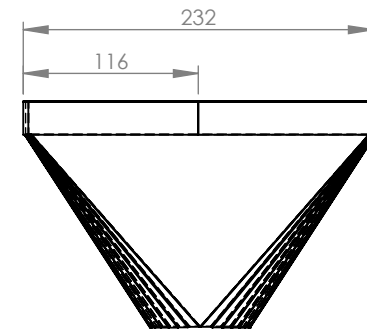
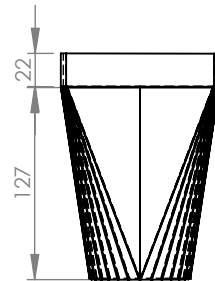
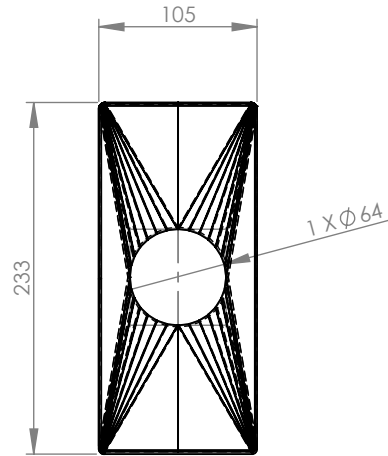
A3
1.24

ESCALA:1:10 HOJA 1 DE 1

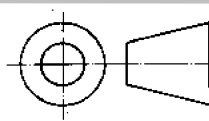
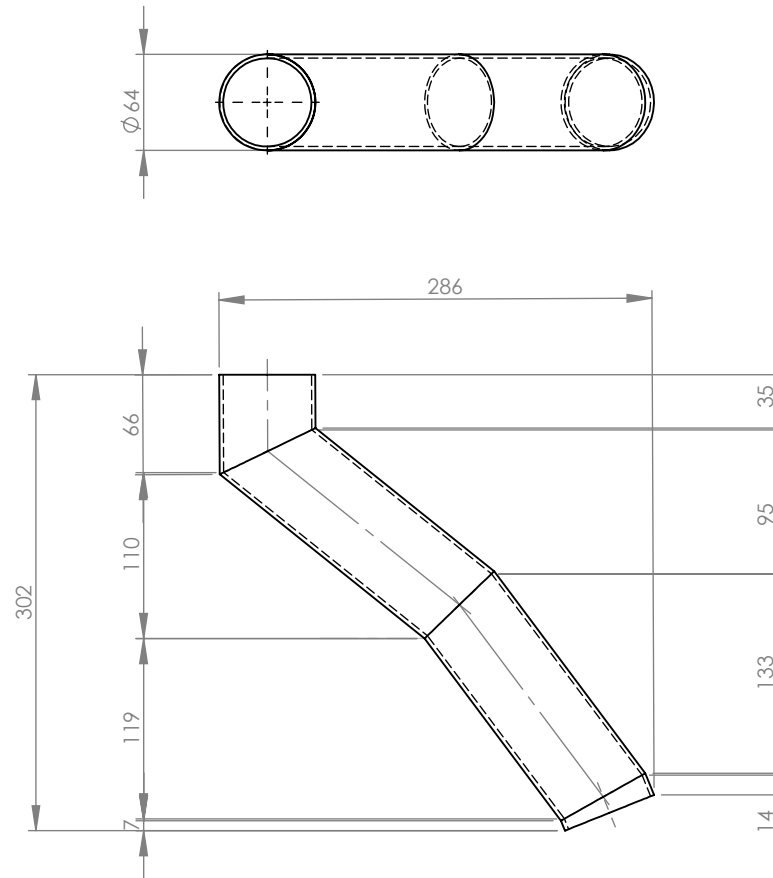
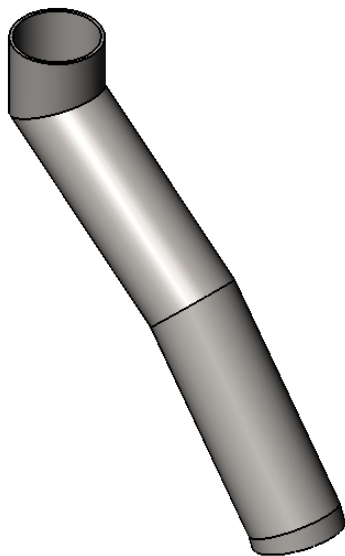


N.º DE COMPONENTE	COMPONENTE	CANT
1	TOLVA DE DESCARGA	8
2	TUBO DE DESCARGA	8
3	PLATINAS DE SOPORTE	8

				ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
		NOMBRE		FECHA	
DIBUJ.		CHILIGUANA KATHERINE		29-08-2016	
DIBUJ.		VILLAVICENCIO JOSÉ		29-08-2016	
VERIF.		ING. EDUARDO ORCES		02-09-2016	
APROB.		ING. GONZALO ALMEIDA		02-09-2016	
MATERIAL:				TITULO:	
				SISTEMA DE DESCARGA	
				A4	
				1.25	
		ESCALA:1:10		HOJA 1 DE 1	



			ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL		
	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:		
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016	MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL		
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016			
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016			
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016			
MATERIAL:			TITULO:	A4 1.26	
ACERO INOXIDABLE 316 L			TOLVA DE DESCARGA		
			ESCALA:1:5	HOJA 1 DE 1	



**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA
DEL LITORAL**

	NOMBRE	FECHA
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016

CONJUNTO:
**MAQUINA DOSIFICADORA
DE CEREAL**

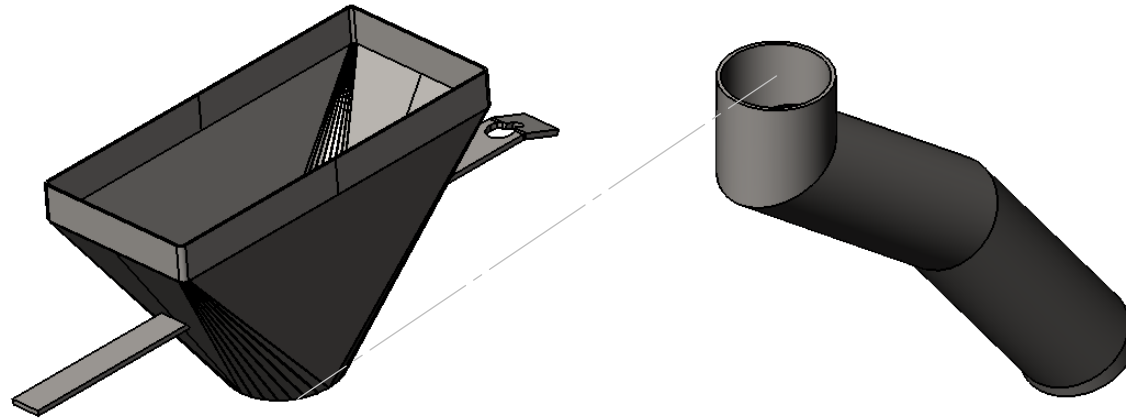
MATERIAL:
ACERO INOXIDABLE

TITULO:
TUBO DE DESCARGA

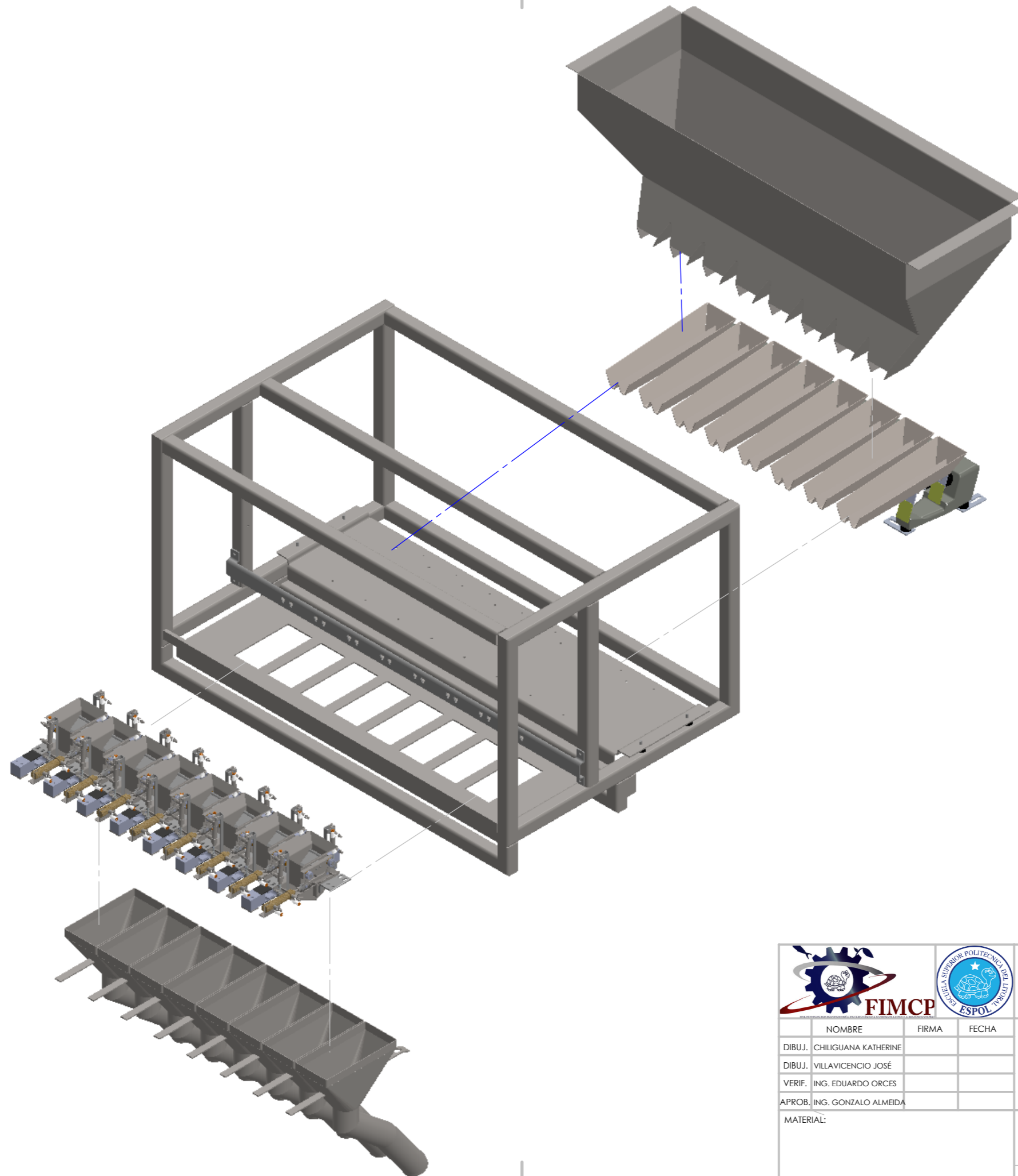
A4
1.27

ESCALA:1:5

HOJA 1 DE 1



				ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
	NOMBRE	FECHA	CONJUNTO:		
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE	29-08-2016	MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREAL		
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ	29-08-2016			
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES	02-09-2016			
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA	02-09-2016			
MATERIAL:			TITULO: EXPLOSION DE SISTEMA DE DESCARGA		A4
					1.28
			ESCALA: 1:20		HOJA 1 DE 1



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	CHILIGUANA KATHERINE		
DIBUJ.	VILLAVICENCIO JOSÉ		
VERIF.	ING. EDUARDO ORCES		
APROB.	ING. GONZALO ALMEIDA		
MATERIAL:			

CONJUNTO:	
MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREALES	
TITULO:	EXPLOSION DE MAQUINA DOSIFICADORA DE CEREALES
ESCALA: 1:50	HOJA 1 DE 1

A3
1.29

APENDICE B

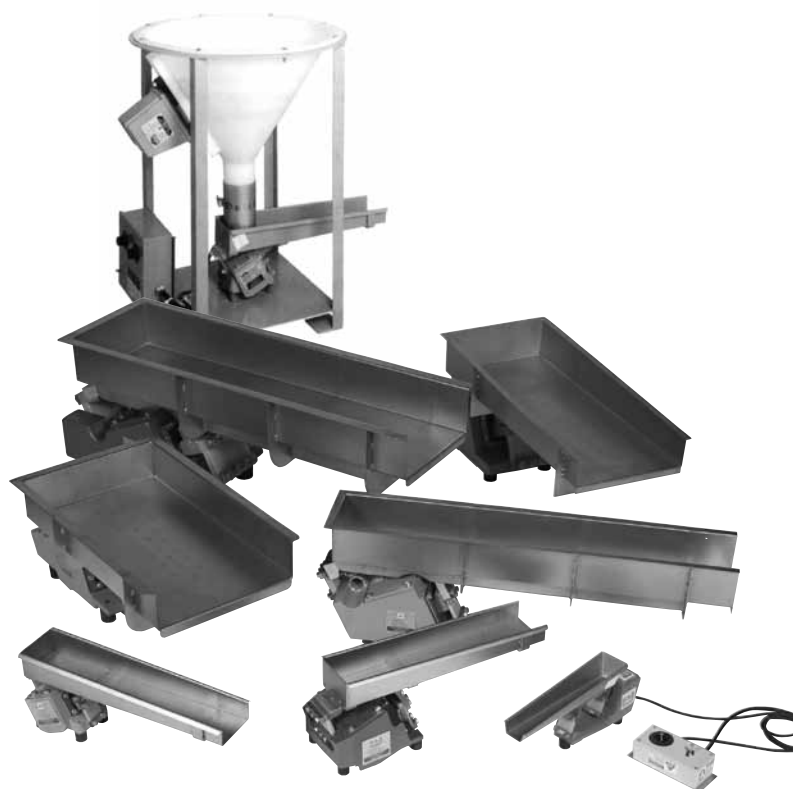
Catálogo



HI-VI COMPACT ELECTRO-MAGNETIC FEEDERS

FULL LINE

A wide range of drive units for precision feeding of bulk materials.



FEATURES

- **Electro-permanent magnet drive**
- **AC operation of most models**
- **Solid-state controls**
- **Standard and custom trays**
- **Enclosed drive element**
- **Low power consumption**
- **Class II hazardous location drives available**
- **Available for washdown application**
- **High amplitude/low frequency available**
- **Available to USDA requirements**

ONLY FROM ERIEZ

Eriez' unique Hi-Vi magnetic drive circuit provides a simple yet powerful solution to difficult material feeding applications.

These feeders, with their totally enclosed patented magnetic drive, can feed practically any bulk material from micron size to bulky chunks. Solid-state controls operate the feeders with "watch-like" precision. In addition, you get all the features that for years have made Eriez Feeders the leaders in quality and dependability.

Eriez has standard models for the majority of feeding applications. Special units such as multiple drives, enclosed trays or screens can

be designed for the best solution to your application. In addition, a wide variety of standard and special trays are available.

Electro-Permanent Magnetic Drive

The basic simplicity of a drive powered by alternately opposing and attracting magnetic forces assures low maintenance. There are no sliding or rotating parts. Power consumption is low, installation easy. The positive driving force of Eriez units provides stability, control, and unexcelled accuracy.

AC Operation For Most Models

No rectifiers are required; feeders are simply wired into AC lines.

HI-VI ELECTRO- MAGNETIC

Simple Controls

Eriez electromagnetic feeder controls are reliable, state-of-the-art, solid-state units that deliver superior feed rate control. By varying the voltage to the feeder, coupled with Eriez AC circuit, excellent linearity is achieved. Standard controls come in NEMA 12 (IP54) enclosures. Special enclosures are also available. Controls can be provided with manual or automatic (analog signal) adjustment to address many applications. Special design controls are also available to address your unique requirements.

Encapsulation

The coil and magnet in Eriez' drive unit are encapsulated in epoxy, eliminating coil movement and thus extending trouble-free coil life.

Enclosed Drive Element

The completely enclosed drive element, dust and moisture resistant, extends coil life, makes external cleaning easier. Special enclosures are available for dusty locations where Class II Group F, G equipment is normally used.

High Temperature Units

Standard units operate at temperatures up to 130°F (54°C). High-temperature units are available for temperatures up to 300°F (150°C).

THE PATENTED ERIEZ HI-VI MAGNETIC DRIVE CIRCUIT

Prior to Eriez revolutionary AC design, electromagnetic vibratory equipment operated with an inefficient attract release system: a spring-mounted moving mass is alternately attracted by a rectified pulsating DC electromagnet and returned to its original position solely by the springs. The Eriez HI-VI system, on the other hand, incorporates a lifetime permanent magnet (part of a spring-mounted moving mass) whose poles are intermeshed with those of an electromagnet powered directly by an AC line. This results in the spring-mounted moving mass being both attracted and repelled by the AC electromagnet equally on each half of the AC cycle.

In the diagram below, the poles of the permanent magnet are shown intermeshed in the air gaps of the AC electromagnet. The polarity of the permanent magnet is fixed, while the polarity of the electromagnet alternates at line frequency. The electromagnet polarity is shown as it exists on one side of the AC sine wave; note that both poles of the permanent magnet are attracted toward the unlike electromagnet poles while being repelled in the same direction by the like poles. Thus there are four forces acting together to drive the armature and moving mass in the same direction.

The action described has the effect of progressively closing the magnetizing circuit through the electromagnet core, providing a progressively increasing magnetizing force

upon the permanent magnet. The demagnetizing force is very minor, since the action described also has the effect of progressively opening the demagnetizing circuit.

On the opposite side of the sine wave the polarities of the electromagnet are reversed, the armature is driven in the opposite direction, and again there is a net magnetizing force on the permanent magnet. There is always a predominant magnetizing force impressed upon the permanent magnet that prevents it from ever losing its strength.

Since the amplitude of vibration depends directly upon the forces applied at the poles, and since these forces depend directly upon the applied AC voltage, simple variation of the AC voltage from zero to maximum results in similar amplitude variation from zero to maximum.

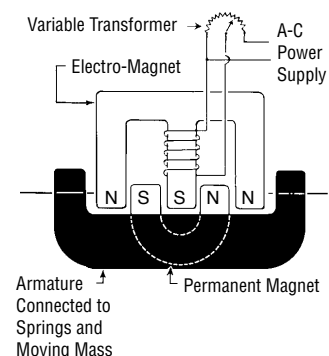


Figure 1. Eriez Magnetic Drive Circuit

MODEL 6C

FOR FEEDING UP TO 1,600 POUNDS (727 kg) PER HOUR

Light capacity feeder ideal for applications demanding top performance at budget prices. Common applications include metering small quantities of dry materials or conveying small parts.



Power Supply	115V, 60 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	15 Watts
Full Load Power Input	.35 Amp at 115V
Control	Model VC-5
Net Feeder Weight	13.51 lb. (6.2 kg)

MODEL 15A

FOR FEEDING UP TO 2 TONS (1.8 MT) PER HOUR

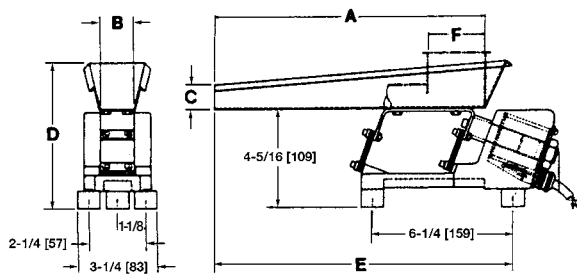
The smallest AC feeder in the line, this economical model will give precise feeding of the most minute amounts of materials. It is ideal for additive feeding, small packaging operations and laboratory use.



Power Supply	115V, 60 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	15 Watts
Full Load Power Input	0.5 Amp at 115V
Control	Model FT
Net Feeder Weight	25 lb. (11 kg)

SPECIFICATIONS

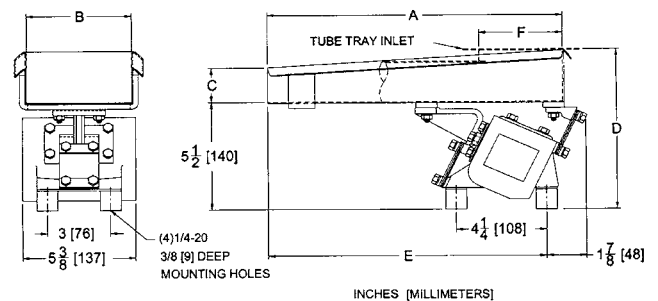
MODEL 6C



TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	12	304	1-1/2	38	1-1/16	27
Wide Flat	8	203	2	51	1-1/16	27
90 Degree V	12	304	-	-	11/16	18
Small Tubular	12	304	1 (DIA.)	25	-	-

TRAY TYPE	D		E		F	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	6-3/8	162	13-5/16	338	-	-
Wide Flat	6-3/8	162	9-13/16	249	-	-
90 Degree V	6-3/8	162	13-5/16	338	-	-
Small Tubular	5-13/16	148	13-5/16	338	1-3/4	44

MODEL 15A



TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	16	406	2	51	1	25
Medium Flat	20	508	4	102	1 3/4	44
Wide Flat	14	356	7	178	1 3/4	44
Small Tubular	19	483	2	51	2	50
90 Degree V	20	508	3	76	1 1/2	38
Half Round	20	508	3	76	1 1/2	38

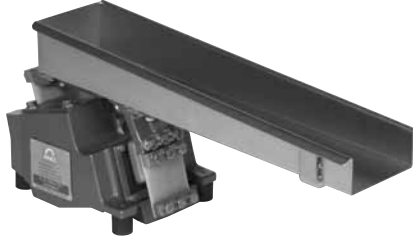
TRAY TYPE	D		E		F	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	7 1/2	191	15 1/4	387	-	-
Medium Flat	8 1/8	206	19 1/4	489	-	-
Wide Flat	8 1/8	206	13 1/4	337	-	-
Small Tubular	8	203	18 1/4	464	4	102
90 Degree V	8	203	19 1/4	489	-	-
Half Round	8	203	19 1/4	489	-	-



MODEL 26C

FOR FEEDING UP TO 4 TONS (3.6 MT) PER HOUR

A rugged AC-operated unit for linear, accurate feeding of large quantities of bulk materials such as flakes, lumps and grains.

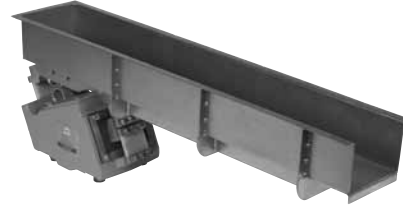


Power Supply	115V, 50-60 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	18 Watts
Full Load Power Input	1.1 Amp at 115V
Control	Model FT
Net feeder Weight	42 lb. (19 kg)

MODEL 36C

FOR FEEDING UP TO 7 TONS (6.3 MT) PER HOUR

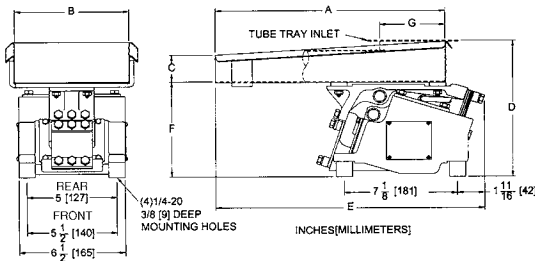
All of these models are completely enclosed so the drive element is protected against damage or decreased efficiency due to contamination by moisture and foreign materials. Special construction is also available for installation in those areas where Class II, Group F, G equipment would normally be used.



Power Supply	115V, 60 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	38 Watts
Full Load Power Input	2.9 Amp at 115V
Control	Model N12-UN-6A
Net Feeder Weight	70 lb. (32 kg)

SPECIFICATIONS

MODEL 26C

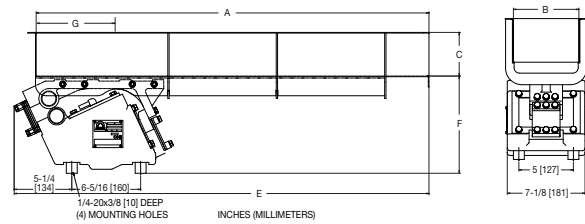


TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	20	508	4	102	1 3/4	44
Medium Flat	22	559	5	127	1 3/4	44
Wide Flat	14	356	7	178	1 3/4	44
Wide Flat	20	508	7	178	1 3/4	44
90 Degree V	20	508	3	76	1 1/2	38
90 Degree V	20	508	4	102	2	51
Small Tubular	19	483	2	51	2	51
Large Tubular	19	483	3	76	3	76

TRAY TYPE	D		E		F		G	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	8 7/8	225	22 7/16	570	6 1/4	159	-	-
Medium Flat	9	229	22	559	6 1/4	159	-	-
Wide Flat	8 7/8	225	16 7/16	418	6 1/4	159	-	-
Wide Flat	9	229	20	509	6 1/4	159	-	-
90 Degree V	8 13/16	224	22 7/16	570	6 5/16	160	-	-
90 Degree V	9 3/8	237	20	509	6 3/8	161	-	-
Small Tubular	8 3/4	222	21 7/16	545	6 1/4	159	4	102
Large Tubular	10	254	19	484	6 1/4	159	6	152

Available for Class II, Division I, Group F, G Environments.

MODEL 36C



TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	36	914	6	152	4	102
Medium Flat	30	762	8	203	4	102
Wide Flat	24	610	10	254	4	102
Small Tubular	30	762	3	76	3	76
Large Tubular	24	610	4	102	4	102

TRAY TYPE	D		E		F		G	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	12 15/16	328	38	966	-	-	8 15/16	226
Medium Flat	12 15/16	328	35	889	-	-	8 15/16	226
Wide Flat	12 15/16	328	31 3/4	807	-	-	8 15/16	226
Small Tubular	13 1/8	333	34 9/16	878	6	152	9 1/8	232
Large Tubular	13 1/16	332	28 5/16	719	8	203	9 1/8	232

Available for Class II, Division I, Group F, G Environments.

MODEL 48A

FOR FEEDING UP TO 12 TONS (10.9 MT) PER HOUR

No rectifiers are needed with this Hi-Vi feeder. Merely wire into any AC line. A full feed range is provided by potentiometer or variable auto-transformer type controls. Varying the applied line voltage from zero to 100% allows precise feeding from a few ounces to 12 tons per hour.



Power Supply	115V, 60 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	38 Watts
Full Load Power Input	2.0 Amp at 115V
Control	Model FT
Net feeder Weight	100 lb. (45 kg)

MODEL 46C

FOR FEEDING UP TO 15 TONS (13.6 MT) PER HOUR

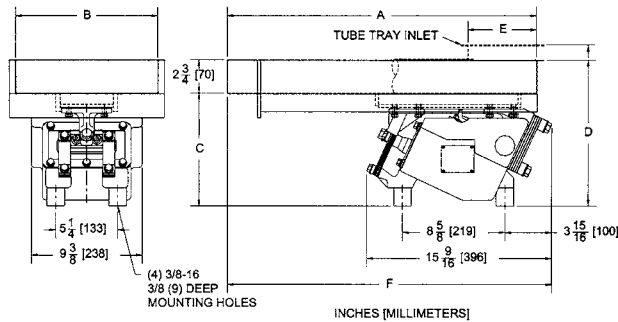
Rugged construction make this an ideal unit for medium duty industrial applications in food plants, chemical, pharmaceuticals, abrasives, plastics and other applications that demand the most precise control.



Power Supply	115V, 60 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	58 Watts
Full Load Power Input	4.2 Amp at 115V
Control	Model N12-UN-6A
Net Feeder Weight	135 lb. (61 kg)

SPECIFICATIONS

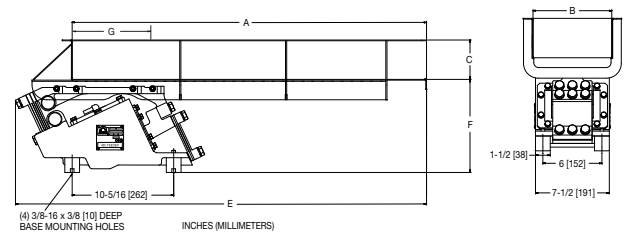
MODEL 48A



TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	36	914	8	203	9-3/8	238
Medium Flat	30	762	12	305	9-3/8	238
Wide Flat	24	610	14	356	9-3/8	238

TRAY TYPE	D		E		F	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	7-1/2	191	-	-	-	-
Narrow Flat	12-1/8	308	-	-	36-5/8	930
Medium Flat	12-1/8	308	-	-	31	787
Wide Flat	12-1/8	308	-	-	27-3/8	721

MODEL 46C



TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	36	914	8	203	4	102
Wide Flat	30	762	12	305	4	102
Small Tubular	36	914	4	102	4	102
Large Tubular	30	762	6	152	6	152

TRAY TYPE	D		E		F		G	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	13-7/16	342	41-3/4	1061	9-7/16	240	-	-
Wide Flat	13-7/8	353	39-1/4	997	9-7/8	251	-	-
Small Tubular	15	382	38-1/8	968	10	254	8	203
Large Tubular	17	432	38-9/16	980	10	254	8	203

Available for Class II, Division I, Group F, G Environments.



MODEL 56C

FOR FEEDING UP TO 20 TONS (18.1 MT) PER HOUR

Using Eriez' unique energy efficient AC drive, the Model 56C Vibratory Feeder has been computer designed to meet the most rigorous of international standards to keep pace with the future of industrial equipment.



Power Supply	115V, 60 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	75 Watts
Full Load Power Input	6.6 Amp at 115V
Control	Model N12-UN-15A
Net Feeder Weight	192 lb. (87 kg)

MODEL 66C

FOR FEEDING UP TO 25 TONS (22.7 MT) PER HOUR

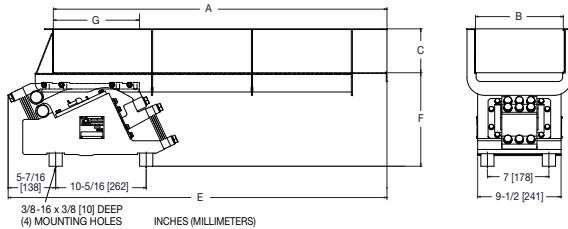
Rugged construction makes this an ideal unit for medium duty industrial applications in food plants, chemicals, pharmaceuticals, abrasives, plastics and other applications that demand the most precise control.



Power Supply	115, 60 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	90 Watts
Full Load Power Input	8.25 Amp at 115V
Control	Model N12-UN-15A
Net Feeder Weight	290 lb. (142 kg)

SPECIFICATIONS

MODEL 56C

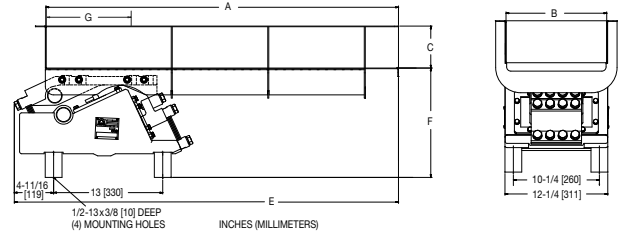


TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	38	965	10	254	4	102
Medium Flat	30	762	14	356	4	102
Wide Flat	24	610	17	432	4	102
Small Tubular	48	1219	4	102	4	102
Med. Tubular	42	1067	6	152	6	152
Large Tubular	38	965	8	203	8	203

TRAY TYPE	D		E		F		G	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	15-5/8	397	43-1/8	1096	10-5/8	270	-	-
Medium Flat	15-5/8	397	39-1/8	994	10-5/8	270	-	-
Wide Flat	14-5/8	372	29-7/16	748	10-5/8	270	-	-
Small Tubular	15-5/8	397	51-9/16	1310	10-5/8	270	8	203
Med. Tubular	18-1/8	460	45-3/4	1162	12-1/8	270	12	304
Large Tubular	20-3/8	518	41-7/16	1053	12-5/8	276	16	406

Available for Class II, Division I, Group F, G Environments.

MODEL 66C



TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	42	1067	12	305	5	127
Medium Flat	36	914	14	356	5	127
Wide Flat	30	762	16	406	4	102

TRAY TYPE	D		E		F		G	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	18	458	45 3/4	1163	13	330	-	-
Medium Flat	18	458	43 3/4	1112	13	330	-	-
Wide Flat	17 1/32	433	41 3/8	1051	13 1/32	330	-	-

Available for Class II, Division I, Group F, G Environments.

MODEL 52A

FOR FEEDING UP TO 25 TONS (22.7 MT) PER HOUR

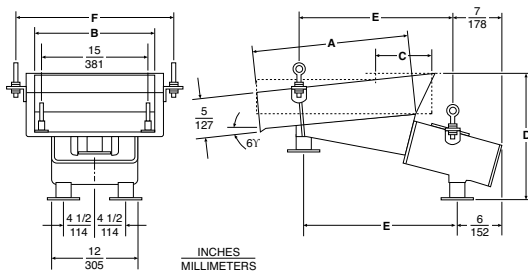
This compact but heavy duty unit is ideal for handling abrasives, slag, coal, grain, or wherever precisely controlled feeding of large volumes of dry bulk materials is required. The patented Eriez permanent magnet/electromagnet AC drive results in greatly reduced power consumption compared to competitor's units which require a rectifier power source. The simplicity of the drive virtually eliminates maintenance.



Power Supply	115V or 230V 60 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	60 Watts
Full Load Power Input	4 Amp at 115V
Control	Model N12-UN-6A
Net Feeder Weight	165 lb. (79 kg)

SPECIFICATIONS

MODEL 52A



TRAY TYPE	A		B		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	36	914	8	203	-	-
Medium Flat	24	610	12	305	-	-
Wide Flat	22	559	17	432	-	-
Tubular	48	1219	4	102	8	203
Tubular	42	1067	6	152	12	305
Half Round	36	914	8	203	12	305

TRAY TYPE	D		E		F	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	19-1/2	495	35-1/4	659	13-1/4	337
Medium Flat	17-1/2	445	23-3/4	603	17-1/4	438
Wide Flat	17-1/2	445	21-3/4	552	22-1/4	565
Tubular	18-1/4	464	30	762	9	229
Tubular	20-3/4	527	33-3/4	857	11	279
Half Round	23-1/4	591	30-1/4	768	13	330

Available for Class II, Division I, Group F, G Environments.



High Speed Electromagnetic

Eriez AC operated Hi-Speed Feeders have been designed for exceptionally high speed feeding of light, bulky materials. They provide greater economy and efficiency in feeding, filling, etc., and are ideal for use in conjunction with many weigh scale and packaging machines.

The HS-5 Feeder is capable of moving a great variety of materials at speeds up to 75 feet (23 meters) per minute. The other Hi-Vi Feeders are capable of speeds up to 60 feet (18 meters) per minute. Feed rate is simply adjusted by Eriez' variable transformer type controller. The units are light and functional and can be installed easily in a minimum of space in conjunction with other equipment – operation is virtually silent!

These feeders operate at speeds up to 75% greater than standard models; however, they do follow many of the basic tried and proven mechanical design and construction features of other Hi-Vi Feeders.

Spring System

The spring system consists primarily of an elastomeric torsion spring having high damping properties and so designed that high deflections can be tolerated without danger of early failure. Besides being tolerant of high deflection, the high damping characteristic of the elastomeric torsion spring makes it possible to operate on a broad, almost flat area at the top of the tuning curve. This makes it possible to drive the moving assembly at high deflections with maximum stability and minimum input power.

An added and important feature of the elastomeric spring is its quick-stopping characteristic due to the extremely rapid decay of vibratory energy when the unit is de-energized. This characteristic is useful in such product applications as packaging where overruns of material cannot be tolerated.

Simple Tuning

Easily adaptable for a greater variety of tray sizes and weights. Tuning, when required, is accomplished through simple replacement of an easily accessible glass fiber tuning spring. No other adjustment is necessary. Simple, clean lines—no pockets and crevices—reduces foreign matter accumulation.

Trays are of welded construction and are available in regular mild steel or 304 stainless. Rubber isolators are standard; coil spring isolators are also available.

MODELS HS10

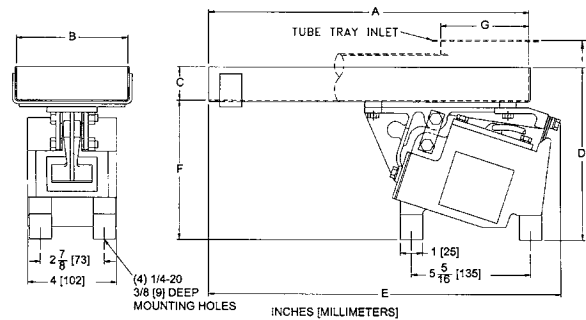
FOR FEEDING UP TO 80 CU FT (2.3 M³) PER HOUR



Power Supply	115V, 60 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	40 Watts
Full Load Power Input	1.0 Amp at 115V
Control	Model FT-115
Net Feeder Weight	25 lb. (11 kg)

SPECIFICATIONS

MODEL HS-10

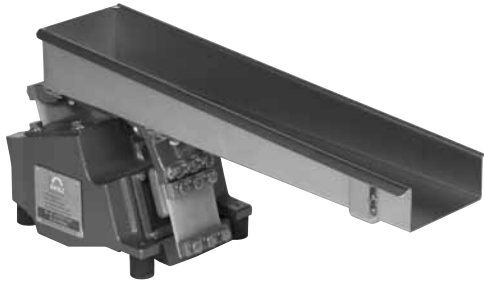


TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	18	457	3	76	1	25
Wide Flat	12	305	6	152	1-1/4	32
90 Degree V	18	457	3	76	1	25
Half Round	18	457	3	76	1-1/2	38
Tubular	17	432	3	76	2	51

TRAY TYPE	D		E		F		G	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	7 1/4	184	19 7/16	494	6 1/4	159	-	-
Wide Flat	7 1/2	191	14 1/2	368	6 1/4	159	-	-
90 Degree V	8 5/16	211	19 7/16	494	6 5/16	161	-	-
Half Round	7 3/8	187	19 3/4	502	5 7/8	149	-	-
Tubular	8 1/4	210	18 3/4	476	6 1/4	159	4	102

MODEL HS-26

FOR FEEDING UP TO 120 CU FT/HR (3.4 M³/HR)



Power Supply	115V, 60 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	37 Watts
Full Load Power Input	1.2 Amp at 115V
Control	Model FT-115
Net Feeder Weight	42 lb. (19 kg)

MODEL HS-36

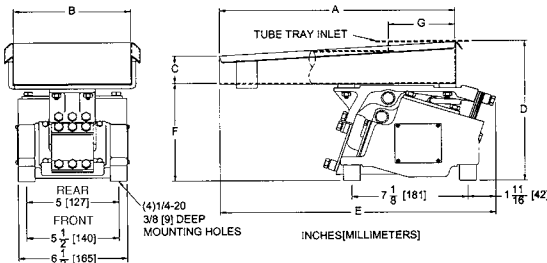
FOR FEEDING UP TO 200 CU FT/HR (5.7 M³) PER HOUR



Power Supply	115V, 60 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	75 Watts
Full Load Power Input	2.2 Amp at 115V
Control	Model N12-UN-6A
Net Feeder Weight	70 lb. (32 kg)

SPECIFICATIONS

MODEL HS-26

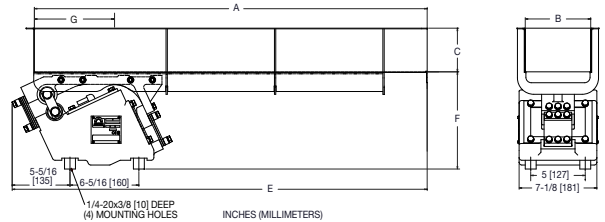


TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	20	508	4	102	1-3/4	44
Medium Flat	22	559	5	127	1-3/4	44
Wide Flat	14	356	7	178	1-3/4	44
Wide Flat	20	508	7	178	1-3/4	44
90 Degree V	20	508	3	76	1-1/2	38
90 Degree V	20	508	4	102	2	51
Small Tubular	19	483	2	51	2	51
Large Tubular	19	483	3	76	3	76

TRAY TYPE	D		E		F		G	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	8-7/8	225	22-3/8	568	6-1/4	159	-	-
Medium Flat	9	229	22	559	6-1/4	159	-	-
Wide Flat	8-7/8	225	16-3/8	416	6-1/4	159	-	-
Wide Flat	9	229	20	509	6-1/4	159	-	-
90 Degree V	8-13/16	224	22-3/8	568	6-5/16	160	-	-
90 Degree V	9-3/8	237	20	509	6-3/8	161	-	-
Small Tubular	8-3/4	222	21-3/8	543	6-1/4	159	4	102
Large Tubular	10	254	19	484	6-1/4	159	6	152

Available for Class II, Division I, Group F, G Environments.

MODEL HS-36



TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	36	914	6	152	4	102
Medium Flat	30	762	8	203	4	102
Wide Flat	24	610	10	254	4	102
Small Tubular	30	762	3	76	3	76
Large Tubular	24	610	4	102	4	102

TRAY TYPE	D		E		F	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	12-15/16	328	30-1/16	963	-	-
Medium Flat	12-15/16	328	35	887	-	-
Wide Flat	12-15/16	328	31-3/4	753	-	-
Small Tubular	13-1/8	333	34-9/16	878	9-1/8	232
Large Tubular	14-1/16	357	28-9/16	726	9-1/8	232

Available for Class II, Division I, Group F, G Environments.



MODEL HS-42

FOR FEEDING UP TO 200 CU FT (5.7 M³) PER HOUR



Power Supply	115V, 60 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	38 Watts
Full Load Power Input	2.0 Amp at 115V
Control	Model FT-115
Net Feeder Weight	100 lb. (45 kg)

MODEL HS-46

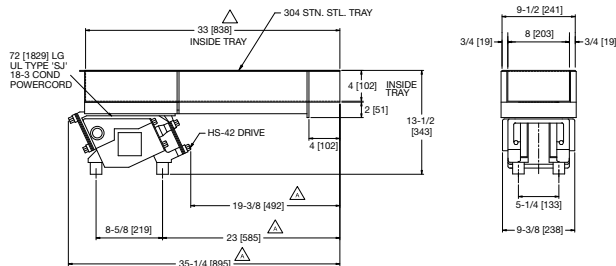
FOR FEEDING UP TO 365 CU FT (10.3 M³) PER HOUR



Power Supply	115V, 60 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	107 Watts
Full Load Power Input	2.4 Amp at 115V
Control	Model N12-UN-6A
Net Feeder Weight	135 lb. (61 kg)

SPECIFICATIONS

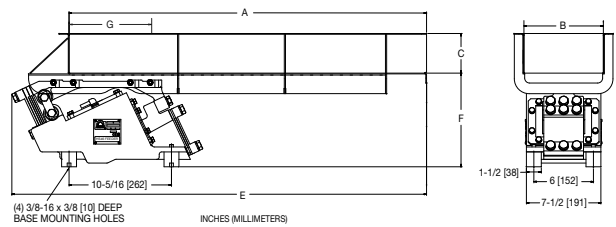
MODEL HS-42



TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	33	838	8	203	9-1/2	241
Medium Flat	30	762	12	305	9-7/16	240
Wide Flat	24	610	14	356	9-7/16	240

TRAY TYPE	D		E		F	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	12-1/8	308	-	-	36-5/8	930
Medium Flat	12-1/8	308	-	-	31	787
Wide Flat	13-15/16	308	-	-	27-3/8	721

MODEL HS-46



TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	36	914	8	203	4	102
Wide Flat	30	762	12	305	4	102
Small Tubular	36	914	4	102	4	102
Large Tubular	30	762	6	152	6	152

TRAY TYPE	D		E		F		G	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	13-7/16	342	41-3/4	1061	9-7/16	240	-	-
Wide Flat	13-7/8	353	39-3/16	995	9-7/8	251	-	-
Small Tubular	15	382	38-1/8	968	10	254	8	203
Large Tubular	17-1/2	445	38-9/16	980	10	254	8	203

Available for Class II, Division I, Group F, G Environments.

MODEL HS-56

FOR FEEDING UP TO 400 CU FT (11.3 M³) PER HOUR



Power Supply	115V, 60 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	108 Watts
Full Load Power Input	2.6 Amp at 115V
Control	Model N12-UN-6A
Net Feeder Weight	192 lb. (87 kg)

MODEL HS-66

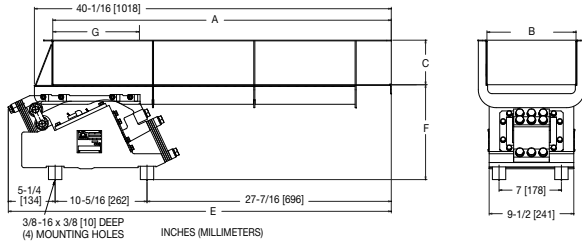
FOR FEEDING UP TO 600 CU FT (17 M³) PER HOUR



Power Supply	115V, 60 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	104 Watts
Full Load Power Input	3.2 Amp at 115V
Control	Model N12-UN-6A
Net Feeder Weight	290 lb. (132 kg)

SPECIFICATIONS

MODEL HS-56

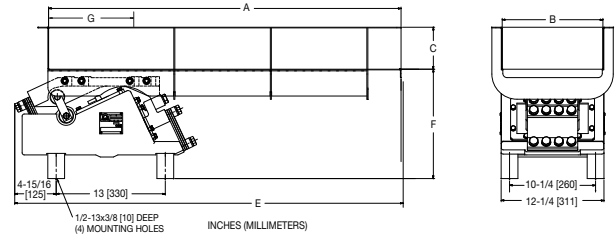


TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	38	965	10	254	5	127
Medium Flat	30	762	14	356	5	127
Wide Flat	24	610	17	432	4	102
Small Tubular	48	1219	4	102	4	102
Med. Tubular	42	1067	6	152	6	152
Large Tubular	38	965	8	203	8	203

TRAY TYPE	D		E		F		G	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	15-5/8	397	43	1092	10-5/8	270	-	-
Medium Flat	15-5/8	397	39	990	10-5/8	270	-	-
Wide Flat	14-5/8	397	29-7/16	748	10-5/8	270	-	-
Small Tubular	15-5/8	397	51-9/16	1310	10-5/8	270	8	203
Med. Tubular	18-1/8	460	45-9/16	1154	10-5/8	270	12	304
Large Tubular	20-3/8	518	41-7/16	1053	10-7/8	276	16	406

Available for Class II, Division I, Group F, G Environments.

MODEL HS-66



TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	42	1067	12	305	4	102
Medium Flat	36	914	14	356	4	102
Wide Flat	30	762	16	406	4	102

TRAY TYPE	D		E		F		G	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	18-1/2	470	47	1194	13	330	-	-
Medium Flat	18-1/2	470	44-1/2	1130	13	330	-	-
Wide Flat	18-1/2	470	41-3/8	1051	13	330	-	-

Available for Class II, Division I, Group F, G Environments.



High Deflection Electromagnetic

The new Model HD “High Deflection” Vibratory Feeder is the result of years of research to combine the higher deflection of up to 3/16-inch (4.8 mm) and lower frequency (30 cps) advantages of a mechanical feeder with the trouble-free service of an electromagnetic feeder.

Eriez unique AC drive is further enhanced by a unique patented armature design that reduces power consumption by 75% and allows the drive to be exceptionally powerful for its size.

The Model HD is designed to handle powders and leafy products that normally could not be fed successfully in an electromagnetic feeder. Feed rates of up to 80 feet per minute (24 m/min) are possible for products with a bulk density less than 10 lb/ft³ (.16 gm/cc).

The Model HD-C is designed for high amplitude and 30 cps operation where the feed may see higher material loads.

The elastomeric torsion spring provides quick stopping characteristics and protects the fiberglass springs from damage due to overstressing.

Standard control for the Model HD Feeder is Eriez’ N12G30Hz-115 solid state control. The control can vary the feed rate from zero to 100%, giving 100% range of capability. This control is housed in an NEMA 12 Type enclosure to ensure years of trouble-free service.

All units are enclosed—dust and moisture resistant. Dust-tight and epoxy-coated units are available. Patent pending electromagnetic drive utilizes rare earth magnetic technology to produce a large displacement and low power consumption (25% of normal electromagnetic drives). This revolutionary drive has an operating frequency of 30 Hz and imitates the motion of a mechanical vibrating feeder with the control of an electromagnetic feeder. Epoxy-encapsulated coil and magnet eliminate coil movement, extending trouble-free coil life. Fiberglass springs give long spring life and are not subject to corrosion. Units are base mounted. Feeder base comes with rubber isolation mounts. Trays are available in mild steel and stainless steel.

Due to the unique operating characteristics of Eriez’ high deflection feeders, it’s suggested that you send a sample of your material for feed rate conformation.

MODEL HD-36 & HD-36C
FOR FEEDING UP TO 150 CU FT/HR (8.5 M³) PER HOUR



	HD-36	HD-36C
Power Supply	115V, 40 Cycle, Single Phase	115V, 40 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	71 Watts	38 Watts
Full Load Power Input	2.5 Amps	2.9 Amps
Control	Model N12G40Hz-115	
Net Feeder Weight	120 lb. (54 kg)	

Available for 115 or 230 V operation

MODEL HD-46 & HD-46C
FOR FEEDING UP TO 400 CU FT (11 M³) PER HOUR

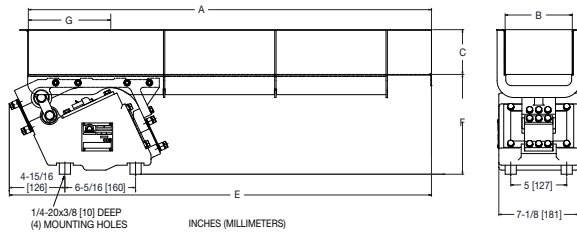


	HD-46	HD-46C
Power Supply	115V, 30 Cycle, Single Phase	115V, 30 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	106 Watts	58 Watts
Full Load Power Input	1.5 Amps	4.2 Amps
Control	Model N12G30Hz-115	
Net Feeder Weight	135 lb. (61 kg)	

Available for 115 or 230 V operation

SPECIFICATIONS

MODEL HD-36

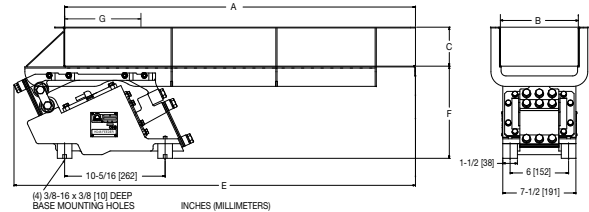


TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	36	914	6	152	4	102
Medium Flat	30	762	8	203	4	102
Wide Flat	24	610	10	254	4	102
Small Tubular	30	762	3	76	3	76
Large Tubular	24	610	4	102	4	102

TRAY TYPE	D		E		F		G	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	12-15/16	328	37-11/16	958	-	-	9	229
Medium Flat	12-15/16	328	34-11/16	882	-	-	9	229
Wide Flat	12-15/16	328	31-7/16	799	-	-	9	229
Small Tubular	13-1/16	331	34-1/4	870	6	152	9-1/16	230
Large Tubular	14-1/16	357	28-1/4	717	8	203	9-1/16	230

Available for Class II, Division I, Group F, G Environments.

MODEL HD-46



TRAY TYPE	A Tray Length		B Tray Width		C	
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	36	914	8	203	4	102
Wide Flat	30	762	12	305	4	102
Small Tubular	36	914	4	102	4	102
Large Tubular	30	762	6	152	6	152

TRAY TYPE	D		E		F		G	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	13-7/16	342	41-3/16	1046	9-7/16	240	-	-
Wide Flat	13-7/8	351	38-5/8	982	9-7/8	251	-	-
Small Tubular	14-3/16	360	37-9/16	954	9-3/16	233	8	203
Large Tubular	16-5/16	440	38-1/16	987	9-13/16	250	8	203

Available for Class II, Division I, Group F, G Environments.



MODEL HD-56 & HD-56C
FOR FEEDING UP TO 500 CU FT (14 M³) PER HOUR



	HD-56	HD-56C
Power Supply	115V, 30 Cycle, Single Phase	115V, 30 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	95 Watts	75 Watts
Full Load Power Input	1.5 Amps	6.6 Amps
Control	Model N12G30Hz-115	
Net Feeder Weight	192 lb. (87 kg)	

Available for 115 or 230 V operation

MODEL HD-66 & HD-66C
FOR FEEDING UP TO 700 CU FT (20 M³) PER HOUR

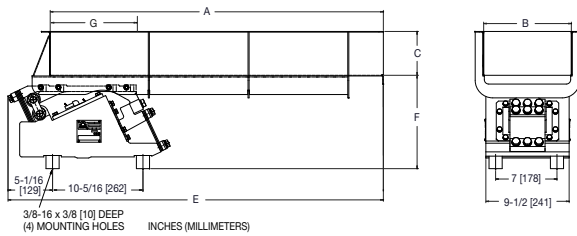


	HD-66	HD-66C
Power Supply	115V, 30 Cycle, Single Phase	115V, 30 Cycle, Single Phase
Full Load Power Consumption	165 Watts	90 Watts
Full Load Power Input	2.6 Amps	8.25 Amps
Control	Model N12G30Hz-115	
Net Feeder Weight	290 lb. (142 kg)	

Available for 115 or 230 V operation

SPECIFICATIONS

MODEL HD-56

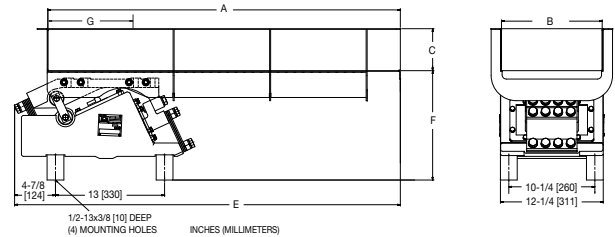


TRAY TYPE	A		B		C	
	Tray Length		Tray Width			
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	38	965	10	254	5	127
Medium Flat	30	762	14	356	5	127
Wide Flat	24	610	17	432	5	127
Small Tubular	48	1219	4	102	4	102
Med. Tubular	42	1067	6	152	6	152
Large Tubular	38	965	8	203	8	203

TRAY TYPE	D		E		F		G	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	15-5/8	397	42-13/16	1053	10-5/8	270	-	-
Medium Flat	15-5/8	397	38-13/16	1000	10-5/8	270	-	-
Wide Flat	16-1/8	410	29-7/16	748	10-5/8	270	-	-
Small Tubular	15-5/8	397	51-9/16	1310	10-5/8	270	8	203
Med. Tubular	18-1/8	460	45-1/4	1149	11-1/8	284	12	304
Large Tubular	20-3/8	518	40-15/16	1039	10-7/8	276	16	406

Available for Class II, Division I, Group F, G Environments.

MODEL HD-66



TRAY TYPE	A		B		C	
	Tray Length		Tray Width			
	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	42	1067	12	305	4	102
Medium Flat	36	914	14	356	4	102
Wide Flat	30	762	16	406	4	102

TRAY TYPE	D		E		F		G	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
Narrow Flat	18	458	45-15/16	1164	13-1/32	331	-	-
Medium Flat	18	458	43-15/16	1117	13-1/32	331	-	-
Wide Flat	18-17/32	471	41-3/8	1051	13-1/32	331	-	-

Available for Class II, Division I, Group F, G Environments.

DESIGNING FOR SPECIAL APPLICATION REQUIREMENTS

Eriez' experience in designing unique feeder units and trays for special applications, plus computerization of vibratory feeder variables, means that unusual requirements can be met quickly and economically.



Meeting non-typical requirements for unique applications is common of Eriez. Experienced engineers, production specialists and state-of-the-art manufacturing easily handle difficult tasks.



Eriez Vibratory Feeders serve as efficient screen separators. Scalping, sizing and de-dusting can be achieved with our vibratory screens. Screeners such as this HD-66 with tool-less screen removal are sanitary and user friendly.



Tubular trays – part of an enclosed system used for hot or gassy products – are a standard option on most Eriez Hi-Vi feeders.

Feeders with tube trays such as the 56C are used when handling dusty materials and also to protect sensitive products from outside contamination. Multiple drives arranged longitudinally either above or below tray make efficient conveyors in lengths up to 20 feet (6 meters).



Long narrow trays can be furnished to form vibratory conveyors. They can be supplied in other shapes as well, such as tubular, "V-type" and half round. They can be lined or coated to offset abrasion or noise. Many other variations are also available.



Hi-Vi Volumatic Feeder Machines

Eriez Hi-Vi Volumatic Feeder Machines provide dual vibratory action to assure the proper flow of dry bulk material for measured discharge rates.

These one-piece, compact, rugged assemblies are ideal for use in conduction with weigh scales, packaging and bagging equipment, small batch operations, and where additive feeding is being performed either continuously or intermittently.

Each Hi-Vi Volumatic Feeder Machine has been scientifically designed in size, shape and vibratory action to give you the most efficient precision feeding possible. Models are available in three popular sizes, with variable feed rates ranging from a few pounds to 15 tons per hour.

Operating Benefits

Positive control of feed, so important to packaging and bagging operations, is assured by the elimination of rear-end dead spots and front-end flip. The rugged hopper with adjustable discharge spout is easily removed from the frame for cleaning. All models are available for dusty locations—and as specially constructed units for installation in those areas where Class II, Group G equipment is normally used.

Eriez' standard line of Hi-Vi Feeders and Bin Vibrators with their proven, exclusive construction features and operating advantages are the components used to make these feeder machine assemblies.

All models are furnished with compact, maintenance-free, variable transformer type AC controls. The box can be installed

on the frame of the unit or remotely in any convenient location. The controller can be furnished with a dual control for "fast" and "dribble" feed rates where necessary. Various timers are available for any number of timed or intermittent feeding phases.

The Eriez Hi-Vi drive system, based on a permanent magnet, replaces rectifiers by providing an inherent rectification system. This means more operating forces, no energy lost to the rectifier, more efficiency.

Entirely Enclosed Unit

The Hi-Vi Vibratory Feeders and Bin Vibrators used in these Feeder Machines are entirely enclosed. The feeder is so designed that the drive elements are completely protected against damage or decreased efficiency due to contamination by moisture and foreign materials.

Uniformity of Feed

The Feeders are designed to produce the most uniform feed possible, consistent with the wide variety of existing field applications. They provide instant starts and stops with a minimum of product carry-over.

Operation

In operation, the adjustable spout at the bottom of the hopper can be adjusted as required to obtain the optimum depth of flow. Once this has been established and the adjustable spout secured, the best feed and vibration rates of the feeder and the unit vibrator can be obtained by adjusting the double controller.

Timing and/or dual feeder control functions can be obtained with special controllers designed to provide such functions.

SPECIAL FEEDER MACHINES



MODEL VFM 15-1-20

FOR FEEDING UP TO 12 TONS (10.9 MT) PER HOUR

1 cu ft (.03 m³) Conical Polyethylene Hopper
 (Food Grade Material)
 Model 15A w/4 x 20 (100 x 500 mm)
 M.S. Tray
 20N Bin Vibrator
 Model VFT-115 Control
 Capacity 40 cu ft/hr (1.13 m³/hr) of Dry Granular Material
 Weight Approximately 75 lbs (34 kg)

Options Available

1 cu ft (.03 m³) Polyethylene Extension Rings
 Rectangular Mild Steel or Stainless Steel Hopper
 Stainless Steel Tray
 Head Load Deflector
 Dual Rate Controls and Timers
 Covers

MODEL VFM 56-4-30

FOR FEEDING UP TO 12 TONS (10.9 MT) PER HOUR

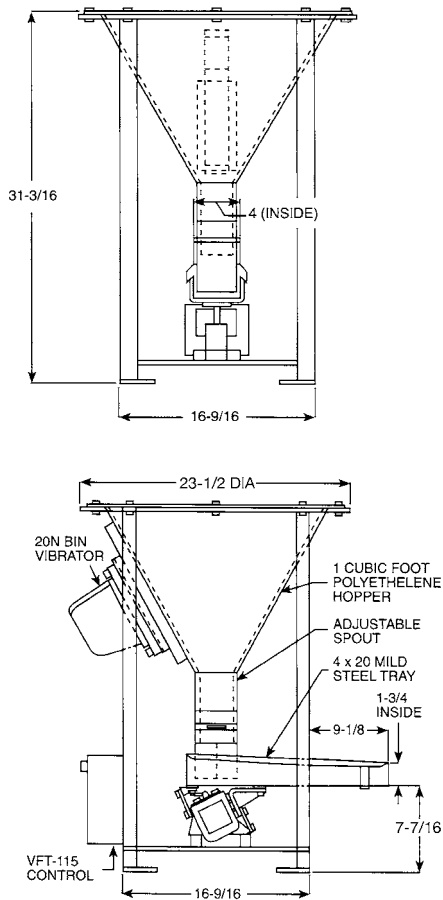
4 cu ft (.12 m³) Conical Polyethylene Hopper
 Model 56C w/10 x 38 (254 x 965 mm)
 M.S. Tray
 30N Bin Vibrator
 Model H-12-VGHS-115 Control
 Capacity 80 cu ft/hr (2.4 m³/hr) of Dry Granular Material
 Weight Approximately 750 lbs (340 kg)

Options Available

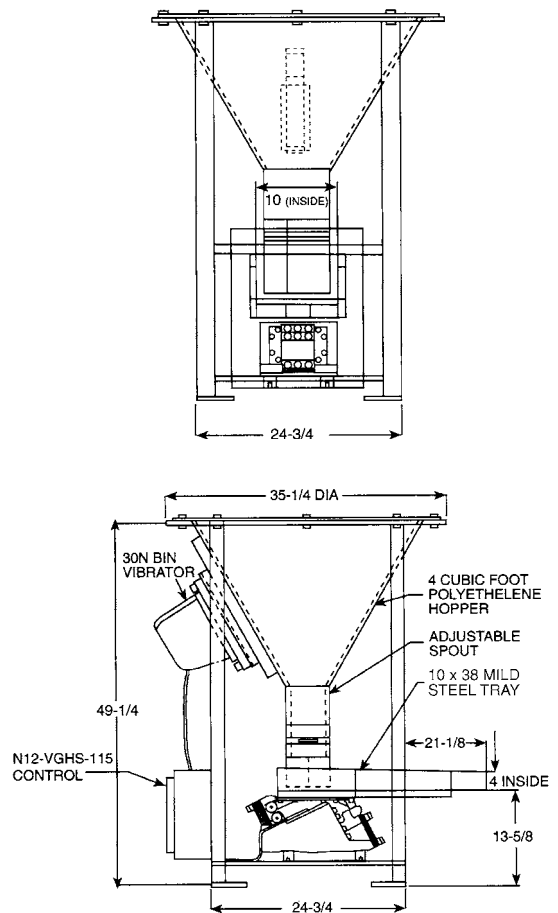
2 cu ft (.06 m³) Polyethylene Extension Rings
 Rectangular Mild Steel or Stainless Steel Hopper
 Stainless Steel Tray
 Head Load Deflector
 Dual Rate Controls and Timers
 Covers

DIMENSIONS

MODEL VFM 15-1-20



MODEL VFM 56-4-30

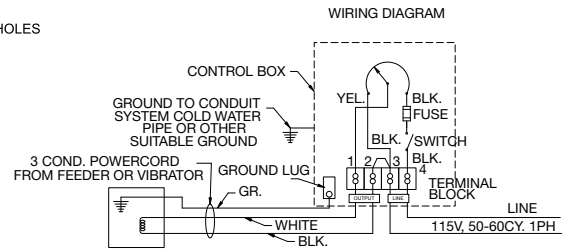
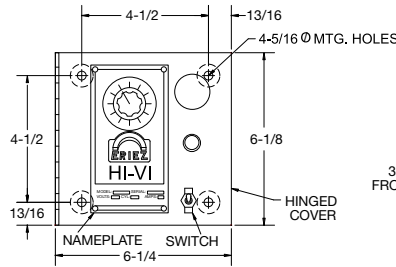


CONTROLS

FT-115

Features

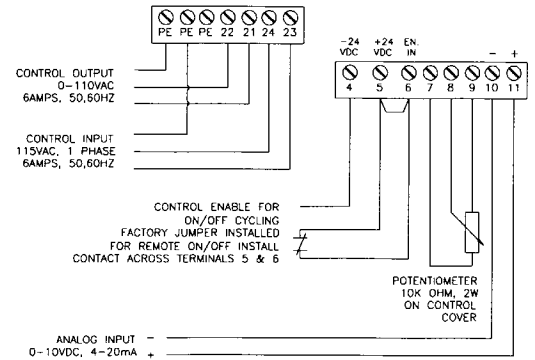
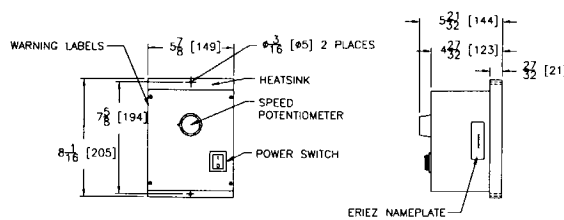
- Standard NEMA 1 enclosure
- Variable transformer adjustment
- Excellent linearity adjustment
- 115 volt operation (2 amp rating)



UNICON

Features

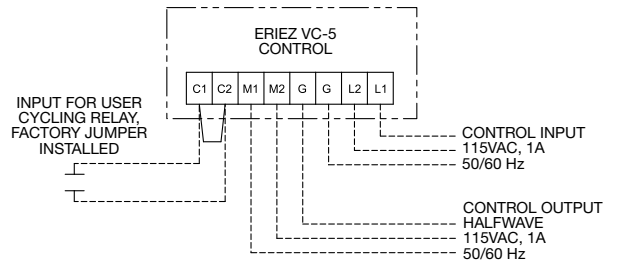
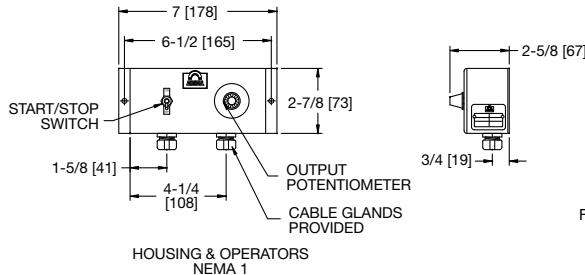
- Standard NEMA 12 enclosure (IP54) NEMA 4X available
- Solid-state design
- Remote on/off
- Analog signal capable
- 115 or 230 volt operation (2 to 15 amp models)



VC5

Features

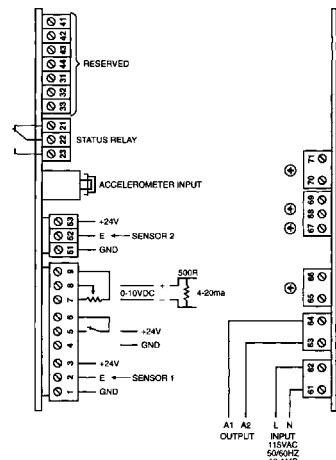
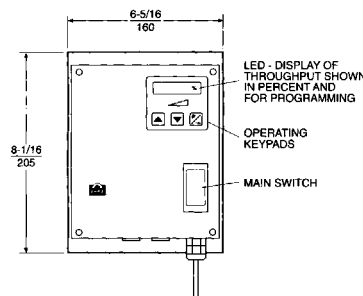
- Standard NEMA 1 enclosure
- Solid-state design
- Remote on/off
- 115 volt operation (1 amp rating)



G30Hz

Features

- Standard NEMA 12 enclosure (IP54) NEMA 4X available
- Solid-state design
- Remote on/off
- Analog signal capable
- Tray deflection monitoring available
- 115 or 230 volt operation (12 amp rating)





PRELIMINARY VIBRATORY SPECIFICATION SHEET

CONTACT INFORMATION

DATE: _____
 CUSTOMER NAME: _____
 ADDRESS: _____
 CITY: _____ STATE: _____ ZIP: _____
 CONTACT: _____ PHONE: _____
 TITLE: _____ EMAIL: _____

APPLICATION DETAILS

FEEDER FED FROM: _____ NO. OF UNITS: _____
 FEEDER DISCHARGES TO: _____
 BULK DENSITY: _____ PRODUCT TEMP: _____
 CAPACITY: _____ AMBIENT TEMP: _____
 PARTICLE SIZE: _____ ABBRASIVE: _____
 ANGLE OF REPOSE: _____ MOISTURE %: _____

EQUIPMENT DESIGN

OPERATING VOLTAGE: VOLTAGE: _____ HZ: _____
 IS FEEDER CYCLED ON/OFF: NO: _____ YES: _____ HOW OFTEN: _____
 DRIVE LOCATION: BELOW TRAY: _____ ABOVE TRAY: _____
 MOUNTING: BASE: _____ SUSPENSION: _____
 TRAY SIZE: WIDTH: _____ LENGTH: _____ DEPTH: _____
 TRAY TYPE: OPEN: _____ ENCLOSED: _____ TUBE: _____
 OTHER: _____
 IF ENCLOSED: INLET INFO: _____ OUTLET INFO: _____
 TRAY MATERIAL: MILD STEEL: _____ 304 SS: _____ OTHER: _____
 SANITARY CONSTRUCTION: NO: _____ YES: _____ DESCRIPTION: _____

CONTROL REQUIREMENTS

CONTROL REQUIRED: NO: _____ YES: _____ NEMA ENCLOSURE TYPE: 1 12 4 4X SS
 SIGNAL FOLLOWING: NO: _____ YES: _____ OTHER: _____
 IF YES, 4-20 MA CD OR 0-10 VDC: _____

OTHER REQUIREMENTS

SCREEN: NO: _____ YES: _____ DESCRIPTION: _____

VIBRATORY FEEDERS AT WORK

Eriez Vibratory Feeders are at work in nearly every industry. Shown here are just a few of the many varied applications.



In one of the world's largest walnut processing facilities, all nutmeats are given a rigid final inspection before packaging. This involves use of 40 Eriez Vibratory Feeders to maintain a constant, uniform flow of nutmeats to inspectors at final grading tables.



Eriez 56C Tandem Drive feeder metering material from a hopper to a bucket elevator. Consistent feed is required for uniform bucket fill, spillage control and optimum bucket lift performance.

An Eriez vibratory feeder is feeding toppings onto cookies. The precise feed of Eriez electro-magnetic feeders provide the flow control needed to meet difficult quality control standards.



Note: Some safety warning labels or guarding may have been removed before photographing this equipment

Eriez and Eriez Magnetics are registered trademarks of Eriez Manufacturing Co., Erie, PA
©2010 Eriez Manufacturing Co. • All Rights Reserved

Web Site: <http://www.eriez.com>

e-mail: eriez@eriez.com

Telephone 814/835-6000 • 800/345-4946 • Fax 814/838-4960 • International Fax 814/833-3348

HEADQUARTERS: 2200 Asbury Road, P.O. Box 10608, Erie, PA 16514-0608 U.S.A.

MANUFACTURING: Australia • Brazil • Canada • China • India • Japan • Mexico • South Africa • United Kingdom • United States

World Authority in Advanced Technology for Magnetic, Vibratory and Inspection Applications

