

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

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

“ Diseño de una Llenadora Rotativa para Embotellado de Agua
Natural Sin Gas “.

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de :

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por :

Richard Christian Lavayen García

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año : 2004

A G R A D E C I M I E N T O

A todas las personas que de uno u otro modo colaboraron en la realización de este trabajo y especialmente en el Ing. Ernesto Martínez Director de Tesis, por su invaluable ayuda .

DEDICATORIA

MIS PADRES

A MIS HERMANOS

A MI ESPOSA

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Ernesto Martínez L.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Federico Camacho B.
VOCAL

Ing. Manuel Helguero G.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“ La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL “

Richard Christian Lavayen García

INTRODUCCIÓN

El negocio del agua natural sin gas embotellada en el Ecuador, nace en Guayaquil alrededor de mediados de la década de los 80 con la primera planta industrial AGUA CRISTAL. Esta planta sale al mercado con el envase de botellón de 5lts. Desde aquella época hasta nuestros días han ido apareciendo en el mercado nacional un sin número de plantas y marcas embotelladoras de agua.

Los numerosos problemas de potabilización y distribución de agua potable en la ciudad de Guayaquil, fueron los principales alicientes para el crecimiento vertiginoso que ha tenido y sigue teniendo el negocio del agua embotellada. A esto hay que sumarle el atractivo que presenta el bajo costo de la materia prima, de manera que actualmente llegan al mercado de Guayaquil alrededor de 74 marcas conocidas de agua de las cuales 50 marcas aproximadamente pertenecen a la provincia del Guayas.

Todas estas marcas de agua circulan en la ciudad con el envase de mayor acogida que es el de 500cc. sin embargo, la ciudadanía ha tenido una serie de problemas de salud al ingerir agua embotellada de algunas de estas marcas (algunas de ellas sin registro sanitario o con registro en trámite). Lo que ha obligado a las autoridades de salud a ejercer más control en la calidad de agua embotellada que se vende en la ciudad.

De un muestreo de control de calidad de agua realizado por la Facultad de Ingeniería Química de la Universidad Estatal de Guayaquil en el mes de noviembre a 48 diferentes marcas de agua que se venden en la ciudad, se encontró que el 31.25% de las marcas de agua embotelladas no son aptas para el consumo humano, presentando diferentes problemas tanto en el análisis físico químico como en el micro-biológico. Presentándose debido a problemas de un mal proceso de tratamiento de agua o un tratamiento anti-técnico o artesanal en el proceso de embotellado.

De manera que estos problemas presentes en el negocio del agua embotellada han permitido el desarrollo del presente trabajo de investigación. En esta tesis se aborda únicamente el proceso de embotellado o llenado de agua en los envases, dando la oportunidad a que los otros procesos relacionados con el embotellado sean análisis de otras tesis.

La necesidad del diseño de una llenadora rotativa para embotellado de agua natural sin gas, responde al hecho de que la demanda creciente del producto en envase de 500cc., no puede ser satisfecha en máquinas artesanales de baja producción, donde los problemas de manipulación dan la oportunidad a la contaminación del producto que llega a manos del consumidor y atentan contra la salud de los mismos. Por tanto el desarrollo de este proyecto,

aplicando los conocimientos técnicos adquiridos en la ESPOL, sumado a la experiencia profesional permiten presentar una máquina que recoge el principio de operación de máquinas ya existentes en los mercados internacionales, ajustada a las necesidades locales pero con mano de obra y dirección técnica ecuatoriana.

RESUMEN

El creciente incremento del consumo de agua natural sin gas en el mercado de los refrescos y la poca inversión relacionada con la materia prima que se ocupa, ha llevado a la aparición de múltiples plantas productoras de agua embotellada. Ésta situación sumada a la competencia de precios por ganar el mercado local, ha generado problemas en ésta actividad. Los mismos que se reflejan en el manejo artesanal y poco técnico del proceso de embotellado, llegándose al extremo de realizar ésta operación en grifos domiciliarios lo que da como resultado la falta de total salubridad.

Estos inconvenientes presentes en ésta industria abren la oportunidad para la presentación de éste trabajo, en el que se diseñará una llenadora rotativa para embotellado de agua natural sin gas con todos sus componentes; con el propósito de darle un manejo técnico al producto, evitando su manipulación inadecuada y además permitiendo mejorar la eficiencia de las empresas dedicadas a ésta labor.

En el desarrollo del presente trabajo se considera el análisis cinético y cinemático que se genera en los elementos móviles de la máquina

llenadora, así como también, el diseño y fabricación de una válvula de llenado prototipo, la misma que se somete al análisis de las teorías de la mecánica de los fluidos, luego de lo cual se la somete a diferentes pruebas para determinar su eficiencia. Haciendo uso de ésta información y aplicando la teoría de la resistencia de los materiales y los conocimientos de la ingeniería mecánica recibidos en la ESPOL se seleccionan los elementos que componen la llenadora en función de los materiales más apropiados y económicos que se encuentran en el mercado local.

Todos éstos análisis permiten la obtención del diseño integro de la máquina llenadora con sus planos de construcción y un análisis económico comparativo que mostrará la factibilidad de desarrollar éstos equipos específicos con tecnología nacional o mejorarlos, permitiendo la formación de nuevas fuentes de trabajo.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	II
INDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS	IV
SIMBOLOGIA	V
INDICE DE FIGURAS	VI
INDICE DE TABLAS	VII
INDICE DE PLANOS	VIII
INTRODUCCIÓN	1
CAPITULO 1	
1.- DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN DE AGUA	
EMBOTELLADA.....	4
1.1. Proceso de Purificación del Agua.....	4
1.2. Proceso de Embotellado y Embalaje.....	10

1.3. Velocidades Típicas de Producción.....	17
1.4. Análisis del Problema.....	20
1.5. Alternativas de Solución.....	21

CAPITULO 2

2. TIPOS DE LLENADORAS.....	25
2.1 Llenadoras Semiautomáticas y Automáticas.....	27
2.2 Llenadoras Lineales.....	27
2.3 Llenadoras Rotativas.....	32
2.4 Selección de la Llenadora a Diseñar.....	32

CAPITULO 3

3. DISEÑO DE FORMA DE LA LLENADORA ROTATIVA.....	35
3.1 Llenadora Rotativa y sus Partes.....	35
3.2 Parámetros de Diseño.....	40
3.3 Dimensiones Generales.....	58
3.4 Diseño Geométrico de los Elementos Principales.....	74
3.4.1 Tanque de Llenado.....	74
3.4.2 Válvulas de Llenado.....	77
3.4.3 Columna Central.....	81
3.4.4 Plato Porta Pistones.....	87

3.4.5	Juego de Manejo de Botellas.....	89
3.4.6	Leva Elevadora de Pistones.....	109
3.4.7	Transportador de Alimentación.....	114
3.4.8	Tornillo de Alimentación.....	117
3.4.9	Engranajes de Rodillo.....	122
3.4.10	Tren de Engranajes.....	131
3.4.11	Estructura Base.....	134

CAPITULO 4

4.	OPERACIÓN DE LOS SISTEMAS DE LA LLENADORA.....	138
4.1	Sistema de Llenado.....	138
4.2	Sistema de elevación del Tanque.....	144
4.3	Sistema de Transferencia.....	148
4.4	Sistema Elevador de Botellas.....	153
4.5	Sistema de Alimentación de Botellas.....	156

CAPITULO 5

5.	DISEÑO MECÁNICO DE LA MÁQUINA LLENADORA.....	158
5.1	Análisis Cinemático de los Elementos Móviles.....	158
5.2	Análisis y Selección de la Cadena del Transportador.....	182
5.3	Cálculo de Potencia del Sistema de Transportación y Selección de Engranajes.....	195

5.4	Análisis de las Fuerzas del Tren de Engranajes.....	203
5.5	Diseño de la Válvula.....	232
5.6	Diseño del Tanque de Llenado.....	248
5.7	Diseño de la Columna Central.....	266
5.8	Diseño del tren de engranajes.....	323
5.9	Diseño del transportador.	341
5.10	Diseño del Sistema Eléctrico y de Control	354

CAPITULO 6

6.	ANÁLISIS DE COSTOS.....	357
6.1	Costos de Materiales.....	357
6.2	Costos de Equipos.....	360
6.3	Costos de Mano de Obra Directa.....	362

CAPITULO 7

7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	366
----	-------------------------------------	-----

APÉNDICE

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

AISI	American Iron and Steel Institute
ASTM	American Society for Testing and Materials
A°	Amperio
BPD	Botellas por dia
BPM	Botellas por minuto
CC	Centímetro cúbico
Cm ³	Centímetro Cúbico
ft	Pie
ft ³	Pie Cúbico
G	Giga
g	Gramo
H'	Potencia corregida
HP	Caballo de potencia
J	Joule
K	Kilo
Kg	Kilo gramo
Lt	Litro
M	Mega
mm	Milímetro
m ²	Metro cuadrado
m ³	Metro cúbico
N	Newton
Pa	Pascal
Psi	Libras por pulgada cuadrada
Pulg	Pulgada
Rad	Radianes
RPM	Revoluciones por minuto
SAE	Sociedad de Ingenieros Automotrices
Seg.	Segundos

S2	Segundos cuadrados
V	Voltios
W	Wattios

SIMBOLOGÍA

A	Área
B	Bomba
C	Carga dinámica
Cc	Coefficiente critico
c	Distancia mas alejada del eje neutro
D	Diámetro
Di	Diámetro interior
De	Diámetro exterior
Dp	Diámetro de circulo de paso
DP	Diámetro de paso
Dm	Diámetro medio
F	Fuerza, fase, carga
I	Momento de inercia de masa
J	Segundo momento polar de área
K	Coefficiente de válvula, limite de fatiga
k	Radio de giro
L	Longitud, duración o vida
M	Momento de fuerza, motor
m	Masa
N	Neutro, número de dientes
Nf	Número de filete
Nr	Número de diente de rueda
n	Factor de seguridad
nh	Número de hilos
P	Paso, fuerza
Q	Caudal
R	Radio
r	Radio de giro
Rcp	Radio de centro de paso
S	Modulo resistente

T	Momento de torsión
t	Tiempo
V	Velocidad tangencial, volumen
W	Peso, carga
w	Velocidad angular
Wt	Fuerza tangencial
x	Distancia entre dos ejes
Ø	Diámetro
n	Número de Ánodos
P	Potencia.

ÍNDICE DE FIGURAS

		Pag
Figura 1	Flujo grama del proceso de purificación del agua.....	6
Figura 2	Proceso de purificación.....	9
Figura 3	Flujo grama de proceso de embotellado.....	12
Figura 4	Proceso de embotellado.....	13
Figura 5	Flujo grama de proceso de embalaje.....	15
Figura 6	Proceso de embalaje.....	16
Figura 7	Clasificación de las llenadoras de líquidos.....	26
Figura 8	Llenadoras lineales semiautomáticas.....	29
Figura 9	Llenadora lineales automáticas.....	30
Figura 10	Llenadora automática rotativa.....	31
Figura 11	La llenadora rotativa y sus partes.....	38
Figura 12	La llenadora rotativa y sus partes.....	39
Figura 13	Sentido de llenado.....	56
Figura 14	Paso del tanque de llenado.....	67
Figura 15	Geometría de las guías de cuerpo.....	102
Figura 16	Geometría de las bases de deslizamiento.....	108
Figura 17	Geometría de los centros de rotación.....	132
Figura 18	Estructura Base	137
Figura 19	La operación de la válvula.....	143
Figura 20	Columna central.....	147
Figura 21	Juego de manejo de botellas.....	151
Figura 22	Bases de deslizamiento.....	152
Figura 23	La llenadora rotativa: Sistema elevador de botellas.....	155
Figura 24	La llenadora rotativa: Sistema de alimentación de botellas..	157
Figura 25	Sistema del tren de engranajes.....	163
Figura 26	Análisis del tren de engranajes.....	164
Figura 27	Análisis cinemático de la estrella de entrada y Transportador.....	167
Figura 28	Análisis cinemático del transportador.....	170

Figura 29	Análisis cinemático del reductor de tiro del Transportador.....	174
Figura 30	Análisis cinemático del tornillo y la estrella de entrada.....	177
Figura 31	Análisis cinemático de la caja del tornillo	180
Figura 32	Transportador y sus partes.....	194
Figura 33	Análisis de la fuerzas en el engranaje 27.....	209
Figura 34	Análisis de la fuerzas en el engranaje 18 - 19.....	213
Figura 35	Análisis de la fuerzas en el plato porta pistones.6.....	220
Figura 36	Análisis de la fuerzas en el engranaje 21.....	225
Figura 37	Análisis de la fuerzas en el engranaje 22.....	230
Figura 38	Aplicación de la ecuación de Bernulli entre dos puntos.....	237
Figura 39	Paraboloide de revolución del tanque de la llenadora...	249
Figura 40	Diagrama de cargas para diseño del tanque.....	254
Figura 41	Consideración de cargas para diseño del tanque.....	261
Figura 42	Diagrama de cargas para el diseño del disco de refuerzo.	263
Figura 43	Cargas que soporta el eje elevador.....	268
Figura 44	Posición critica de operación del eje elevador.....	270
Figura 45	Análisis de fuerzas del sistema del tanque y el Eje elevador.....	271
Figura 46	Diagrama de fuerzas en eje elevador.....	274
Figura 47	Diagrama de fuerzas sobre el plato pota-pistones.....	291
Figura 48	Diagrama de fuerzas que actúan en la columna.....	298
Figura 49	Diagrama de fuerzas que actúan sobre la chavetas.....	312
Figura 50	Selección del rodamiento en la sección A-B-C.....	322
Figura 51	Tren de engranaje y sus dimensiones.....	324
Figura 52	Diagrama de fuerzas que actúan en el transportador.....	342
Figura 53	Diagrama eléctrico de fuerza y control.....	356

ÍNDICE DE TABLAS

		Pag
Tabla 1	Matriz de decisión para la selección de la llenadora Que se va a diseñar.....	34.
Tabla 2	Posibles productos que se pueden llenar.....	42
Tabla 3	Dimensiones generales de los envases.....	46
Tabla 4	Determinación de las variables de los parámetros De diseño.....	57
Tabla 5	Velocidad estimada de producción.....	65
Tabla 6	Parámetros para la determinación de las dimensiones Generales.....	73
Tabla 7	Desarrollo del perfil de la leva.....	111
Tabla 8	Resultados del análisis cinemático de los elementos Móviles.....	181
Tabla 9	Resultado del análisis de fuerzas del tren de Engranajes.....	231
Tabla 10	Caudal teórico y real para una válvula de llenado.....	246.
Tabla 11	Resultados del análisis de flexo-compresión para Diseño del eje elevador del tanque.....	287
Tabla 12	Matriz de decisión para selección del material para construcción del eje elevador del tanque de llenado.....	289
Tabla 13	Esfuerzos principales presentes en el Cuerpo de columna.....	302
Tabla 14	Esfuerzos de fatiga presentes en el Cuerpo de columna.....	308
Tabla 15	Resultado del análisis de flexión y torsión Del cuerpo de columna.....	309
Tabla 16	Resultado del análisis del diseño del tren de engranajes...	333
Tabla 17	Número de dientes y diámetros primitivos Del tren de engranajes.....	340

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Envase de 350 cc.....	47.
Plano 2	Envase de 500 cc.....	48
Plano 3	Envase de 1000 cc.....	49
Plano 4	Envase de 1500 cc.....	50
Plano 5	Envase de 2000 cc.....	51
Plano 6	Envase de 4000 cc.....	52
Plano 7	Geometría del tanque de la llenadora.....	76
Plano 8	Geometría de las válvulas de llenado.....	79
Plano 9	Geometría del control de nivel del tanque.....	80
Plano 10	Geometría de la columna: anillo espaciador.....	83
Plano 11	Geometría de la columna: camisa de arrastre.....	84
Plano 12	Geometría de la columna: Cuerpo, tuerca, contratuerca..	85
Plano 13	Geometría de la columna: Eje elevador del tanque.....	86
Plano 14	Geometría del plato porta -pistones.....	88
Plano 15	Geometría de las estrellas de entrada y transferencia.....	94
Plano 16	Geometría de las estrellas del capsulador y salida.....	98
Plano 17	Geometría de las estrellas: Tambor porta estrella Entrada y transferencia.....	103
Plano 18	Geometría de las estrellas: Tambor porta estrella Capsulador y salida.....	104
Plano 19	Geometría de las manzanas porta estrellas.....	107
Plano 20	Geometría de los elevadores camisa-pistón-rodillo.....	112
Plano 21	Geometría de la leva.....	113
Plano 22	Geometría del transportador.....	115
Plano 23	Geometría del tornillo sin fin.....	121
Plano 24	Geometría del engranaje de rodillo.....	130
Plano 25	Geometría del tren de engranaje.....	133
Plano 26	Geometría del reductor de tiro del transportador.....	135
Plano 27	Geometría de la estructura.....	136

BIBLIOGRAFÍA

SINGER FERDINAND
RESISTENCIA DE MATERIALES
EDITORIAL PUBLICACIONES UNIVERSITARIAS
TERCERA EDICIÓN
PGS. 378,379

LARBURU ARIZABALAGA NICOLAS
MAQUINAS PRONTUARIO
EDITORIAL PARANINFO, S.A.
SEXTA EDICIÓN
PGS. 520.

BAUMEISTER THEODORE
MARKS MANUAL DEL ING. MECANICO
EDITORIAL Mc.GRAW HILL
SEGUNDA EDICION
PGS. 551-552

SHIGLEY JOSEPH & MISCHKE CHARLES
MECHANICAL ENGINEERING DESIGN
EDITORIAL Mc. GRAW HILL
QUINTA EDICION
PGS. 283-314

SHIGLEY JOSEPH & MITCHEL LARRY
DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA
EDITORIAL Mc. GRAW HILL
TERCERA EDICION
PGS. 312-355 ; 630-648

ENGINEERING MANUAL
REX TABLE TOP CHANGE
PGS. 74,75,76

CASIILLA L.A
CALCULO DE TALLER
EDICIONES MAQUINA HERMOSILLA
XXIII EDICION
PGS. 155-187

MANUAL DE CONSTRUCCIÓN EN ACERO A.I.S.C.
FOLLETO ESPOL (FACULTAD DE INGENIEIRIA MECÁNICA)
PGS.5-19,5-22.

ATLAS DE ELEMENTOS DE MAQUINAS Y MECANISMOS
EDICIONES CEAC S.A.
PGS. 192

CAPITULO 1

1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN DE AGUA EMBOTELLADA

Es cada vez más frecuente observar el aumento en la demanda de agua embotellada en el mercado, lo que hace necesario exigir un mejor y tecnificado proceso de producción de agua, de modo que dicho proceso se lo puede dividir en tres fases:

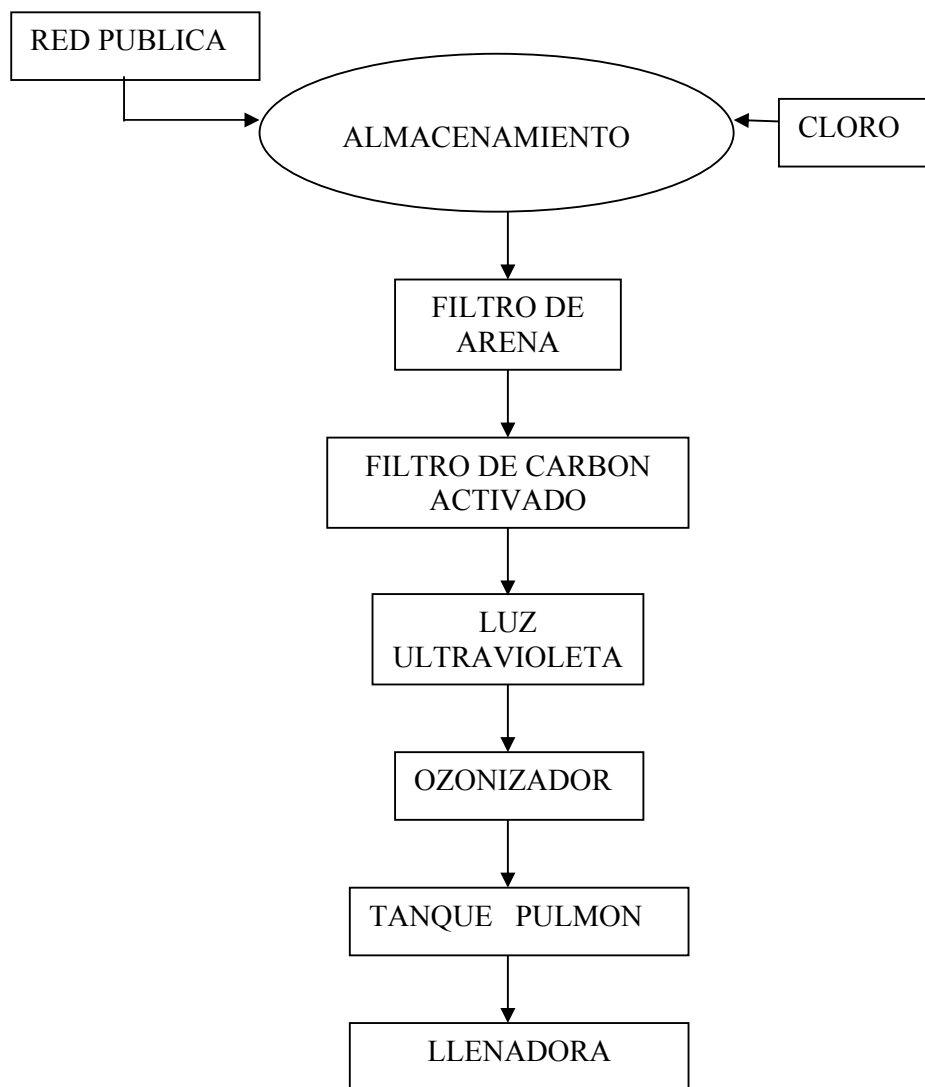
- a).- Proceso de purificación del agua.
- b).- Proceso de embotellado.
- c).- Proceso de embalaje.

1.1 PROCESO DE PURIFICACIÓN DEL AGUA

Este proceso se realiza con el propósito de eliminar los posibles elementos extraños que contaminan el agua que la convierten en un producto no apto para el consumo humano. Para que el agua a ser embotellada alcance el grado de pureza requerido ésta debe pasar por los siguientes elementos de purificación:

- 1.- ALMACENAMIENTO
- 2.- FILTRO DE ARENA
- 3.- FILTRO DE CARBON ACTIVADO
- 4.- FILTRO PULIDOR
- 5.- LUZ ULTRAVIOLETA
- 6.- OZONIZADOR

Ver Fig. 1

FIGURA 1. FLUJOGRAMA DEL PROCESO DE PURIFICACIÓN DEL AGUA

El ciclo se inicia en el elemento de **Almacenamiento** el mismo que puede ser una **Cisterna** o un **Tanque** donde el agua es tratada con Hipoclorito de Sodio en concentraciones de 3 a 4 ppm; ésta clorinación impide la formación de microorganismos en el agua almacenada; en ésta etapa el agua debe permanecer mínimo 2 horas. Luego, mediante el uso de bombas el agua pasa a **Filtros de Arena y Grava** en los que se detienen los sólidos en suspensión o partículas más grandes; el agua filtrada es ahora obligada a pasar por un **Filtro de Carbón Activado** el cual elimina los olores y sabores presentes en el agua producidos por la materia orgánica y el cloro presente. En estas condiciones el agua es conducida a los **Filtros Pulidores** que son elementos de cartuchos sintéticos con micro perforaciones que retienen cualquier partícula de carbón presente en el agua. El siguiente paso consiste en hacer pasar el agua a través de una **Lámpara Ultravioleta** que inhibe la capacidad de reproducción de las bacterias que pudieran haber en los procesos anteriores, quedando el agua totalmente pura.

Finalmente para mantener el agua en su estado de pureza e impedir la formación de microorganismos contaminantes se aplica al agua una fuente de **Ozono** es decir, el agua ingresa a un tanque mezclador en la que también se inyecta O_3 el cual tiene propiedades bactericidas, la misma que ayuda a que el agua continúe pura hasta su paso por un **Tanque Pulmón**

justo antes de entrar a la **Llenadora** y comenzar el proceso de embotellado. Ver Fig. 2

1.2 PROCESO DE EMBOTELLADO Y EMBALAJE

Proceso de Embotellado

Independiente del proceso de filtrado se requiere que la botella sea etiquetada y tratada antes de completar el proceso de embotellado.

Este proceso esta determinado por los siguientes elementos:

1.- ENJUAGADORA

2.- LLENADORA

3.- TAPADORA ROSCADORA

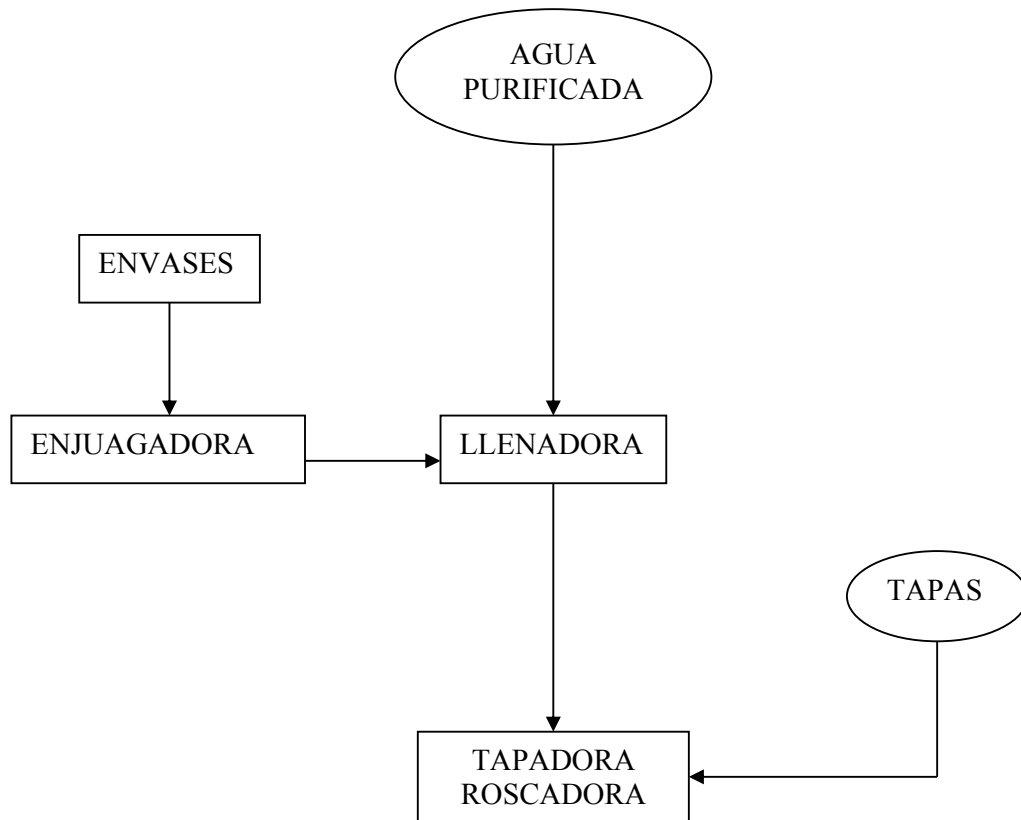
Ver Fig. 3 y Fig. 4

Los Envases que llegan de los proveedores son desempacados y enfajillados o etiquetados cerca de la **Enjuagadora**. Al pasar los envases a través de la enjuagadora se garantiza su limpieza antes de entrar a la llenadora.

Paralela a la etapa de enjuagado de los envases el embotellado continua cuando el agua purificada es bombeada y alimentada al tanque de la **Llenadora**; equipo en el cual ingresan los envases previamente limpios a través de un transportador. Una vez ubicados los envases bajo la válvula de llenado respectiva, ésta se abre y el envase es llenado hasta una medida predeterminada. Luego el envase lleno sigue su camino a la

Taponadora Roscadora de manera tal, que una tapa es colocada en la boca del envase para evitar que este se derrame o que ingresen elementos contaminantes que resten la pureza del agua. La tapa colocada es ajustada, consiguiéndose un sellado hermético y en esta condición el producto pasa a ser embalado.

FIGURA 3. FLUJOGRAMA DEL PROCESO DE EMBOTELLADO.



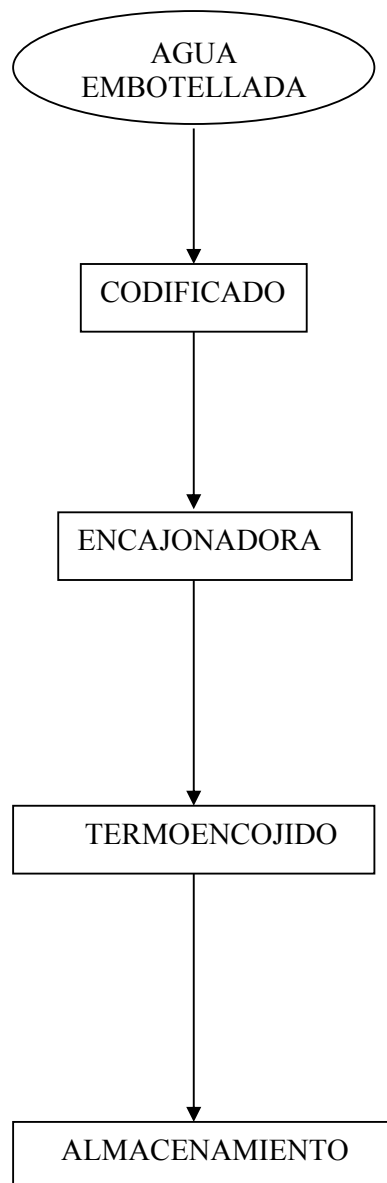
Proceso de Embalaje

Esta es la última etapa del proceso de producción de agua embotellada previo ha ser comercializada. En esta etapa se definen los siguientes pasos:

- 1.- CODIFICADO
- 2.- ENCAJONADO
- 3.- TERMOENCOJIDO

Ver Fig. 5 y Fig. 6

Mediante un transportador las botellas llenas de agua son trasladadas desde la llenadora a la siguiente fase, que es el **Codificado** de los envases. El codificado se logra mediante un inyector de tinta el mismo que registrará sobre la tapa o la etiqueta , el lote y la fecha de caducidad del producto. Ahora en esta condición el producto es dispuesto o ubicado de tal manera que sea fácilmente ordenado por la **Encajonadora** en una bandeja o caja para luego pasar la caja a través de una película plastica que es encogida en un Túnel de **Termoencojido** para su posterior comercialización.

FIGURA 5. FLUJOGRAMA DEL PROCESO DE EMBALAJE

1.3 VELOCIDADES TIPICAS DE PRODUCCION

La producción muchas veces se fija en función de las fuerzas del mercado; es decir, que después que se cubran los gastos operativos y administrativos como base, la producción estará controlada por la demanda del producto y su venta en el mercado. Esto significa que si se tiene una mayor demanda entonces se tiene que aumentar la producción. Este incremento en la demanda influirá significativamente en la velocidad de trabajo de la máquina llenadora.

De manera que la velocidad de producción, permite dividir las llenadoras en tres grupos bien definidos:

- BAJA PRODUCCIÓN

SEMIAUTOMÁTICAS
LINEALES

- MEDIANA PRODUCCION

AUTOMATICAS
LINEALES

- ALTA PRODUCCIÓN

AUTOMATICAS ROTATIVAS

Para ésta división se toma como base de comparación un tamaño de envase con una capacidad de 500cc. Debido a que hay variaciones de la velocidad de estas máquinas en función del tamaño del envase y la velocidad de llenado de la válvula varia en función de la viscosidad de fluido a envasar.

PARÁMETROS FIJOS DE COMPARACIÓN

CAPACIDAD DEL ENVASE	500 cc
VISCOSIDAD DEL FLUIDO	10.05 milipoises
NUMERO DE VÁLVULAS	12
OPERACIÓN DE LLENADO	GRAVEDAD

Una vez determinados estos parámetros se procede ha ver algunas velocidades típicas de algunas maquinas:

LLENADORA LINEAL

SEMIAUTOMÁTICA.

12 Válvulas

Velocidad Promedio: 600 BPH (Botellas por hora)

LLENADORA LINEAL

AUTOMÁTICA

12 Válvulas

Velocidad Promedio: 960 BPH

LLENADORA ROTATIVA

AUTOMÁTICA

12 Válvulas

Velocidad Promedio: 9600 BPH a 10 RPM

1.4 ANALISIS DEL PROBLEMA

En el proceso de producción de agua embotellada, el proceso de purificación del agua requiere la utilización de equipos de proceso que sin los cuales no se podría obtener una agua totalmente pura, esto implica una fuerte inversión en los equipos de purificación. Por lo que muchas veces se sacrifica el proceso de envasado y tapado, haciendo esta actividad de forma manual y ocupando mucha mano de obra cuando se requiere mayor producción.

Sin embargo, hasta el aumento de la producción se ve limitado por la cantidad de mano de obra que se ocupa en el envasado. Puesto que al contratar mayor cantidad de personal, incrementamos los costos de producción. Además se tiene que considerar que mientras mayor es la cantidad de personas que manipulan tanto los envases como las tapas en el proceso, mayor es la posibilidad de que pueda producirse una contaminación del producto y esto de algún modo contribuya a la formación y transmisión de microorganismos en el producto terminado, anulando de esta manera el proceso inicial de purificación lo que daría una pésima imagen al producto y pondría en riesgo la salud del consumidor.

Es por ésta razón que se hace necesario que se tecnifique el proceso de embotellado de tal forma que mediante el uso de elementos y sistemas electromecánicos el proceso de llenado y tapado se vea lo menos posible intervenido en forma manual. De este modo se reduce la ocupación de mano de obra y convierte al proceso más ágil y eficiente, disminuyendo los costos de producción por mano de obra y aumentando los volúmenes de producción y ventas.

1.5 ALTERNATIVAS DE SOLUCION.

Para efectos de tecnificar el proceso de embotellado lo mas adecuado es la utilización de una Llenadora y tapadora electromecánica la misma que se podría adquirir de diferentes maneras: Importar un equipo nuevo, reconstruir un equipo usado que se encuentra fuera de uso o construir un equipo localmente.

IMPORTAR UN EQUIPO NUEVO. Implica adquirir un equipo en el exterior puesto que localmente no existen fabricantes de estos equipos, salvo unos que otro que lo hacen de forma artesanal, siendo estos equipos de baja productividad

VENTAJAS

- EQUIPO NUEVO
- AJUSTADO A NECESIDAD
- MAYOR PRODUCCION
- MEJOR TECNOLOGIA
- POCOS PAROS POR DAÑOS
- BAJO MANTENIMIENTO

DESVENTAJAS

- INVERSIÓN INICIAL ALTA
- DEMORA EN IMPORTACION DE REPUESTOS Y PARTES
- DEMORA EN LA REPARACION DE DAÑOS POR GARANTÍA
- FUGA DE DIVISAS

RECONSTRUIR UN EQUIPO USADO. Implica adquirir un equipo en las condiciones en que se encuentre en el exterior o localmente. En estas condiciones quien lo adquiere tendrá que decidir si lo quiere reparar en el exterior para luego importarlo o importarlo y repararlo localmente, importando algunos elementos del equipo para su puesta en marcha.

VENTAJAS

- MENOR INVERSIÓN QUE EQUIPO NUEVO
- BUENA PRODUCCION
- BUENA TECNOLOGIA
- MEDIANO MANTENIMIENTO

DESVENTAJAS

- ADAPTARSE A SU CAPACIDAD
- AJUSTARSE A SUS DIMENSIONES
- ELEVADO COSTO ECONOMICO AL REPARAR EN EL EXTERIOR
- DEMORA EN LA IMPORTACION DE REPUESTOS

CONSTRUIR UN EQUIPO. Esto encierra la oportunidad de invertir en el diseño y construcción de un equipo llenador, desarrollando tecnología y mano de obra nacional, abriendo el campo a la formación de una nueva industria.

VENTAJAS

- EQUIPO NUEVO
- ADAPTADO A LA NECESIDAD
- POCOS PAROS POR DAÑOS
- BAJO MANTENIMIENTO
- ALTA PRODUCCION
- ADQUISICIÓN DE REPUESTOS LOCALES

DESVENTAJAS

- DIFICULTAD EN LA CONSTRUCCION DE CIERTOS ELEMENTOS MECANICOS
- DIFICULTAD EN LA ADQUISICION DE CIERTO COMPONENTE ELECTRICO

De modo que al considerar las alternativas presentadas y en base a la velocidad de producción, lo mas conveniente es construir una llenadora automática rotativa.

CAPITULO 2

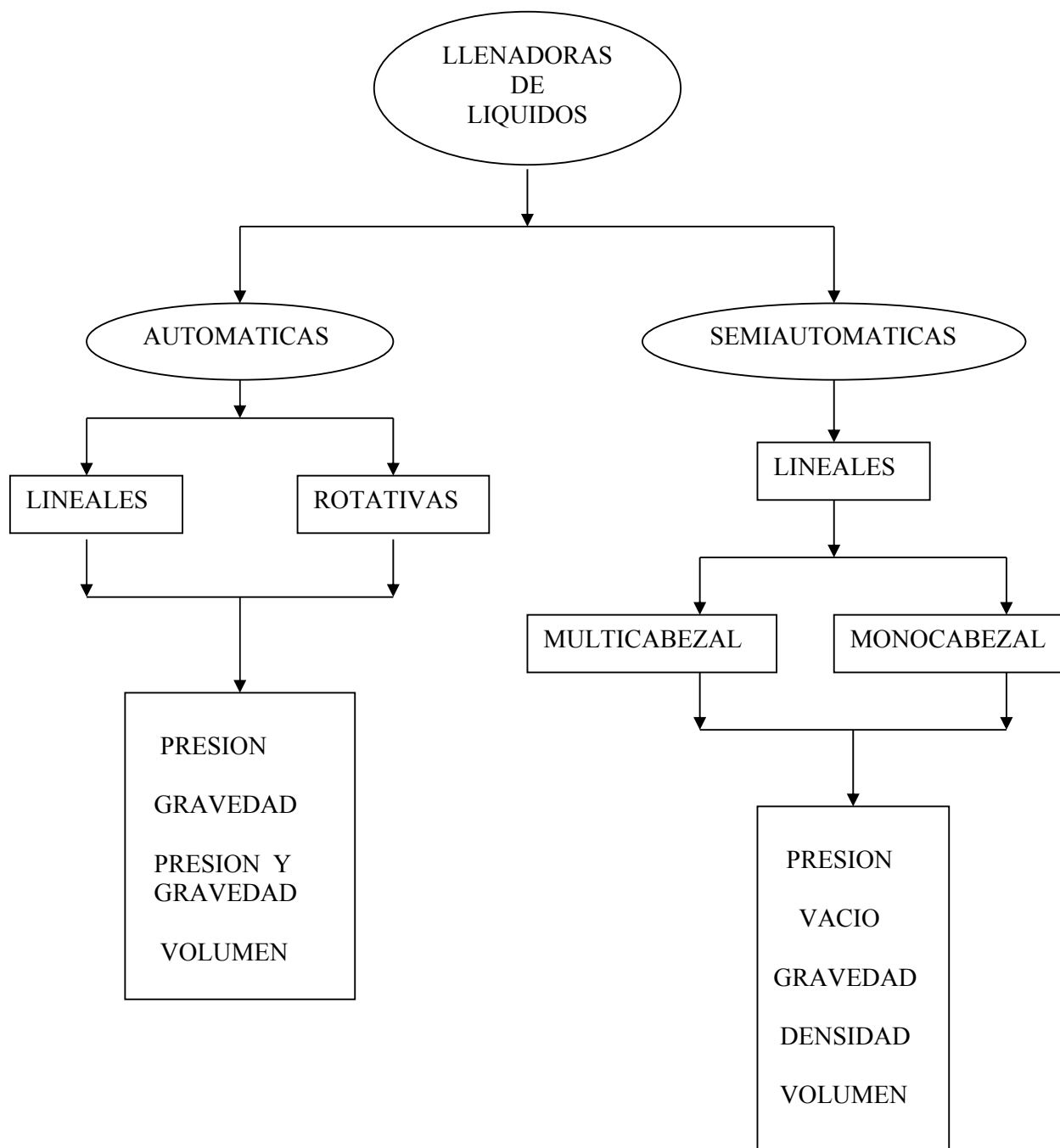
1. TIPOS DE LLENADORAS.

A las Llenadoras se las podría definir como: Cualquier equipo que sea utilizado para introducir producto en el interior de un envase. Las Llenadoras se fabrican para manejar diferentes productos ya sean estos: líquidos, sólidos y gaseosos. En relación a las Llenadoras de líquidos estas se las podría clasificar según el cuadro que se presenta en la Fig. 7.

Es decir, se pueden dividir en dos grandes grupos que son los siguientes:

- 1.- LLENADORAS SEMIAUTOMÁTICAS.
- 2.- LLENADORAS AUTOMATICAS.

Fig. 7. CLASIFICACIÓN DE LAS LLENADORAS DE LIQUIDOS



2.1 LLENADORAS SEMIAUTOMÁTICAS Y AUTOMÁTICAS.

LLENADORAS SEMIAUTOMÁTICAS.- Son aquellas en las que el accionamiento de algún elemento de la operación de envasado se realiza manualmente. Estas llenadoras son del tipo lineal. Ver Fig. 8.

LLENADORAS AUTOMÁTICAS.- Son aquellas que realizan la operación de envasado de un producto sin que en su ejecución intervenga un medio manual. Estas llenadoras se subdividen en: **Llenadoras lineales** y **Llenadoras rotativas**. Ver Fig. 9 y Fig. 10

2.2 LLENADORAS LINEALES.-

Son aquellas en las que la alimentación y el llenado se realiza en un transportador posicionador y un cabezal de válvulas que se encuentran alineado. La alimentación o el accionamiento del cabezal de llenado es manual en el caso de llenadoras semiautomáticas. Y la alimentación y operación del cabezal de llenado es automática cuando la operación es controlada por un PLC o por sistemas de control electroneumáticos o electromecánicos.

Las llenadoras Lineales pueden ser de dos tipos:

MONOCABEZAL.- Son aquellas en las que el cabezal de llenado esta constituido por una sola válvula.

MULTICABEZAL.- Son aquellas en las que el cabezal de llenado esta constituido por más de una válvula.

Con relación al producto que se va ha manejar en la operación de envasado, las llenadoras lineales pueden ser:

- LLENADORAS LINEALES DE PRESION.-
- LLENADORAS LINEALES DE VACIO.-
- LLENADORAS LINEALES DE VOLUMEN.-
- LLENADORAS LINEALES POR GAVEDAD.-
- LLENADORAS LINEALES POR DENSIDAD.-

2.3 LLENADORAS ROTATIVAS.-

Son aquellas en las que la alimentación de envases, las válvulas de llenado y la operación de envasado se lo realiza en un sistema tipo carrusel; para lo cual se utiliza un sistema de estrellas de alimentación y salida de envases las cuales van sincronizadas al tanque porta válvulas de llenado. Estas llenadoras generalmente son automáticas en su operación. A su vez éstas llenadoras pueden ser:

- LLENADORAS POR GRAVEDAD.-
- LLENADORAS POR PRESION Y GRAVEDAD.-
- LLENADORAS POR VOLUMEN.-

2.4 SELECCIÓN DE LA LLENADORA A DISEÑAR

Una vez analizadas las alternativas de solución al problema de llenado y además de analizar los diferentes tipos de llenadoras disponibles, se procede a la selección de la llenadora a diseñar en base a los criterios de facilidad de operación , costos de

mantenimiento, gastos operativos, y mayor producción. Estos resultados se pueden observar en la Tabla 1 que muestra la matriz de decisión para la selección de la llenadora.

De la matriz de decisión se puede concluir que el diseño de una llenadora rotativa automática es solución al problema.

CAPITULO 3

3. DISEÑO DE FORMA DE LA LLENADORA ROTATIVA.

El diseño de forma o geométrico permite establecer dimensiones generales preliminares de cada uno de los elementos o mecanismos que componen la llenadora. Estas dimensiones preliminares son determinadas por la disposición de espacio físico que requiera el acomodo de cada elemento de los mecanismos que componen un determinado sistema.

Una vez establecido el diseño geométrico, se procede a desarrollar el diseño mecánico. El mismo que determinara las dimensiones finales de los elementos de la llenadora.

3.1 LLENADORA ROTATIVA Y SUS PARTES.

Para tener una mejor comprensión del funcionamiento y operación de una llenadora rotativa, se la detalla a continuación con sus partes principales; las cuales se puede agrupar por sus diferentes sistemas de operación

- SISTEMA DE LLENADO:

Formado por: - Tanque de llenado o tazón. Fig. 11. (1)

- Las válvulas de llenado. Fig. 11. (2)

- Control de nivel. Fig. 11. (3)

- SISTEMA DE ELEVACIÓN DEL TANQUE:

Formado por: - Columna central. Fig. 11. (4)

- Gato elevador. Fig. 20. (5)

- SISTEMA DE TRANSFERENCIA:

Formado por: - Plato porta pistones. Fig. 11. (6)

- Juego de manejo de botellas. Fig. 21. (7)

- Bases de deslizamiento. Fig. 22. (8)

- SISTEMA DE ELEVADORES DE BOTELLA .

Formado por : - Pistones elevadores. Fig. 11. (9)

- Soportes y guías de pistones. Fig. 11 (10)

- Soportes y rodillos de transmisión
del plato porta pistones. Fig. 11. (11)

- Leva de los pistones . Fig. 11. (12)

- SISTEMA DE ALIMENTACIÓN_

- Formado por: - Transportador de entrada. Fig. 11. (13)
- Tornillo sin-fin de alimentación. Fig. 11. (14)
 - Transmisión motriz del sin fin. Fig. 12. (15)

- SISTEMA DE TRANSMISIÓN_

- Formado por : - Engranaje de rodillo de entrada. Fig. 25 (16)
- Engranaje de rodillo de mando. Fig. 25 (17)
 - Engranaje de mando. Fig. 25 (18)
 - Engranaje motriz. Fig. 25 (19)
 - Moto reductor. Fig. 25 (20)
 - Engranaje del capsulador. Fig. 25 (21)
 - Engranaje de salida. Fig. 25 (22)
 - Reductor de tiro del transportador. Fig. 25 (23)

- SISTEMA ESTRUCTURAL_

- Formado por : - Mesa de la llenadora. Fig. 18 (24)
- Vigas de apoyo y soporte. Fig. 18 (25)
 - Tornillos de nivelación. Fig. 18 (26)

3.2 PARAMETROS DE DISEÑO

Los parámetros de diseño son las diferentes variables que van a permitir realizar los cálculos respectivos para poder dimensionar éste equipo. Entre los más importantes se encuentran los siguientes:

- a.- Productos
- b.- Envases
- c.- Forma de llenado
- d.- Sentido de llenado

Productos.

Es importante definir el tipo de producto que se va a envasar porque partiendo de ésta variable se puede establecer, el tipo de envase, la forma de llenado, el tipo de válvula y los materiales a utilizar en la fabricación de los elementos. Entre los posibles productos que se podría manejar en ésta llenadora están los siguientes:

1.- ALIMENTOS Y BEBIDAS

2.- COSMÉTICOS

3.- FARMACÉUTICOS

4.- QUÍMICOS

5.- OTROS.

Ver Tabla (2).

Pero el uso de estos productos estarán limitados por la viscosidad de los mismos. El producto que se va a manejar es AGUA, la misma que registra los siguientes valores de viscosidad:

VISCOSIDAD DEL AGUA

TIPO DE LIQUIDO	CEN TIPOISE (Cp)	CEN TISTOKES (cST)	SAYBOLT SECOND UNIVERSAL (SSU)
AGUA	1	1	31

Envases.

Es el recipiente que contendrá y mantendrá el producto a envasar, por lo cual es importante su adecuada selección. Para lo cual se deben definir las siguientes variables:

- Materiales
- Tamaño
- Forma

Ver Tabla (3)

- **Materiales.** Entre los materiales más comunes para el envasado de productos líquidos se encuentran los siguientes:

Plásticos. Es un nombre genérico que se le da a los polímeros artificiales los cuales se amoldan fácilmente para formar envases. Entre los plásticos más comunes que se usan para la fabricación de envases están:

- PVC. (Polivinil cloruro).
- PET. (Polietileno tereftalato)
- POLICARBONATO.

Vidrio. Es un nombre común que se le da a los envase de boro-silicato. Estos envases han salido prácticamente del negocio del agua embotellada por su fragilidad y por su elevado costo limpieza.

- Tamaño. (Presentación).

Los tamaños de envase más usuales y comerciales son las botellas de: 350 cc; 500cc; 1000cc; 1500cc; 2000cc; y 4000cc. Generalmente una llenadora debería estar en la capacidad de poder manejar diferente tipos de tamaños. Es muy importante la fijación de éste parámetro porque por medio de él se fijan las dimensiones del transportador de alimentación, el juego de manejo de botellas, las guías de deslizamiento y las plataformas de botella.

- Forma. (Envase).

La forma del envase es muy importante y esta muy ligado al diseño del juego de manejo de botellas y esto se debe al capricho de los diferentes agentes de mercadeo y de los fabricantes de botellas plásticas las mismas que pueden ser de dos tipos:

Genérica: Es la botella común y corriente con un diseño estándar y que se adapta a una sección redonda o cuadrada.

Particular: Es la botella que se ajusta al capricho y diseño de los dueños de la marca y el molde.

TABLA 3. DIMENSIONES GENERALES DE LOS ENVASES

TAMAÑO ENVASE CC.	DIMENSIONES GENERALES			FORMA PLANO #
	DIA. mm	H mm.	SECCIÓN TRANSV. mm ²	
350	58	183	2642.08	1
500	67	210	3525.65	2
1000	77	252	4656.78	3
1500	94	287	6939.78	4
2000	100	332	7853.98	5
4000	150	305	17671.46	6

Forma de llenado.

La forma del llenado depende mucho del tipo de producto que se desea sacar al mercado, de manera que la forma de llenado se puede dividir en los siguientes grupos:

- Llenado por gravedad :_ Éste es el que se produce debido a la diferencia del cabezal de líquido que se descarga por una válvula , sin que exista ningún empuje mecánico, ni gaseoso del líquido que escapa.

- Llenado por gas carbónico (CO₂):. La utilización de CO₂ en los líquidos produce efervescencia en los mismos y a esta bebidas se las conoce como bebidas carbonatadas. Las válvulas que operan en éste tipo de llenado son muy elaboradas ya que generalmente se busca que exista un equilibrio en el tanque de llenado entre el líquido y el gas carbónico de modo que cuando esto ocurre se produce la salida del líquido por la válvula. Este tipo de válvulas son muy especiales y la aplicación de CO₂ produce un aumento en la velocidad de llenado.

- Llenado por vacío: Para este caso generalmente se utiliza una bomba de vacío la cual crea una diferencia de presión en las recamaras

interiores de la válvula y producto de ésta operación se produce un vaciado del líquido al pasar por la válvula.

- Llenado volumétrico : El llenado volumétrico se da cuando las válvulas de llenado están compuestas por un actuador neumático, el mismo que a través de una válvula de retención en una posición absorbe el líquido y en otra posición del actuador expulsa el líquido a través de una válvula al envase o recipiente.

Sentido de llenado.

Esto tiene que ver con la orientación de la alimentación de los envases o el sentido de giro del tazón de llenado y la salida del envase lleno de producto. De manera que se presentan dos opciones:

- Alimentación derecha : Es cuando el envase es alimentado por medio del transportador a la estrella de entrada por el lado derecho y el tazón gira en sentido anti horario. Ver FIG. 18

- Alimentación izquierda : Es cuando el envase es alimentado por medio del transportador a la estrella de entrada por el lado izquierdo y el tazón de llenado girará en sentido horario. Ver FIG. 13

El sentido de llenado muchas veces esta sujeto a la ubicación de los equipos como la lavadora de botellas o enjuagadora en la planta.

Todas las variables relacionadas con los parámetros de diseño de ésta llenadora quedan definidas en la Tabla (4).

3.3 DIMENSIONES GENERALES.

Las dimensiones generales de la máquina que se va a diseñar están estrechamente relacionadas con el número de válvulas, los tamaños a envasar y dimensiones de los envases. Si se quiere determinar el número de válvulas de la llenadora, se debe tener presente que éste parámetro se relaciona con la producción estimada.

De modo que las dimensiones generales van a permitir establecer dimensiones preliminares de la geometría de algunos elementos fundamentales de la llenadora. Por lo tanto se definen las siguientes variables :

- Producción estimada
- Número de válvulas.
- Velocidad estimada de producción.
- Paso del tanque de llenado.
- Diámetro del círculo de paso.

Producción estimada .

Éste parámetro generalmente se fija en función de las fuerzas del mercado; es decir, que después que se cubran los gastos operativos y administrativos como base, la producción estará controlada por la demanda del producto y su venta en el comercio. Esto significa que si se tiene una mayor demanda entonces se tendrá necesidad de aumentar la producción. Pero para establecer éste parámetro, se debe determinar cual es el producto o presentación que alcanza mayor demanda en el mercado y sobre ese producto se determina la producción estimada.

PRODUCCIÓN ESTIMADA

TAMAÑO DE ENVASE	PRODUCCIÓN DIARIA ESTIMADA	
	MINIMA BPD.	MAXIMA BPD.
CC.		
500	80.000	100.000

Esta información debe ser proporcionada por el departamento de mercadeo y ventas para cualquier empresa.

Número de válvulas. (Nval).

El número de válvulas para la llenadora se lo determina en función de una Formula # 1 empírica usada para determinar la producción de las máquina llenadoras.

$$\text{Nval.} = \frac{\text{PD. Max.} / 480}{C}$$

1

$$\text{Nval.} = \frac{\text{PD. Max.}}{4800}$$

Donde:

- PD. Max : Producción diaria máxima en (BPD) ; Un Día de 8 hr.
- 480 : Factor de conversión.
- C : Velocidad angular 10 RPM. Se estima éste promedio de vueltas básicas para cualquier llenadora.

$$\text{Nval} = \frac{\text{PD. Max}}{4800}$$

$$\text{Nval} = \frac{100.000}{4800}$$

$\text{Nval.} = 20.83$

Éste número permite tener un rango de número de válvula que será útil para éste diseño y del cual se podrá elegir el número de válvulas que sea más conveniente.

RANGO DE NUMERO DE VÁLVULAS					
20	21	22	23	24	25

Se asume el siguiente número de válvulas:

Nval.	24
-------	----

Velocidad estimada de producción.

Éste parámetro se da en función del número de válvulas y de la velocidad de llenado de la válvula , para cada tamaño de envase correspondiente. Tomando como base un promedio de 10 RPM.

Como todos los tamaños de botella desde 350cc. Hasta 2000cc. Tienen un mismo diámetro estándar de pico de botella, se tomará un solo modelo de válvula la cual ofrecerá cierta velocidad de llenado dependiendo de su diseño básico para un solo tamaño de envase. Esto significa, que tanto para el tamaño base de 500cc., como para los demás envases la velocidad de llenado de la válvula o su caudal será el mismo. De modo que lo único que si va ha variar es el tiempo de llenado de cada envase, porque estos tienen diferentes volúmenes.

La velocidad estimada de producción viene dada por la formula 2 .

$$VePrd = C * Nval$$

2

Donde:

- Nval. : Número de válvulas

- C : 10 RPM. Se estima éste promedio de vueltas
 básicas para cualquier llenadora.

Calculando:

$$\text{VePrd} = 10 * 24$$

$$\text{VePrd} = 240 \text{ BPM}$$

De manera que para cualquier envase la maquina tendrá un máximo de producción de 240 BPM. Ver tabla 5.

TABLA 5 . VELOCIDAD ESTIMADA DE PRODUCCION

TAMAÑO ENVASE (CC.)	VELOCIDAD ESTIMADA DE PRODUCCIÓN (BPM)
350	240
500	240
1000	120
1500	80
2000	60
4000	30

Paso del tanque de llenado. (P).

El paso del tanque de llenado, es la distancia que existe entre el centro de una válvula con el centro de una válvula contigua. Se puede decir que el paso del tanque es igual al paso de válvula , igual al paso del plato porta pistones, El paso del tanque permite establecer hasta que sección máxima de envase que se puede manejar en la llenadora, ya que el radio del envase en ningún caso debe interferir con el radio del envase contiguo. Porque según el número de válvulas todas las válvulas viajarán en un mismo círculo de paso de válvula . Ver FIG. 14

Diámetro del círculo de paso de válvula. (Dp).

Es la distancia que existe entre dos centros de válvulas opuestas que están sobre una misma circunferencia. Es decir, que también se lo puede llamar el diámetro primitivo de ese círculo de paso de válvula.

Ver FIG.14

Se determinan algunas variables:

$$N_{val.} = 24$$

Para un envase de 4000cc ir a la TABLA 3 , y se obtiene:

D = 150 mm. Diámetro de botella

R = 75 mm. Radio de botella.

El paso de válvula (P) esta dado por la siguiente formula:

$$P. = (2 * R) + k$$

3

Donde :

- k : Constante (10 mm,....., 20 mm).

Se asume k = 10 mm.

- R Radio de botella

$$P. = (2 * 75) + 10$$

$$P = 160 \text{ mm}$$

En éste caso se deben acomodar 24 válvulas con paso igual 160 mm en el diámetro de una circunferencia que se convertirá en la circulo de paso de centro de válvulas. Para tal efecto se utilizará la figura de un polígono de 24 lados en el que el vértice de cada lado se convertirá en el centro de paso válvula y la longitud de cada cara será igual al valor del paso (P), de éste modo puede obtener el radio de la circunferencia de paso.

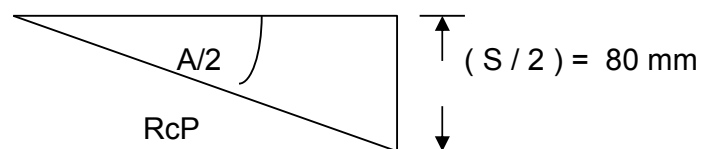
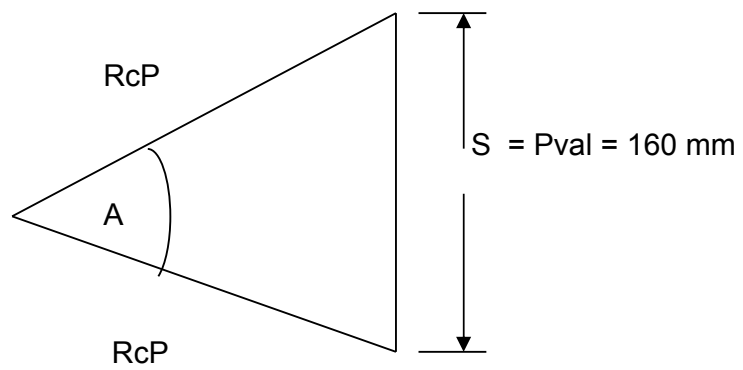
El radio de la circunferencia de paso se lo calcula de la siguiente manera:

Primero se tiene que determinar el ángulo entre vértices y éste esta representado por la siguiente relación :

$$A = \frac{360}{n}$$

Donde:

- n : Número de lados del polígono



De donde :

$$A = \frac{360}{24}$$

$$A = 15$$

$$\text{Sen} (A / 2) = \frac{(S / 2)}{RcP}$$

$$RcP = \frac{(S / 2)}{\text{Sen} (A / 2)}$$

$$RcP = \frac{80}{\text{Sen} (7.5)}$$

$$RcP = 612.9 \text{ mm}$$

$$Dp = 1225.8 \text{ mm}$$

Es de anotar que el (Dp) = (DcB) diámetro de centro de botella.

Tal como en un sistema de engranajes el Paso del tanque de llenado (P), será igual al Paso de la estrella de entrada, al Paso de la estrella de transferencia, al Paso de la estrella del capsulador y al Paso de la estrella de salida ; para que exista sincronización en la transferencia y traspaso de botellas. Todos estos elementos tendrán un paso de 160mm.

Todos los parámetros para la determinación de las dimensiones generales se registran en la Tabla (6).

3.4 DISEÑO GEOMÉTRICO DE LOS ELEMENTOS PRINCIPALES.

Como primer paso del diseño se establecerá la geometría general de los elementos que componen la llenadora así como también el material que se usará para su posterior costeo y construcción de la pieza o parte de máquina. En caso de que el diseño mecánico muestre que el material no resiste los esfuerzos o las deformaciones permisibles, se tendrá que remplazar por un material con otra dimensión.

3.4.1 TANQUE DE LLENADO.

Conociendo el diámetro de círculo de paso de válvula (D_p), se puede establecer la posición de los 24 agujeros para montaje de las válvulas en el fondo del tanque de llenado y además se puede establecer cual será el mínimo diámetro exterior que tendrá el tanque considerando el espacio necesario para poder montar las válvulas. Cabe destacar que los tanques de llenado por lo general pueden ser del tipo anular o del tipo cilíndrico. Para éste caso se selecciona el de tipo cilíndrico alto por la función que tiene de llenar por gravedad. El tanque de llenado lleva en su

interior un sistema controlador de nivel . El mismo que consiste básicamente en una esfera metálica o boya conectada a un brazo articulado que permite el paso del líquido al tanque. Adicionalmente impide el rebose del agua así como también mantiene el nivel piezométrico de agua. Ver Plano 9.

Tanto el tanque de llenado como el sistema de control de nivel se deben fabricar en acero inoxidable a fin de que resistan el ataque de productos químicos utilizados para la sanitización Ver Plano. 7

3.4.2 VÁLVULA DE LLENADO.

Las válvulas de llenado para envasar agua, suelen ser elementos muy fáciles de operar y en éste caso se desarrollará un modelo parecido en su operación al de los modelos ya existentes. Consiste en un cuerpo cilíndrico exterior fijo y un elemento cilíndrico móvil el cual actúa con un resorte exterior sobre un elemento de cierre el cual impide la salida del líquido. Las dimensiones exteriores de la válvula guardan relación con su base de montaje y el espacio físico que brinda el paso de válvula, así como también se toma en cuenta el diámetro interior de la boca de los envases. Ver Plano. 8

Las válvulas pueden ser fabricadas en diferentes materiales dependiendo de la aplicación y el tipo de producto a envasar. Pero para el caso de ésta llenadora se escoge el Acero Inoxidable calidad 304 para su fabricación por sus cualidades de ser un material que no se oxida y además permite el uso de ciertos productos químicos de limpieza que no lo atacan en su estructura. Los elementos de sellado como los Orines serán de Fluoro-Elastómero, el cual puede resistir temperaturas desde -26°C a $+204^{\circ}\text{C}$. Así como también puede resistir ácidos inorgánicos, compuestos aromáticos clorado

los que se utilizan para hacer una limpieza química de las mismas. En el caso del resorte por ser un elemento externo y no tener contacto con el producto a envasar se podría estar usando un material de acero para resorte sin embargo por causa de la humedad y la imagen del producto se debe usar alambre de resorte de acero inoxidable.

3.4.3 COLUMNA CENTRAL

La columna central es un elemento que sirve como pedestal de apoyo y soporte del tanque de la llenadora. Este guarda relación con el diámetro del tanque y la altura de los envases. Existen otros sistemas para apoyo y elevación del tanque de llenado, como son la utilización de tres postes con gatos mecánicos independientes que se accionan por medio de piñones y cadenas de rodillo. Se escoge este sistema de columna central para elevación del tanque por las dimensiones del tanque y además requiere el uso de un solo gato elevador. Las dimensiones de los elementos que componen el mecanismo elevador guardan relación con los materiales que se consiguen en el comercio y además una estimación proporcional de la carga que va a soportar. Los diámetros exteriores e interiores finales, los espesores y las dimensiones de los elementos de sujeción serán determinados finalmente en el análisis de diseño mecánico de estos elementos., Ver Fig.20 , Plano 10; Plano 11; Plano 12; Plano 13.

Los materiales de los elementos que componen la columna central se seleccionan dependiendo de la función que van a desempeñar ; es decir, para los cojinetes de fricción se seleccionan bocine en Bronce Fosfórico calidad SAE 40, el cual presenta excelentes cualidades anti-desgaste. En el caso del anillo espaciador se escoge un Acero A-36 por ser un material que viene en dimensiones grandes y su costo no es elevado. Para la camisa de arrastre se escoge un acero perforado SAE 1024 con las dimensiones próximas al eje de columna de manera que los costos por maquinado no se incrementen en el elemento final. Para la columna central se recurre al mismo razonamiento para seleccionar el material de manera que se escoge un acero SAE 1024. Para el eje elevador se selecciona de entre varios aceros, un eje que resista las cargas estáticas y de fatiga que se puedan producir en la operación de trabajo de la máquina llenadora .

3.4.4 PLATO PORTA PISTONES.

El plato porta pistones por ser un elemento que debe estar sincronizado y girar junto al tanque de llenado, deberá tener los 24 agujeros para el montaje de los cilindros elevadores de botella manteniendo el mismo diámetro de circunferencia de válvula. El tener esta información permitirá determinar el mínimo diámetro exterior de éste plato y también se tiene que recordar que debe dar alojamiento a un bocín para deslizamiento del cilindro elevador de botella. Ver Plano 14.

Para el material del plato porta-pistones y las cajas de rodamiento se escoge Acero A-36 por la facilidad y costo del material. Además de la buena maquinabilidad que posee, tiene buena soldabilidad lo que permite un fácil acoplamiento con los elementos que componen las cajas.

3.4.5 JUEGO DE MANEJO DE BOTELLA

Las dimensiones del juego de manejo de botella guardan relación con los centros de rotación fijos, y el diámetro de paso de válvula que debe ser el mismo para cada una de las estrellas. Básicamente se trata de elementos circulares que se topan tangencialmente en el diámetro de paso de botella. Las dimensiones de las estrellas también guardan relación con el número de cavidades que estas tienen en función de los diámetros exteriores de los envases que se van a manejar. Las guías de cuerpo son elementos de apoyo para mantener a las botellas en la posición apropiada para que sea entregada y cogida respectivamente por las estrellas en cada una de las etapas. El dimensionamiento final de las mismas consistirá en encontrar el espesor adecuado de las estrellas para el óptimo manejo de los envases.

Geometría de la Estrella de Entrada

Ahora para establecer la geometría de la estrella de entrada tenemos que encontrar una estrella con un número de dientes que permita lo siguiente:

- 1). Acomodar entre sus dientes el diámetro del envase más grande a manejar.
- 2). El diámetro de la estrella le pueda dar acomodo a los diferentes tamaños de envases que se van a llenar.

Nuevamente se recurre a la utilización de un polígono regular que permita encontrar las dimensiones de la estrella de entrada. El número de dientes de la estrella se puede asumir y por tanto se tendría que ajustar al diámetro de la estrella que arroje el cálculo o se puede establecer un diámetro determinado y luego por cálculo establecer el número de dientes de la estrella; aunque éste segundo método no es muy recomendable porque puede que no de un número entero el resultado y ahí si se estaría obligado a cambiar el número de dientes de la estrella y volver a calcular el número de dientes de la estrella. Por lo tanto se utiliza el primer arreglo. Se asume el número de dientes de la estrella de entrada y luego se verifica si es capaz de contener el diámetro del envase más grande a usar. Cabe anotar que el número de válvulas debe ser proporcional al número de cavidades en una relación establecida.

Ver Plano 15

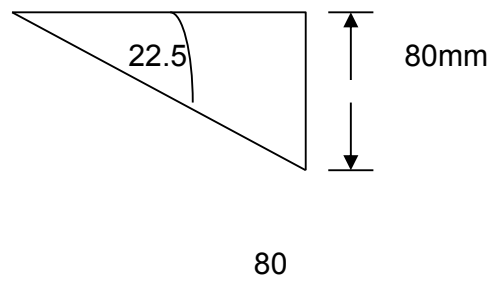
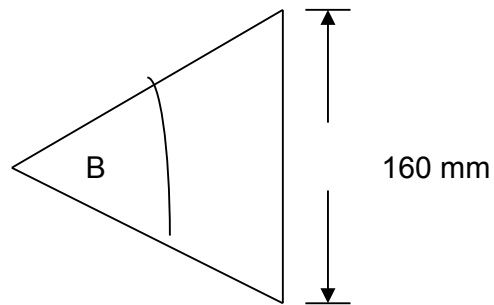
ESTRELLA DE ENTRADA	
NUMERO DE CAVIDADES	8

Se calcula el diámetro de la estrella.

$$B = \frac{360}{N}$$

$$B = \frac{360}{8}$$

$$B = 45$$



$$R = \frac{80}{\text{Sen} (22.5)}$$

$$R = 209.05 \text{ mm}$$

$$D = 418.1 \text{ mm}$$

DIÁMETRO EXTERIOR DE LA ESTRELLA DE ENTRADA. Dia. 7.1 (mm)	418.1
---	-------

Geometría de la Estrella de Transferencia .

Todos los cálculos y resultados se repiten con los realizados para la estrella de entrada porque ambas estrellas son geoméricamente idénticas. Ver Plano 15.

NÚMERO DE DIENTES DE LA ESTRELLA DE TRANSFERENCIA	8
---	---

DIÁMETRO EXTERIOR DE LA ESTRELLA DE TRANSFERENCIA Dia. 7.2 (mm)	418.1
--	-------

Geometría de la Estrella del Capsulador.

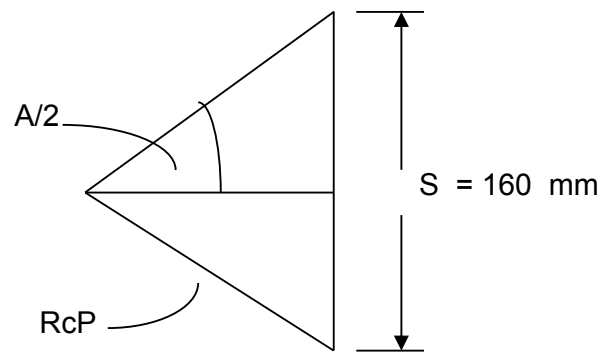
Se procede de la misma manera que en los casos anteriores. Se asume un número de dientes para la estrella. Ver Plano 16.

NÚMERO DE DIENTES DE LA ERSTRELLA DEL CAPSULADOR	6
--	---

Se calcula el radio de la estrella:

$$A = \frac{360}{6}$$

$$A = 60$$



$$\text{Sen} (A / 2) = \frac{ (S / 2) }{ RcP }$$

$$RcP = 160 \text{ mm}$$

DIÁMETRO EXTERIOR DE LA ESTRELLA DEL CAPSULADOR Dia. 7.3 (mm)	320
--	-----

Geometría de la Estrella de Salida.

La salida de una llenadora puede ser a 90° o 0° ; De manera que éste caso **se asume la salida de la llenadora a 0°** y la estrella de salida tendrá las mismas dimensiones que la estrella del capsulador, porque son geoméricamente idénticas. Ver Plano 16.

NÚMERO DE DIENTES DE LA ESTRELLA DE SALIDA	6
--	---

DIÁMETRO EXTERIOR DE LA ESTRELLA DE SALIDA Dia. 7.4 (mm)	320
---	-----

Geometría de las Guías de manejo de botellas

Para diseñar las guías de cuerpo se tienen que tomar en cuenta los envases, las estrellas y la figura que se produce entre todos estos elementos y los centros de rotación, lo cual permite determinar la geometría de las guías.

- Las guías de cuerpo suelen fabricarse generalmente como una sola plancha plástica o como una plancha metálica con los bordes de trabajo cubiertos con material de plancha plástica.

Las guías de cuerpo generalmente son dos una superior y otra inferior, las cuales van separadas por unos bloques metálicos o plásticos para darle la separación que le brinde un apoyo estable al envase. Ver FIG. 15

Entre los materiales mas idóneos para la fabricación de las estrella s y guías tenemos los siguientes:

- 1.- Nylatron
- 2.- UHMWP
- 3.- Teflón
- 4.- Madera lubricada.

De lo expuesto anteriormente se selecciona como material para las estrellas y guías de cuerpo el siguiente plástico:

MATERIAL DE ESTRELLAS Y GUIAS	UHMWP
--	-------

Tambor Porta Estrella

El tambor porta estrella es el anillo de montaje para la estrella superior e inferior en cada paso por la llenadora. La separación entre la estrellas superior e inferior esta determinada en función de la

altura del envase, siempre teniendo presente que el envase mantenga su estabilidad al pasar por los dientes de las estrellas de la llenadora. Esta misma consideración se debe tener al colocar las guías de cuerpo. Los materiales que frecuentemente se usan para estos anillos son:

- Aluminio
- Hierro fundido
- Acero Inoxidable

Para el caso de ésta llenadora se usará el material de aluminio por ser liviano y por su buena resistencia a la corrosión. Ver Plano 17 ; 18

Manzana Porta Estrella

Esta constituido por dos platos, uno fijo al eje motriz sobre el cual se asienta y monta el anillo porta estrella, y otro plato superior que monta sobre la cara superior del anillo porta estrella. Éstos platos se ajustan por medio de una tuerca que trabaja con un tornillo de potencia que a manera de prensa sujeta el anillo porta estrella entre los dos platos.

Entre los materiales mas usados para su construcción están los siguientes:

- Aluminio
- Hierro fundido
- Acero Inoxidable
- Acero al carbono

Para el caso de ésta llenadora se usará el material de Acero al carbono con un recubrimiento de zinc; es decir, sometido a un proceso de galvanizado. Este proceso le brinda protección contra la corrosión. Ver Plano 19.

Bases de deslizamiento

Al igual que en el caso de las guías laterales de cuerpo, para el diseño de las bases de deslizamiento se tiene que tomar en consideración el envase; es decir, el diámetro del fondo del envase que va a pasar por medio del juego de manejo de

botellas. Lo más importante es considerar el diámetro de paso de cada estrella ya que éste constituye el eje central de cada base. Las bases de deslizamiento son platinas curvas que sirven de enlace entre el transportador de alimentación y el tanque de llenado así como de enlace entre el capsulador, la estrella de salida y el transportador. Ver Fig. 16.

3.4.6 LEVA ELEVADORA DE PISTONES.

El sistema elevador de botella se diseña también en función del tamaño de los envases y la altura que este debe subir para que la botella alcance la válvula de llenado y accione su apertura. Tanto el pistón elevador como la camisa de deslizamiento se deslizan concéntricamente uno sobre el otro, pero sobre el mismo centro de paso de válvula. Estos elementos van fijados en el plato porta-pistones. A través de la camisa del pistón y un rodillo de plástico que gira en su exterior se produce el impulso que genera el movimiento circular del tanque de llenado.

La elevación del pistón se produce según la figura de una leva cilíndrica fija sobre la cual se desliza otro rodillo que está conectado en el fondo del pistón elevador. El pistón se eleva y baja lo que la leva le permite. Ver Plano 20.

El diseño de la leva cilíndrica, la cual al pasar los rodillos de los pistones sobre ella produce la elevación de los mismos. Básicamente consiste en un anillo circular abierto con una

pendiente ascendente en un extremo y una pendiente descendente en el otro y entre ambas pendientes un recorrido constante a un mismo nivel.

Ésta leva no va a producir ni aceleración ni desaceleración en los rodillos de los pistones que viajan sobre ella, ya que los rodillos viajan a velocidad angular constante. Lo único que consigue ésta leva es cambiar la altura de operación de los pistones elevadores de botella que funcionan como seguidores de leva.

Según el diseño geométrico del sistema elevador de botellas, éste permite que el pistón se eleve 74 mm por arriba de la posición más baja hasta alcanzar la elevación máxima de 74 mm al barrer un ángulo de 45° o $\pi / 4$ en cada extremo como se presenta en la Tabla 7.

Éste mismo movimiento ocurre en el descenso del pistón sobre el otro extremo de la leva ya que existe simetría en ella. Ver Plano 21. La leva se puede construir en plancha de Acero A-36 y se le puede dar un recubrimiento con pintura epoxica para darle protección contra la corrosión.

TABLA 7. DESARROLLO DEL PERFIL DE LA LEVA.

SEGMENTO	RADIANES rad.	GRADOS o	ALTURA mm.
0 - 1	$\Pi / 24$	7.5	0.0
1 - 2	$\Pi / 12$	15	32.5
2 - 3	$\Pi / 12$	15	32.5
3 - 4	$\Pi / 24$	7.5	9.0
4 - 5	$\Pi / 24$	7.5	0.0

3.4.7 TRANSPORTADOR DE ALIMENTACIÓN.

Para el diseño geométrico del transportador se debe considerar que el eje central longitudinal del transportador debe ser tangente a la circunferencia de paso de la estrella de entrada, de transferencia y a la estrella de salida de la llenadora, de esa manera los envases que entran y salen son ayudados no solo por la estrella sino también por el transportador cuando existe cambio de dirección al pasar por las diferentes etapas de la llenadora.

En general el transportador estará compuesto por los siguientes elementos:

1.- La cadena : Es el elemento que transporta los envases ya sea que vayan vacíos o llenos. La cadena desliza sobre guías plásticas de desgaste.

2.- Cuerpo: Constituido por dos canales "U" que se encuentran por sus alas, distanciadas una de la otra por separadores que permitan el acomodo de los eslabones de la cadena que desliza V por el transportador.

3.- Guías de desgaste.- Estos elementos permiten el deslizamiento de la cadena sobre ellas y no sobre las alas del transportador (metal sobre metal) sobre las cuales van montadas. Estas guías de desgaste proveen adicionalmente disminución del ruido al paso de la cadena sobre el transportador.

4.- Guías laterales.- Estos elementos ayudan a estabilizar los envases y no permiten que estos se vuelquen lateralmente fuera del transportador. Se fabrican en platina, eje media caña, ejes redondo, etc, Para éste caso se usarán el tipo eje redondo el cual correrá paralelo al eje longitudinal del transportador a ambos lados del mismo.

5.- Soporte de guías.- Los soportes como su nombre lo indica, permiten montar las guías laterales y regular las distancias entre ellas de modo que se ajusten a las dimensiones de los envases. Para éste caso se usarán platinas dobladas en forma de "L" para construir los soportes.

Ver Plano 22.

3.4.8 TORNILLO DE ALIMENTACIÓN DE BOTELLAS.

El diseño geométrico del tornillo alimentador esta en función del diámetro de los envases que se usarán y el paso de la estrella de entrada que debe ser el mismo que el paso axial del tornillo sin fin.

Es decir, la geometría guarda simetría a una rueda dentada con un tornillo sin fin cuyos ejes se encuentran a 90° . Ver Plano 23.

De manera que para cada envase se tendría que tener un tornillo. Para definir su geometría se deben definir las siguientes variables:

P : Paso.

D : Diámetro exterior

d : Diámetro al fondo del hilo

Dm: Diámetro medio o Diámetro de paso del tornillo.

α : Ángulo de hélice o inclinación del filete

nh : Número de hilos.

El manual de Taller de Casillas (Pag. 185 y Pag. 294) sugiere las siguientes formulas para determinar algunas variables. Para

éste caso se utiliza las formulas como si se tratara del desarrollo de un tornillo de rosca cuadrada.

$$D_m = [(D + d) / 2] \quad (5)$$

$$\alpha = \operatorname{Tg}^{-1} \left(\frac{P * nh}{D_m * \pi} \right) \quad (6)$$

Procedimiento:

1.- Se asume el diámetro al fondo del hilo.

$$d = 57 \text{ mm.}$$

2.- Datos que se conocen:

$$P = 160 \text{ mm}$$

$$D = 100 \text{ mm}$$

3.- Se calcula el diámetro medio.

$$D_m = [(100 + 57) / 2]$$

$$D_m = 78.5 \text{ mm.}$$

4.- Se calcula el ángulo de hélice.

$$\alpha = \text{Tg}^{-1} \left(\frac{160 * 1}{78.5 * \pi} \right)$$

$$\alpha = 32.9^{\circ}$$

$$\alpha = 33^{\circ}$$

Entre los materiales mas usados para la construcción de los tornillos están los siguientes:

- Nylon
- Nylatron
- UHMWP

Para el caso de la llenadora se usará el material de UHMWP por sus buenas propiedades para resistir el desgaste y la humedad.

3.4.9 ENGRANAJES DE RODILLO.

Estos engranajes en su diseño geométrico guardan simetría con las estrellas de entrada y transferencia, debido a que van montadas en sus ejes respectivos y deben tener contacto con los rodillos de las camisas de los pistones elevadores de botella. Por éste motivo, comparten el mismo paso de válvula y son tangentes en las circunferencia de paso del plato porta pistones.

La diferencia con las estrellas de entrada y transferencia radica en el diámetro de la cavidad del engranaje de rodillo, el cual tiene que alojar a los rodillos de las camisas; es decir, el diámetro de cavidad es igual al diámetro del rodillo de camisa.

Para definir la geometría de los engranajes de rodillo se requiere definir las siguientes variables:

De : Diámetro exterior del diente

Dp : Diámetro primitivo

D_i :	Diámetro interior del diente
d :	Diámetro del rodillo de camisa
P :	Paso. Distancia entre centro de rodillos
N :	Número de dientes
α :	Medio ángulo de hueco
β :	Ángulo de acoplamiento
φ :	Medio ángulo del diente
R_c :	Radio de la cavidad del diente de la estrella
R_1 :	Radio de acoplamiento
R_2 :	Radio de la cabeza del diente

El Atlas de elementos de maquinas y mecanismos (ceac). En la hoja 192 presenta algunas formulas para el diseño y trazado de un engranaje de rodillo, las mismas que se presentan a continuación.

Tomando como modelo el perfil de dientes de las estrellas de transmisión en cadena de casquillos y de casquillos con rodillos con relación ($P / D \leq 2$). Se tienen las siguientes formulas:

$$R_c = 0.5025 * D + 0.05 \quad (7)$$

$$D_e = P [k + [T_g (180 / N)]^{-1}] \quad (8)$$

$$R_1 = 0.8 * D + R_c \quad (9)$$

$$R_2 = D (1.24 * \cos \varphi + 0.8 * \cos \beta - 1.3025) - 0.05 \quad (10)$$

$$\beta = 18^\circ - (56^\circ / N) \quad (11)$$

$$\varphi = 17^\circ - (64^\circ / N) \quad (12)$$

$$\alpha = 55^\circ - (60^\circ / N) \quad (13)$$

$$X_1 = 0.8 * D * \sin \alpha \quad (14)$$

$$Y_1 = 0.8 * D * \cos \alpha \quad (15)$$

$$X_2 = 1.24 * D * \cos (180 / N) \quad (16)$$

$$Y_2 = 1.24 * D * \sin (180 / N) \quad (17)$$

$$D_i = D_p - 2 R_c \quad (18)$$

Procedimiento:

1.- Datos conocidos:

$$P = 160 \text{ mm}$$

$$D = 80 \text{ mm}$$

$$D_p = 418.1 \text{ mm}$$

$$N = 8$$

$$K = 0.58 \quad \text{De la tabla 4 del Atlas de maquinas Hoja 192}$$

2.- Se calcula el radio de cavidad con la formula (7)

$$R_c = 0.5025 (80) + 0.05$$

$$R_c = 40.25 \text{ mm}$$

3.- Se calcula el diámetro exterior con la formula (8)

$$De = 160 [0.58 + [Tg (180 / 8)]^{-1}]$$

$$De = 479 \text{ mm}$$

Éste valor de diámetro exterior es referencial por que al aplicarlo cada punta del engranaje de rodillo quedaría truncada y lo que se desea es que las curvas que forman la punta del engranaje terminen en punta para de ese modo alcanzar el máximo recorrido posible del rodillo de camisa sobre la curva que forma la punta del diente del engranaje. Por lo tanto el diámetro exterior se lo obtendrá gráficamente en el trazado del engranaje.

4.- Se calcula el radio de acoplamiento con la formula (9).

$$R1 = 0.8 * (80) + 40.25$$

$$R1 = 104.25 \text{ mm}$$

5.- Se calcula el medio ángulo del diente con la formula (12).

$$\varphi = 17^\circ - (64^\circ / 8)$$

$$\varphi = 9^\circ$$

6.- Se calcula el ángulo de acoplamiento con la formula (11).

$$\beta = 18^\circ - (56^\circ / 8)$$

$$\beta = 11^\circ$$

7.- Se calcula el radio de la cabeza del diente con la formula (10).

$$R2 = 80 (1.24 * \text{Cos} (9) + 0.8 * \text{Cos} (11) - 1.3025) - 0.05$$

$$R2 = 80 (1.224 + 0.785 + 1.3025) - 0.05$$

$$R2 = 56.47 \text{ mm.}$$

8.- Se calcula el medio ángulo de hueco con la formula (13).

$$\alpha = 55^\circ - (60^\circ / 8)$$

$$\alpha = 47.5^\circ$$

9.- Se calculan las coordenadas del punto 01 con las formulas (14)
y (15)

$$X1 = 0.8 (80) * \text{Sen} (47.5)$$

$$X1 = 47.2$$

$$Y1 = 0.8 (80) * \text{Cos} (47.5)$$

$$Y1 = 43.23$$

La coordenada 01 estará en el punto (47.2 , 43.23)

10.- Se calculan las coordenadas del punto 02 con las formulas (16)
y (17)

$$X2 = 1.24 * (80) * \text{Cos} (180 / 8)$$

$$X2 = 91.64$$

$$Y2 = 1.24 * (80) * \text{Sen} (180 / 8)$$

$$Y2 = 37.96$$

La coordenada 02 estará en el punto (91.64, 37.96)

11.- Se calcula el diámetro interior del diente con la formula (18)

$$Di = 418.1 - 2 * (40.25)$$

$$Di = 337.6 \text{ mm.}$$

El diseño y trazado del engranaje de rodillo corresponde al elemento 16 y 17 de la Fig. 25 y se representa en el Plano 24.

Para el diseño de los engranajes de rodillo se usará acero A-36, ya que generalmente con el trazado de la figura del engranaje se procede al recorte del engranaje de una plancha de acero por medio de un pantógrafo.

3.4.10 TREN DE ENGRANAJES.

Para este caso el diseño geométrico del tren de engranajes esta limitado por los centros fijos de rotación y las circunferencias de paso de las estrellas del juego de manejo de botella. Básicamente esta compuesto por el engranaje motriz, engranaje de mando, engranaje del capsulador y el engranaje de salida. Todos estos engranajes tienen el mismo paso. Ver Plano 25 y Fig. 25.

En este diseño se usará acero SAE-1018 de bajo carbono, para luego realizar un tratamiento térmico de cementación lo que el permitirá junto con una regular lubricación alargar su vida útil frente al desgaste.

3.4.11 ESTRUCTURA BASE .

La estructura que soporta los elementos de la llenadora están constituido por canales UPN y tubo cuadrado estructural. Los mismos que se enlazan por medio de soldadura. Ver Plano 27.

Montado sobre un costado de la estructura de la llenadora se encuentra el reductor de tiro del transportador de la llenadora que consiste básicamente en una caja reductora con ejes dispuestos a 90° y que recibe movimiento transmitido por una de ls ruedas del tren de engranaje 22 al engranaje 27 y éste a su vez por medio del reductor trasmite movimiento a los envases que se encuentran en el transportador de alimentación. Ver Plano 26 y Plano 27.

CAPITULO 4

4. OPERACIÓN DE LOS SISTEMAS DE LA LLENADORA.

El tener un entendimiento del funcionamiento de la máquina llenadora permite visualizar los movimientos y cargas que tendrán que soportar los diferentes elementos que fueron diseñados geométricamente en el capítulo anterior y que se diseñaran desde el punto de vista mecánico en el capítulo 5 de éste trabajo.

4.1 SISTEMA DE LLENADO.

La operación consiste en que el sistema de control de nivel envía una señal eléctrica a la válvula solenoide que permite el ingreso del agua al tanque de llenado. Una vez alcanzado el nivel de trabajo del tanque el flotador de del sistema del control de nivel envía otra señal que hace que la válvula solenoide se cierre. Ya con el tanque lleno se pone el movimiento la entrada de envases a las plataformas de los cilindros elevadores los cuales levantan a los envase hasta que la boca de cada envase se encaje con el pico de la válvula y en ese momento entra en funcionamiento la válvula de llenado.

La válvula de llenado.

La válvula es un elemento mecánico que permite o detiene el paso de un fluido por su interior debido al movimiento o desplazamiento de un elemento interno de cierre; dicho elemento, puede ser operado de forma manual, mecánica, neumática, eléctrica, etc; o una combinación de ambas. Las válvulas tienen diferentes formas y tamaños lo que en muchos casos determina su amplia clasificación.

Las válvulas para llenadoras rotativas también tienen diferentes formas y tamaño aunque no son tan comunes debido a su aplicación muy especial; es decir, que se tiene que tomar en consideración: El tipo de producto a envasar, la forma de llenado y las dimensiones y forma del envase. Para este proyecto se ha seleccionado un tipo de válvula genérica con ciertas modificaciones para adaptarse a ésta llenadora rotativa.

A continuación se detallan los elementos que componen la válvula.

Elementos fundamentales de la válvula de llenado.

La válvula esta formada básicamente por cinco elementos:

- A.- Un cuerpo o carcasa. El cual debe ser capaz de resistir las fuerzas y presiones internas que se producen al paso de un fluido por su interior. Además de marcar el camino por donde debe ir el fluido debe se capaz de mantener los elementos internos o componentes de la válvula.

- B.- Un elemento de cierre móvil. Éste elemento restringe o permite el paso de un fluido y puede tener forma de disco, cono truncado, bola, etc.

- C.- Un actuador del elemento de cierre. Éste elemento generalmente externo es el que permite girar, mover o desplazar el elemento de cierre. En las diferentes formas que tenga debe llevar un elemento de sello adecuado que no permita la fuga del fluido.

- D.- Un elemento de rebose. Éste elemento interno permite el desalojar primero el aire y luego el liquido en exceso que se derramaría del envase.

- E.- Una tuerca de montaje. La cual permite la fijación y sellado de la válvula en el fondo del tanque. Ver Fig. 19

Operación de la válvula.

La válvula ha desarrollado es uno de los modelos más sencillos que se puedan producir y a semejanza de la operación de otros modelos ya existentes en el mercado. Debido a que el tipo de llenado es por gravedad el fluido saldrá a través de la válvula por la diferencia del cabezal estático del fluido que se halla aguas arriba.

La operación es sencilla, consiste en aplicar una fuerza ascendente en **C.**, la misma que vence la fuerza del resorte el mismo que al perder su equilibrio permite que se levante **C.** Después que **C.** Se mueve hacia arriba deslizándose por el interior de **A.** ; como la válvula esta normalmente inundada de agua al abrirse en su totalidad y como la presión a la salida de la válvula es igual a la presión del agua en el tanque de llenado, el fluido saldrá hasta llenar el envase que se encuentra en la parte inferior. Pero al producirse el ingreso del fluido éste tiende a desplazar el aire que se encuentra al interior del envase y a ocupar el volumen que éste deja libre de manera que para que se alcance el nivel de líquido deseado éste aire debe eliminarse

y esto se logra al salir por el agujero inferior de **B.**, el que es comunica con el tubo de venteo. Cuando se elimina la fuerza ascendente el resorte comienza a recuperar su posición original de extensión y el elemento **C.** Se desplaza hacia abajo por el interior del cuerpo **A.**, hasta cerrar y aplastar el sello que se encuentra en **B.**, y el fluido deja de salir.

4.2 SISTEMA DE ELEVACIÓN DEL TANQUE

Debido al uso de envases con diferentes tamaños se hace necesario elevar o bajar el tanque de llenado a una altura que permita el ingreso de la botella respectiva y el accionamiento de las válvulas de llenado, las cuales se encuentran fijas al fondo del tanque. Para realizar ésta operación se hace necesario accionar el gato elevador del tanque, el cual produce el deslizamiento de los elementos que componen la columna central.

Columna central.

Es el pedestal donde se apoya el tanque o tazón de llenado y al mismo tiempo gira solidario al plato porta pistones de manera en que su giro arrastra el tanque de llenado. Además, debe soportar el peso del tanque con producto y al mismo tiempo debe transmitir el arrastre de todos los elementos que a ella se fijan.

La columna central esta compuesta por los siguientes elementos:

- Anillo espaciador. Fig. 20. (4.1).
- Camisa de arrastre. Fig. 20. (4.2).
- Cuerpo de columna. Fig. 20. (4.3).

- Plato porta pistones. Fig. 20. (6).
- Contra tuerca. Fig. 20. (4.5).
- Eje elevador. Fig. 20. (4.6).
- Gato elevador. Fig. 20. (5).

Para elevar el tanque de llenado, se requiere aflojar los dos prisioneros que están roscados en la camisa de arrastre y que castigan al cuerpo de columna. Luego se da la vuelta al sin fin del gato elevador y ésta acción produce la ascensión del tornillo de l gato el cual levanta al eje elevador lo cual produce que se desplace hacia arriba la camisa con el anillo y el tanque de llenado los cuales están entrelazados por medio de pernos de sujeción. Una vez alcanzada la altura deseada, se vuelven a ajustar los prisioneros de la camisa de arrastre para fijar los elementos de la columna.

Gato elevador

Es el elemento mecánico que levanta el tanque de llenado al transmitir una fuerza ascendente por medio del tornillo elevador el cual recibe

movimiento a través de una tuerca interior en una rueda dentada la misma que gira al girar el tornillo sin fin del gato. .

4.3 SISTEMA DE TRANSFERENCIA

El sistema de transferencia de botellas se pone en marcha cuando la llenadora entra en operación y su función principal consiste en sincronizar y trasladar las botellas vacías que ingresan por el transportador y llevarlas al plato porta pistones y a su válvula respectiva para luego sincronizar la salida del envase lleno y nuevamente pasarlos por el transportador de salida.

Esta traspaso y sincronización se logra a través del uso del juego del manejo de botellas y las bases de deslizamiento.

Juego de manejo de botellas

Está formado por:

- Estrella de entrada. Fig. 21. (7.1).
- Estrella de transferencia. Fig. 21. (7.2).
- Estrella del capsulador. Fig. 21. (7.3).
- Estrella de salida. Fig. 21. (7.4).
- Guía central. Fig. 21. (7.5).
- Guía central secundaria. Fig. 21. (7.6).
- Guía 1 del capsulador. Fig. 21 (7.7).

- Guía 2 del capsulador. Fig. 21 (7.8).
- Guía de salida. Fig. 21. (7.9).

El ingreso de las botellas vacías desde el transportador hasta la estrella de entrada se produce con la ayuda del tornillo sin fin de alimentación. Una vez que la botella vacía ingresa a la estrella de entrada ésta la toma y la hace viajar entre sus cavidades y la guía viaja con la botella a través del plato porta pistones y levanta la botella vacía hacia la válvula correspondiente, accionando su apertura y produciéndose el ingreso de líquidos. Una vez llena de botella, ésta es entregada por el pistón elevador a una cavidad de la estrella de transferencia, la cual la hace viajar junto a la guía central y la guía central secundaria. Esta estrella de transferencia entrega la botella llena a la estrella del capsulador la cual la hace viajar entre una de sus cavidades y las guías 1 y 2 del capsulador hasta entregarla a una cavidad de la estrella de salida y mediante la guía de salida de botella es entregada al transportador de salida de la llenadora.

Bases de deslizamiento

Son los soportes a través de los cuales las bases de las botellas vacías y llenas hacen su traslado desde el transportador de entrada hasta el plato porta pistones y desde plato porta pistones hasta el capsulador y del capsulador hasta la estrella de salida para ser entregados en el transportador de salida.

Están formados:

- Base de deslizamiento de entrada. Fig. 22. (8.1).
- Base de deslizamiento de transferencia . Fig. 22. (8.2).
- Base de deslizamiento secundaria. Fig. 22. (8.3).
- Base de deslizamiento 1 del capsulador. Fig. 22. (8.4).
- Base de deslizamiento 2 del capsulador. Fig. 22. (8.5).
- Base de deslizamiento de salida. Fig. 22. (8.6).

4.4 SISTEMA ELEVADOR DE BOTELLAS

Es el encargado de levantar y bajar las botellas que ingresan al plato porta pistones para su respectivo llenado. Cuando la botella vacía es entregada por la estrella de entrada al pistón elevador, este se encuentra en la posición más baja lo cual se logra a través de una leva circular fija la cual permite que a medida que el plato porta pistones gira por la acción del engranaje de rodillo de mando, el pistón elevador por acción de un rodillo seguidor comience a subir y éste a su vez produce el ascenso de la botella hasta su válvula respectiva y de esta manera al alcanzar la posición más elevada produce la máxima apertura de la válvula de llenado de manera que el líquido ingresa a la botella hasta que ésta se llena. Una vez llena la botella, el pistón elevador por la acción de giro del plato porta pistón alcanza la posición de descenso de la leva lo cual obliga al pistón a bajar hasta alcanzar la posición de entrega (la más baja) de la botella llena a la estrella de transferencia .

Esta formado por:

- Pistones elevadores. Fig. 23.(9).

- Soportes y guías de pistones. Fig.23.(10).
- Soporte y rodillo de transmisión. Fig. 23. (11).
- Leva de los pistones. Fig.23. (12).

4.5 SISTEMA DE ALIMENTACION DE BOTELLAS

El sistema de alimentación de botellas se caracteriza por tener una estrecha relación de trabajo con el sistema de transferencia y su función consiste en sincronizar el ingreso de las botellas vacías que vienen por el transportador de entrada a la estrella de entrada de la llenadora. Para tal efecto se vale del uso de un tornillo de sincronización de paso variable el cual gira sobre su eje central producto del movimiento que le es transmitido a través de una caja de transmisión. Esta caja de transmisión recibe movimiento de unos engranajes que se conectan con el engranaje motriz.

Esta formado por:

- Transportador de entrada. Fig. 24. (13).
- Tornillo sin fin de alimentación. Fig. 24. (14).
- Transmisión motriz. Fig. 24. (15).

CAPITULO 5

5. DISEÑO MECANICO DE LA MAQUINA LLENADORA.

El diseño mecánico consiste en el uso de herramientas matemáticas y la aplicación de las diferentes ciencias mecánicas para encontrar los valores exactos de los espesores, diámetros, áreas, etc; que resultaran del calculo matemático de los esfuerzos y deformaciones admisibles; así como también, las diferentes propiedades físicas y mecánicas que tengan los materiales que forman un elemento de máquina.

Una vez determinados éstos valores se podrán definir las dimensiones definitivas de los elementos de los diferentes mecanismos.

5.1 ANÁLISIS CINÉMÁTICO DE LOS ELEMENTOS MOVILES.

Tomando como base el Plano 25 se tiene el siguiente diagrama para determinar las velocidades en los diferentes engranajes que

lo componen. Ver Fig. 26. Para tal efecto se procede a la utilización de las siguientes formulas :

$$V = W * R \quad (19)$$

Donde:

V : Velocidad tangencial

W : Velocidad angular

R : Radio

Procedimiento:

1.- Datos conocidos:

$$W_6 = 10 \text{ RPM} = 1.05 \text{ rad/seg.}$$

$$R_6 = 612.9 \text{ mm}$$

$$R_{18} = 209.05 \text{ mm}$$

$$R_{21} = 160.0 \text{ mm}$$

$$R_{22} = 160.0 \text{ mm}$$

2.- Se asume el diámetro primitivo del engranaje motriz (19).

$$R_{19} = 100 \text{ mm}$$

3.- Consideraciones:

La velocidad angular de la llenadora se realiza a velocidad constante.

4.- Variables a calcular:

$$W_{18}; W_{19}; W_{21}; W_{22}$$

5.- Usando la Formula (19) e igualando las velocidades tangenciales del plato porta-pistón con el engranaje de mando se tiene:

$$V_6 = V_{18}$$

$$W_6 * R_6 = W_{18} * R_{18}$$

$$W_{18} = (W_6 * R_6) / R_{18}$$

$$W_{18} = (1.05 * 612.9) / 209.05$$

$$\mathbf{W_{18} = 3.08 \text{ rad/ seg.}}$$

6.- Usando la formula (19) e igualando las velocidades tangenciales del engranaje de mando con el engranaje del capsulador se tiene:

$$\mathbf{V_{18} = V_{21}}$$

$$W_{18} * R_{18} = W_{21} * R_{21}$$

$$W_{21} = (W_{18} * R_{18}) / R_{21}$$

$$W_{21} = (3.08 * 209.05) / 160$$

$$\mathbf{W_{21} = 4.02 \text{ rad/seg.}}$$

7.- Por simetría las velocidades angulares del engranaje del capsulador y el engranaje de salida son iguales. Por lo tanto se tiene:

$$\mathbf{W_{21} = W_{22}}$$

$$\mathbf{W_{22} = 4.02 \text{ rad/seg.}}$$

8.- Se calcula la velocidad angular del engranaje motriz utilizando la formula (19). E igualando las velocidades tangenciales del engranaje motriz con el engranaje de mando.

$$V_{18} = V_{19}$$

$$\mathbf{W_{18} * R_{18} = W_{19} * R_{19}}$$

$$W_{19} = (W_{18} * R_{18}) / R_{19}$$

$$W_{19} = (3.08 * 209.05) / 50$$

$$\mathbf{W_{19} = 12.88 \text{ rad/seg}}$$

Análisis cinemático de la estrella de entrada y el transportador.

Tomando como base la Fig. 27; se calcula la velocidad angular de la estrella de entrada y la velocidad lineal de la banda del transportador. Se igualan la velocidad tangencial de la estrella de entrada y la velocidad lineal de la banda del transportador.

$$V_{7.1} = V_{13}$$

Procedimiento:

1.- Datos conocidos:

$$R_{7.1} = 209.05 \text{ mm}$$

$$W_{18} = W_{7.2} = W_{7.1}$$

$$V_6 = V_{18} = V_{7.2} = V_{7.1} = V_{13}$$

$$W_6 = 1.05 \text{ rad/seg.}$$

$$R_6 = 612.9 \text{ mm}$$

2.- Variable a calcular:

$$V_{7.1} \text{ y } V_{13}$$

3.- Usando la Formula (19) se encuentra la velocidad tangencial del plato porta pistones.

$$\mathbf{V_6 = W_6 * R_6}$$

$$V_6 = 1.05 * 612.9 * 10^{-3}$$

$$V_6 = 0.64 \text{ m/seg.}$$

$$V_{18} = 0.64 \text{ m/seg.}$$

$$\mathbf{V_{7.1} = 0.64 \text{ m/seg}}$$

$$V_{7.2} = 0.64 \text{ m/seg}$$

$$\mathbf{V_{13} = 0.64 \text{ m/seg}}$$

Análisis cinématico del transportador.

Tomando como referencia la Figura 28 se pueden determinar las velocidades angulares del eje al que están montados los piñones de cadena de rodillo y el piñón de cadena table-top. Para tal efecto se procede de la siguiente manera:

1.- Datos conocidos:

$$V_{13} = 0.64 \text{ m/seg}$$

$$V_{13} = V_{30}$$

DP₃₀ = 129.26 mm De la tabla de Rexnor pag. 38 Metal
Sproket para cadena Table-top 815
De 21 dientes. Apéndice A Tabla 5

$$R_{30} = 64.63 \text{ mm.}$$

2.- Usando la formula (19) para el piñón Table-top se tiene:

$$V_{13} = V_{30}$$

$$\mathbf{V_{30} = W_{30} * R_{30}}$$

$$W_{30} = V_{30} / R_{30}$$

$$W_{30} = 0.64 / (64.63 * 10^{-3})$$

$$\mathbf{W_{30} = 9.9 \text{ m/seg}}$$

Análisis cinématico del reductor de tiro del transportador.

Se toma como base la Fig. 29 para determinar la relación de velocidades que debe tener el reductor de tiro del transportador que se escoja para mover y sincronizar el ingreso y alimentación de los envases a la máquina llenadora. Para tal efecto se procede de la siguiente manera:

1.- Se establece la velocidad angular del piñón de cadena de rodillo del transportador usando la formula (19).

$$W_{30} = W_{29}$$

$$W_{29} = 9.9 \text{ rad/seg}$$

2.- Se establece la velocidad angular del piñón de cadena de rodillo y del engranaje impulsor de la caja del reductor.

Se conoce :

$$W_{22} = 4.02 \text{ rad/seg}$$

$$R_{22} = 160 \text{ mm}$$

3.- Usando (19) se calcula la velocidad tangencial en el engranaje de salida.

$$\mathbf{V_{22} = W_{22} * R_{22}}$$

$$V_{22} = 4.02 * 160 * 10^{-3}$$

$$\mathbf{V_{22} = 0.64 \text{ m/seg}}$$

$$V_{22} = V_{27}$$

$$\mathbf{V_{27} = 0.64 \text{ m/seg}}$$

4.- Se asume el diámetro primitivo del engranaje impulsor de la caja reductora.

$$DP_{27} = 150 \text{ mm}$$

$$R_{27} = 75 \text{ mm}$$

La selección de la caja reductora se lo realizará más adelante cuando se determine la potencia requerida por los elementos de impulsión. Además, los piñones de cadena de rodillos también se seleccionan posteriormente cuando se determine la potencia que requieren los elementos impulsores. Pero la relación de velocidad de la caja si se la puede asumir y será:

VELOCIDAD DEL REDUCTOR DE TIRO 1:1.5

Análisis cinemático del tornillo y la estrella de entrada.

Se toma como base la Fig. 30 para determinar la velocidad angular del tornillo sin-fin alimentador de botellas. Para tal efecto el Manual Máquinas Cálculos de Taller de Casillas. Pag. 186 presenta la siguiente relación para calcular la velocidad angular del tornillo:

$$W_T * N_f = W_R * N_R \quad (20)$$

Donde:

- W_T : Velocidad angular del tornillo
- N_f : Número de filetes del tornillo
- W_R : Velocidad angular de la rueda
- N_R : Número de dientes de la rueda

1.- Datos que se conocen:

$$V_{7.1} = 0.64 \text{ m/seg}$$

$$N_{7.1} = 8$$

$$N_f = 1$$

$$R_{7.1} = 209.05 \text{ mm}$$

2.- Se calcula la velocidad angular de la rueda con la formula (19).

$$\mathbf{W_{7.1} = V_{7.1} / R_{7.1}}$$

$$W_{7.1} = 0.64 / (209.05 * 10^{-3})$$

$$\mathbf{W_{7.1} = 3.08 \text{ m/seg}}$$

3.- Se calcula la velocidad angular del tornillo con la formula (20).

$$\mathbf{W_{14} = (W_{7.1} * N_{7.1}) / N_f}$$

$$W_{14} = (3.06 * 8) / 1$$

$$\mathbf{W_{14} = 24.64 \text{ rad/seg}}$$

Análisis cinématico de la caja del tornillo.

Tomando como base la Fig. 31 para determinar la relación de velocidad de la caja reductora del sin-fin. Para tal efecto se debe determinar la velocidad angular del engranaje motriz y de transferencia para el tren del tornillo. De donde se tiene lo siguiente:

1.- Datos conocidos:

$$W_{19} = W_{31}$$

$$W_{31} = 12.88 \text{ rad/seg}$$

$$DP_{31} = 120 \text{ mm}$$

$$R_{31} = 60 \text{ mm}$$

$$DP_{32} = 100 \text{ mm}$$

$$R_{32} = 50 \text{ mm}$$

2.- Usando la Formula (19) e igualando las velocidades tangenciales se tiene:

$$V_{31} = V_{32}$$

$$W_{31} R_{31} = W_{32} R_{32}$$

$$W_{32} = (W_{31} * R_{31}) / R_{32}$$

$$W_{32} = (12.88 * 60) / 50$$

$$W_{32} = 15.46 \text{ rad/seg}$$

3.- La relación de velocidad de la caja será:

$$W_{14} / W_{32}$$

$$24.28 / 15.46$$

VELOCIDAD DE LA CAJA REDUCTORA DEL SIN-FIN : 1.5 : 1

Finalmente todos los datos se recogen en la Tabla (8).

5.2 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE LA CADENA DEL TRANSPORTADOR.

Para la selección de los elementos y diseño del transportador se toman como base las recomendaciones del manual de ingeniería de la compañía REXNORD para cadenas de tabillas. Ver plano 22 & Figura.

Para tal efecto seguiremos las siguientes recomendaciones:

1.- Definición de datos conocidos:

Del plano 22 se tiene:

Longitud del transportador: $L = 2000 \text{ mm}$

Ancho del transportador: $A = 100 \text{ mm}$

Altura del transportador: $H = 150 \text{ mm}$

Del plano 6 se tiene :

Mayor diámetro de envase: $D = 150 \text{ mm}$

2.- Para la selección de los elementos que componen el transportador se deben de asumir condiciones severas las mismas que frecuentemente se presenta en el uso diario de las maquinas llenadoras.

- A .- Envase de vidrio.
- B .- Operación en seco (sin lubricación).
- C .- Producto a envasar con alto contenido de ácido cítrico.
- D .- Recorrido de la cadena recto

La selección de los elementos toma en cuenta las tablas del apéndice A.

1.- De la Tabla 1.

- Elemento : Transportador
Condiciones: C
Material : Acero Austenitico.

- Elemento: Guía de desgaste
Condiciones: A , B , C
Material : UHMWP

- Elemento : Cadena
- Condiciones: A , C
- Material : Acero Austenitico.

2.- De la Tabla 2

- Elemento: Cadena
- Condiciones: B , D , No abrasión
- Resultado: Cadena table-top tipo SS815

Una vez determinados estos elemento se procede a determinar la máxima longitud que debe tener el transportador usando las recomendaciones que da el manual de Rexnord en la pag. 74 y 75. de la siguiente manera:

1.- Se define la tensión ajustada.

Tensión ajustada: Es la fuerza que se produce en la cadena resultante de la sumatoria de las fuerzas de retorno, fuerzas de acarreo y la fuerza de patinaje de la cadena y viene definido por la siguiente formula:

$$TA = [(TR + TC) * PLF] + [TS * FML]$$

21

De donde:

TA : Tensión ajustada de la cadena.

TR : Tensión de la sección de retorno.

$$TR = L * W * fw \quad (22)$$

TC : Tensión de acarreo.

$$TC = L * (M + W) * fw \quad (23)$$

TS : Tensión de patinaje.

$$TS = Ls * M * fm \quad (24)$$

Lc : Distancia entre el eje loco y el eje de mando.

W : Peso de la cadena por pie.

M : Peso del producto por pie de transportador.

- fw : Coeficiente de fricción entre la guía y la cadena.
- fm : Coeficiente de fricción entre el envase y la cadena.
- Ls : Longitud de transportador sobre la que pueda ocurrir patinaje
- PLF: Frecuencias de arranques.
- FLM : Porcentaje de patinaje.

2.- Se define la tensión máxima admisible.

Tensión Máxima Permissible: Esta fuerza se ha obtenido experimentalmente por los fabricantes de la cadena y se relaciona con velocidad lineal de la cadena y la longitud del transportador.

Se tiene que cumplir que la tensión ajustada debe ser menor que la tensión máxima permisible.

Del Apéndice A de la Tabla # 3.

De la tabla de CARGA LIMITE DE CADENA.

Se escoge un valor de porcentaje de velocidad y longitud. Dicho valor permite escoger la Tensión máxima permisible.

$$\frac{S}{L} = \frac{Vc}{Lc}$$

25

De donde:

Vc: Velocidad del la cadena del transportador

Lc: Longitud del transportador.

La velocidad lineal de cadena del transportador debe ser igual a la velocidad tangencial del tanque de la llenadora a un radio equivalente a la mitad del diámetro del centro de válvula, tomando como base una velocidad angular de 10 RPM. Recurriendo a la formula (19) se tiene lo siguiente:

$$V_c = w * (DcVal / 2)$$

$$V_c = 2 \pi * 10 * (12258 / 2) * (1 / 0.3048)$$

$$V_c = 126.34 \text{ ft/min}$$

Por tanto:

$$S/L = 15.0 \quad y \quad T_{max.} = 195$$

$$S/L = V_c / L_c$$

$$15.0 = 126.34 / L_c$$

$$L_c = 8.42'$$

Con éste valor de L_c se calcula TA y se determina si $TA < T_{max}$.

Para poder determinar TA se requiere determinar los pesos de la cadena por pie y el peso de los envases con producto por pie haciendo uso de tablas ya elaboradas.

$$W = 2.41 \text{ Lb/pie} \quad \text{Del Apéndice A Tabla 3}$$

$$M = 18 \text{ Lb/pie} \quad \text{Peso de los envases de 4000cc/pie}$$

$$f_w = 0.4 \quad \text{Del Apéndice A Tabla 6}$$

$$f_m = 0.35 \quad \text{Del Apéndice A Tabla 6}$$

Con éstos valores determinados se procede a calcular TR , TC y TS de la siguiente manera:

Haciendo uso de la formula (22) se calcula TR .

$$TR = L * W * f_w$$

$$TR = 8.42 * 2.14 * 0.40$$

$$\mathbf{TR = 7.2}$$

Ahora se calcula la tensión de acarreo con la formula (23) de la siguiente manera:

$$\mathbf{TC = L * (M + W) * fw}$$

$$TC = 8.42 * (18 + 2.14) * 0.40$$

$$\mathbf{TC = 67.8}$$

Finalmente se calcula la tensión de patinaje con la formula (24) de la siguiente manera:

$$\mathbf{TS = Ls * M * fm}$$

$$TS = 8.42 * 18 * 0.35$$

$$\mathbf{TS = 53.04}$$

3.- Finalmente aplicando la formula (21) se calcula la tensión ajustada como sigue:

$$TA = [(7.2 + 67.8) * 1.1] + [53.04 * 0.9]$$

$$\mathbf{TA = 130.23}$$

Comparando TA con Tmax se cumple que $TA < Tmax$.

Ahora con otro valor de S/L mayor cual es la longitud máxima.

$$S/L = 8.0 \quad \text{y} \quad Tmax = 230$$

$$Lc = 15.8'$$

$$TR = 13.52$$

$$TC = 127.28$$

$$TS = 97.54$$

$$TA = 244.46$$

$$TA > T_{max}. \text{ No cumple}$$

Por lo tanto la longitud máxima del transportador debe ser menor de 15.8'.

Para el caso del diseño de el transportador de esta llenadora su longitud máxima se la determina tanteando con otros valores menores que $S/L = 8.0$ y $T_{max} = 230$ y mayores que $S/L = 15$ y $T_{max} = 195$.

Después de realizar algunos tanteos se determino un valor bastante razonable que cumple con las condiciones requeridas.

$$L_c = 14.56 \text{ pie} \quad \text{y} \quad T_{max} = 227.9$$

$$TR = 12.46$$

$$TC = 117.3$$

$$TS = 91.7$$

$$TA = 225.26$$

Si se cumple $TA < T_{max}$.

$$Lc \text{ max} = 14.56 \text{ pie} = 4438 \text{ mm.}$$

$$Lc = 2000 \text{ mm.}$$

5.3 CALCULO DE POTENCIA DEL SISTEMA DE TRANSPORTACIÓN Y SELECCIÓN DE ENGRANAJES.

La potencia requerida por el sistema de transportación es posible calcular por medio de una formula que presenta el manual de REXNOD en la pag. 75 y es la siguiente:

$$HP = \frac{V * TA_z * Z}{33.000} \quad (26)$$

Donde:

V : La velocidad lineal de transportador (FPM)

TA_z : Tensión admisible por carril

Z : Numero de carriles

Con los datos ya conocidos se procede a calcular la potencia requerida para mover el transportador.

$$HP = (126.34 * 227.9 * 1) / 33000$$

$$HP = 0.87$$

$$\mathbf{HP = 1}$$

Por lo tanto se requiere un motor de 1 HP para mover el transportador con los envases llenos para la longitud máxima de transportador que se determino en 4438 mm.

Selección de los engranajes de cadena para el transportador y el reductor de tiro.

Para encontrar los engranajes de cadena 28 y 29 se toma como base la Fig. 29 y se procede de la siguiente manera:

1.- Se determina la potencia de diseño, que resulta del producto de la potencia nominal por un factor de servicio para carga. El libro de Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley pag. 823 presenta la siguiente fórmula para la potencia de diseño:

$$H_D = K_s * H \quad (27)$$

Donde :

K_s : Factor de servicio de carga.

H : Potencia nominal (hp)

Se calcula la potencia de diseño:

$K_s = 1.3$ Del Apéndice A Tabla 7.17-14

$H = 1$ hp

Utilizando la fórmula (27) se tiene:

$$H_D = (1.3) * (1)$$

$$H_D = 1.3 \text{ hp}$$

2.- En base a la relación de velocidades se determinan los valores de los números de dientes para el engranaje impulsor e impulsado. Como ya se había determinado la relación de velocidad requerida entre el transportador y el reductor de tiro es de 1:15 . Se seleccionan dos engranajes dependiendo de la relación de velocidad de la siguiente manera:

$$Z_{28} = ?$$

Se asume: $Z_{29} = 21$

Tomando como base la Fig. 29 se tienen los siguientes datos conocidos:

$$W_{30} = W_{29} = 9.9 \text{ rad/seg} = 10 \text{ rad/seg}$$

Utilizando la formula (19) e igualando las velocidades tangenciales de los engranajes (22) y (27) se tiene:

$$W_{22} * R_{22} = W_{27} * R_{27}$$

$$W_{27} = (W_{22} * R_{22}) / R_{27}$$

$$W_{27} = (4.02 * 160) / 75$$

$$W_{27} = 8.58 \text{ rad/seg} = 8.6 \text{ rad/seg}$$

Ahora según se definió anteriormente la relación de velocidad del reductor debe ser 1: 1.5 se tiene:

$$W_{28} = 1.5 * W_{27}$$

$$W_{28} = 1.5 * 8.6$$

$$W_{28} = 12.9 \text{ rad/seg}$$

Ahora utilizando una expresión que iguala las velocidades de los engranajes en función del número de dientes se tiene:

$$V = W / Z \quad (28)$$

Igualando las velocidades entre el engranaje (28) y engranaje (29) y utilizando la formula (28) se tiene:

$$(W_{28} / Z_{28}) = (W_{29} / Z_{29})$$

$$Z_{28} = (W_{28} * Z_{29}) / W_{29}$$

$$Z_{28} = (12.9 * 21) / 10$$

$$Z_{28} = 27.36$$

$$\mathbf{Z_{28} = 27}$$

3.- Con el valor de velocidad angular y de potencia de diseño se va al Apéndice A Tabla 8. 17-11 y se selecciona el número de cadena requerido. Y permite encontrar la potencia corregida H_r . De donde se tiene:

$$W_{28} = 12.9 \text{ rad/seg} * (60 / 2 * \pi)$$

$$\mathbf{W_{28} = 123.2 \text{ RPM}}$$

$$\mathbf{H_r = 1.34}$$

Para éstos elementos se selecciona una Cadena 50. con lo que se usarían 1 engranajes 50B21 y 1 engranaje 50B27.

4.- Con ésta información presente se calcula la potencia nominal totalmente corregida, que se la obtiene de la siguiente formula que presenta Shigley pag. 820-17-13.

$$H'_r = K_1 * K_2 * H_r \quad (29)$$

Donde :

K_1 : Factor de corrección por diente

K_2 : Factor de cordones múltiples

Se calcula la potencia nominal totalmente corregida con la formula (29).

Pero antes se determinan K_1 y K_2 .

$K_1 = 1.26$

Del Apéndice A Tabla 7. 17-12

$K_2 = 1$

Del Apéndice A Tabla 7. 17-13

Estos datos se reemplazan en la fórmula (29) y se tiene:

$$H'_r = (1.26) * (1) * (1.34)$$

$$\mathbf{H'_r = 1.68 \text{ hp}}$$

5.4 ANÁLISIS DE LAS FUERZAS DEL TREN DE ENGRANAJES

Tomando como base la Fig. 29 se procede a seleccionar la caja del reductor de tiro del transportador. Partiendo de los datos de velocidad se va al Apéndice A Tabla 9 y se escoge el reductor de tiro deseado.

- Relación de velocidad : 1 : 1.5

- Velocidad angular : $W_{27} = 8.6 \text{ rad/seg} = 82.12 \text{ RPM}$

$$W_{28} = 12.9 \text{ rad/seg} = 123.18 \text{ RPM}$$

- Potencia nominal : 1 hp.

- Torque in & out : $T = (63000 * H) / n \quad (30)$

Donde :

T : Torque Lb-pulg

H : Potencia nominal hp.

n: Velocidad angular RPM

Calculando el torque con la formula (30) se tiene:

$$T_{27} = (63000 * 1) / 82.12$$

$$T_{27} = 767 \text{ Lb-pulg.}$$

$$T_{28} = (63000 * 1) / 123.18$$

$$T_{28} = 511.4 \text{ Lb-pulg}$$

- Reductor con eje a 90° de Apéndice A Tabla 9 se selecciona:

**Caja reductora 1:1.5 ; RPM (in)-(out) : 100 - 150 ; HP 1.7 ;
Torque 706 Lb-pulg ; Modelo R1413.**

Con base en la Fig. 29 se procede a determinar las fuerzas que actúan en el engranaje (27). Shigley presenta la siguiente formula para determinar la fuerza tangencial que actúa sobre el engranaje (27) en función de la potencia, la velocidad angular y la geometría de la rueda dentada.

$$W_t = [(60 \times 10^3) * H] / (\pi * d * n) \quad (30)$$

Donde :

Wt : Fuerza tangencial (KN)

H : Potencia nominal (KW)

d : Diámetro de paso (mm)

n : Velocidad angular (RPM)

Procedimiento :

1.- Datos conocidos:

$$H = 1 \text{ hp.} = 0.7457 \text{ KW}$$

$$d = DP_{27} = 150 \text{ mm}$$

2.- Utilizando la formula (19) se calcula W_{27}

$$W_{27} = V_{27} / R_{27}$$

$$W_{27} = (0.64 \text{ m/seg }) / (0.075 \text{ m })$$

$$W_{27} = 8.53 \text{ rad/seg } * (60 / 2 * \pi)$$

$$\mathbf{W_{27} = 81.46 \text{ RPM}}$$

3.- Utilizando la formula (30) se calcula W_t

$$W_{t\ 27} = (60 \times 10^3 * (0.7457)] / (\pi * 150 * 81.46)$$

$$\mathbf{Wt}_{27} = 1.16 \text{ KN}$$

En base a la Fig. 25 y Fig. 29 se plantea el diagrama de cuerpo libre (DCL) del engranaje (27) en la Fig. 33.

Se asume como ángulo de presión para los dientes de los engranajes 20° .

De modo que analizando el DCL de (27) se tiene:

$$\text{Tg. } 20^\circ = (F_{27-22}^r) / (F_{27-22}^t)$$

$$\mathbf{F_{27-22}^r = F_{27-22}^t * \text{Tg.} (20^\circ)} \quad \mathbf{(31)}$$

Además se tiene que:

$$\mathbf{F_{27-22}^t = Wt_{27} = 1.16 \text{ KN}}$$

Para efecto del calculo de las otras fuerzas se tiene :

$$\mathbf{Wt_{27} = (Wt_{27}')}$$

Con éste valor como base se procede a calcular la potencia del moto-reductor que se debe colocar para impulsar al engranaje motriz y las diferentes fuerzas que se producen en el tren de engranaje. Se procede de la siguiente manera:

- 1.- Se asume un valor para la potencia del moto-reductor.
- 2.- Se calculan las fuerzas generadas en los engranajes del tren
- 3.- Se calcula la fuerza F_{27-22}^t y se compara con (Wt_{27}') y se debe cumplir que $F_{27-22}^t > 0 = (Wt_{27}')$
- 4.- Si no se cumple esta condición se debe asumir otro valor de potencia y se regresa al paso 1.

Análisis del engranaje (19).

Se asume como base la potencia de 1hp y se calcula la fuerza tangencial que impulsa al engranaje 18 con la Formula (30).

$$Wt = [(60 \times 10^3) * H] / (\pi * d * n)$$

$$Wt_{19-18} = (60 \times 10^3 * (0.7457)) / (\pi * 100 * 123)$$

$$Wt_{19-18} = 1.15 \text{ KN}$$

Análisis del engranaje (18).

En base a la Fig. 34 se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje (c) y se tiene:

$$\Sigma \quad Mc = 0$$

$$F_{19-18}^t * R_{18} - F_{f_{7.2}} * R_{7.2} - F_{17-6}^t * R_{17} - F_{f_{7.2-7.5-7.6}} * R_{7.2} - F_{18-21}^t * R_{18} = 0$$

$$F_{18-21}^t = (F_{19-18}^t * R_{18} - F_{f_{7.2}} * R_{7.2} - F_{17-6}^t * R_{17} - F_{f_{7.2-7.5-7.6}} * R_{7.2}) / R_{18}$$

Los radios de los engranajes corresponderán a la mitad de los diámetros primitivos de cada engranaje. Por lo cual se tiene:

$$R_{18} = R_{7.2} = R_{17}$$

$$F_{18-21}^t = F_{19-18}^t - F_{f7.2} - F_{17-6}^t - F_{f7.2-7.5-7.6} \quad (32)$$

Existe una fuerza de fricción que se opone al movimiento y paso de los envases sobre las bases de deslizamiento que es producto de un factor de fricción dinámico con la reacción normal de la base de deslizamiento con el peso del envase.

$$F_f = \mu_k * N \quad (33)$$

De donde, al usar la formula (33) en el caso de la estrella (7.2) se tiene:

$$F_{f7.2} = \mu_k * N \quad (34)$$

Del Apéndice A Tabla 6 se obtiene el factor de fricción entre el envase y la cadena. En éste caso se escoge el envase plástico y la cadena de acero inoxidable. Dicho valor es:

$$\mu_k = 0.3$$

Según la Fig. 21, la estrella 7.2 maneja 7 envases en cada vuelta por lo tanto el peso se lo debe multiplicar por la cantidad de envases que maneja

$$N = W = 4.05 \text{ Kg.} * (9.8 \text{ N / Kg}) * 7$$

$$\mathbf{N = 277.83 \text{ N}}$$

Reemplazando éste valor en la formula (34) se tiene:

$$F_{f_{7.2}} = (0.3) * (277.83)$$

$$\mathbf{F_{f_{7.2}} = 0.0833 \text{ KN}}$$

Para resolver la ecuación (32) se requiere ahora determinar F_{17-6}^t y para tal efecto se realiza el análisis del plato porta-pistones

Análisis del plato porta-pistones (6)

En base a la Fig. 35 se realiza la sumatoria de fuerzas en el rodillo de camisa (31) y se tiene:

$$\sum F = 0$$

$$F_{17-6}^t = F_{f31}$$

Para encontrar la fuerza de fricción entre el rodillo de camisa (31) y la leva de pistón (12) se utiliza la formula (33).

$$F_f = \mu k * N \quad (33)$$

Aplicando (33) para el caso del rodillo de camisa (31) se tiene:

$$F_{f31} = \mu k * N \quad (35)$$

Del Apéndice A Tabla 6 se obtiene el factor de fricción entre el rodillo de camisa que es de material UHMWP y la leva de pistones que es de material de acero al carbono.

$$\mu k = 0.2$$

Según la Fig. 31, el plato porta pistones (6) maneja 24 envases, 24 pistones elevadores y recibe una fuerza adicional de compresión cuando el envase empuja el resorte de la válvula para su apertura en cada vuelta. El peso propio de cada cilindro elevador y además se considera un factor de seguridad de 1.5. Así como se presenta a continuación:

- Peso Producto y envase:	4.05 Kg.
- Fuerza del resorte en envase:	11.52 Kg.
- Peso estimado del cilindro elevador:	2.43 Kg.
	18.00 Kg.
- Factor de seguridad:	1.50
	27.00 Kg.
- Número de cilindros:	24
	648.00 Kg. * (9.8 N / 1Kg)

$$\mathbf{N = 6.35 KN}$$

Aplicando estos valores en la formula (35) se tiene:

$$F_{f31} = \mu k * N \quad (35)$$

$$F_{f31} = (0.3) * (6.35)$$

$$F_{f31} = 1.9 \text{ KN}$$

De donde:

$$F_{17-6}^t = F_{f31}$$

$$F_{17-6}^t = 1.9 \text{ KN}$$

Se calcula la fuerza radial F_{17-6}^r haciendo uso de la formula (31)

$$F_{17-6}^r = F_{17-6}^t * \text{Tg } 20^\circ$$

$$F_{17-6}^r = 0.7 \text{ KN}$$

La fuerza $F_{f7.2-7.5-7.6}$ es la fuerza de fricción que ejercen las guías plásticas sobre el envase que es llevado por la estrella 7.2. Por lo tanto haciendo uso de la formula (33) se tiene:

$$F_{f7.2-7.5-7.6} = \mu k * N \quad (36)$$

Del Apéndice A Tabla 6 se puede ver que el factor de fricción del acetal que es un plástico con relación a las guías de Nylon o UHMWP en trabajo seco es 0.25; por lo cual, se asume éste valor para el cálculo.

$$\mu_k = 0.25$$

La normal es la reacción que ejercen las guías sobre el envase que esta influenciado por la fuerza centrífuga. Por lo tanto esto puede estar representado por la formula (37).

$$F_c = m * a \quad (37)$$

De donde :

m: masa del envase con producto. $m = P/g$

a: aceleración radial. $a_r = r * \omega^2$

Igualando las fuerzas se obtiene :

$$N = Fc$$

$$N = (P / g) r * w^2$$

Reemplazando ésta expresión en la formula (36) se tiene:

$$Ff_{7.2-7.5-7.6} = \mu k * N \quad (36)$$

$$Ff_{7.2-7.5-7.6} = \mu k * (P / g) r_{7.2} * w_{7.2}^2 \quad (38)$$

Reemplazando los valores conocidos en la Formula (38) se tiene:

$$Ff_{7.2-7.5-7.6} = (0.25) * (4.05 / 9.8) * (0.4181 / 2) * (3.08)^2$$

$$Ff_{7.2-7.5-7.6} = 0.205 \text{ Kg} * (9.8 \text{ N} / 1\text{Kg})$$

$$Ff_{7.2-7.5-7.6} = 2 \text{ N}$$

La estrella 7.2 maneja 7 envases en cada vuelta, por lo tanto se multiplica por 7 el valor anterior.

$$F_{f_{7.2-7.5-7.6}} = 2 \text{ N} * 7$$

$$F_{f_{7.2-7.5-7.6}} = 14 \text{ N}$$

Se regresa al análisis del engranaje (18) para la solución de la ecuación (32).

$$F_{18-21}^t = F_{19-18}^t - F_{f_{7.2}} - F_{17-6}^t - F_{f_{7.2-7.5-7.6}} \quad (32)$$

$$F_{18-21}^t = 1.15 \text{ KN} - 0.0833 \text{ KN} - 0.014 \text{ KN}$$

$$F_{18-21}^t = 1.05 \text{ KN}$$

Análisis del engranaje (21).

En base a la Fig. 36 se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje (e) y se tiene:

$$\sum Me = 0$$

$$F_{18-21}^t * R_{21} - F_{f7.3} * R_{7.3} - F_{f_{7.3-7.7-7.8}} * R_{7.3} - F_{21-22}^t * R_{21} = 0$$

$$F_{21-22}^t = (F_{18-21}^t * R_{21} - F_{f7.3} * R_{7.3} - F_{f_{7.3-7.7-7.8}} * R_{7.3}) / R_{21}$$

Los radios de los engranajes corresponderán a la mitad de los diámetros primitivos de cada engranaje. Por lo cual se tiene:

$$R_{21} = R_{7.3}$$

$$F_{21-22}^t = F_{18-21}^t - F_{f7.3} - F_{f_{7.3-7.7-7.8}} \quad (39)$$

Para encontrar la fuerza de fricción se utilizará la formula (33)

$$F_f = \mu_k * N \quad (33)$$

De donde, al usar la formula (33) en el caso de la estrella (7.3) se tiene:

$$F_{f7.3} = \mu_k * N \quad (40)$$

Del Apéndice A Tabla 6 se obtiene el factor de fricción entre el envase y la cadena. En éste caso se escoge el envase plástico y la cadena de acero inoxidable. Dicho valor es:

$$\mu_k = 0.3$$

Según la Fig. 14, la estrella 7.3 maneja 5 envases en cada vuelta por lo tanto el peso se lo debe multiplicar por la cantidad de envases que maneja

$$N = W = 4.05 \text{ Kg.} * (9.8 \text{ N / Kg}) * 5$$

$$N = 198.45 \text{ N}$$

Reemplazando éste valor en la formula (36) se tiene:

$$F_{f7.3} = (0.3) * (198.45)$$

$$\mathbf{F_{f7.3} = 0.06 N}$$

La fuerza de fricción $F_{f7.3-7.7-7.8}$, se la calcula haciendo uso de la formula (38) aplicada para éste caso y se transforma en la formula (41), como se ve a continuación:

$$\mathbf{F_{f7.3-7.7-7.8} = \mu k * (P / g) r_{7.3} * w_{7.3}^2 \quad (41)}$$

Reemplazando los valores correspondientes en la formula (41) se tiene:

$$F_{f7.3-7.7-7.8} = 0.25 * (4.05 / 9.8) * (0.320 / 2) * (4.02)^2$$

$$F_{f7.3-7.7-7.8} = 0.267 \text{ Kg} * (9.8\text{N} / 1\text{Kg})$$

$$F_{f7.3-7.7-7.8} = 2.62 \text{ N}$$

La estrella 7.3 maneja 5 envases.

$$F_{f7.3-7.7-7.8} = 2.62 \text{ N} * 5$$

$$\mathbf{F_{f7.3-7.7-7.8} = 13.2 \text{ N}}$$

Se reemplazan los datos conocidos en la formula (39) como sigue:

$$F_{21-22}^t = F_{18-21}^t - F_{f7.3} - F_{f7.3-7.7-7.8} \quad (39)$$

$$F_{21-22}^t = 1.05 \text{ KN} - 0.06 \text{ KN} - 0.013 \text{ KN}$$

$$\mathbf{F_{21-22}^t = 0.98 \text{ KN}}$$

Análisis del engranaje (22).

En base a la Fig. 37 se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje (f) y se tiene:

$$\sum M_f = 0$$

$$F_{22-21}^t * R_{22} - F_{f_{7.4}} * R_{7.4} - F_{f_{7.4-7.9}} * R_{7.4} - F_{22-27}^t * R_{22} = 0$$

$$F_{22-27}^t = (F_{22-21}^t * R_{22} - F_{f_{7.4}} * R_{7.4} - F_{f_{7.4-7.9}} * R_{7.4}) / R_{22}$$

Los radios de los engranajes corresponderán a la mitad de los diámetros primitivos de cada engranaje. Por lo cual se tiene:

$$R_{22} = R_{7.4}$$

$$F_{22-27}^t = F_{22-21}^t - F_{f_{7.4}} - F_{f_{7.4-7.9}} \quad (42)$$

Para encontrar la fuerza de fricción se utilizará la formula (33)

$$F_f = \mu_k * N \quad (33)$$

De donde, al usar la formula (33) en el caso de la estrella (7.4) se tiene:

$$F_{f_{7.4}} = \mu_k * N \quad (43)$$

Del Apéndice A Tabla 6 se obtiene el factor de fricción entre el envase y la cadena. En éste caso se escoge el envase plástico y la cadena de acero inoxidable. Dicho valor es:

$$\mu_k = 0.3$$

Según la Fig. 14, la estrella 7.4 maneja 3 envases en cada vuelta por lo tanto el peso se lo debe multiplicar por la cantidad de envases que maneja

$$N = W = 4.05 \text{ Kg.} * (9.8 \text{ N / Kg}) * 3$$

$$N = 119.07 \text{ N}$$

Reemplazando éste valor en la formula (36) se tiene:

$$F_{f_{7.4}} = (0.3) * (119.07)$$

$$\mathbf{Ff_{7.3} = 0.036 \text{ KN}}$$

La fuerza de fricción $Ff_{7.4-7.9}$, se la calcula haciendo uso de la formula (38) aplicada para éste caso y se transforma en la formula (41), como se ve a continuación:

$$\mathbf{Ff_{7.4-7.9} = \mu k * (P / g) r_{7.4} * w_{7.4}^2 \quad (44)}$$

Reemplazando los valores correspondientes en la formula (44) se tiene:

$$Ff_{7.4-7.9} = 0.25 * (4.05 / 9.8) * (0.320 / 2) * (4.02)^2$$

$$Ff_{7.4-7.9} = 0.267 \text{ Kg} * (9.8 \text{ N} / 1 \text{ Kg})$$

$$Ff_{7.4-7.9} = 2.62 \text{ N}$$

La estrella 7.4 maneja 3 envases.

$$Ff_{7.3-7.7-7.8} = 2.62 \text{ N} * 3$$

$$\mathbf{Ff_{7.3-7.7-7.8} = 7.86 \text{ N}}$$

Se reemplazan los datos conocidos en la formula (42) como sigue:

$$F_{22-27}^t = F_{22-21}^t - F_{f_{7.4}} - F_{f_{7.4-7.9}} \quad (42)$$

$$F_{22-27}^t = 0.98 \text{ KN} - 0.036 \text{ KN} - 0.008 \text{ KN}$$

$$\mathbf{F_{22-27}^t = 0.94 \text{ KN}}$$

Comparando $F_{22-27}^t < W_{t_{27}}$. Por lo tanto éste valor no es solución y se debe buscar otro moto-reductor con una potencia mayor. En la Tabla 9 se registran las fuerzas que se generan al aumentar la potencia del moto-reductor.

5.5 DISEÑO DE LA VÁLVULA.

Para el diseño de la válvula, se toma como base el diseño geométrico del Plano 8; con esas dimensiones iniciales, se determina de forma teórica el caudal neto que maneja la válvula y posteriormente de forma experimental el caudal real que es posible obtener de cada válvula evaluando las pérdidas que se presentan.

Caudal de la válvula.

Para encontrar el caudal neto de la válvula, se parte teniendo presente el valor del volumen estimado de producción de la llenadora.

$$V_{ePrd} = 240 \text{ BPM}$$

Mediante el uso de la fórmula (39) se calcula el **caudal estimado** de llenado (**Qef**) .

$$Q_{ef} = V_{ePrd} * V_B \quad (39)$$

De donde:

Q_{ef} : Caudal estimado de llenado

V_{ePrd} : Volumen estimado de producción.

V_B : Volumen del envase o botella a llenar.

* Como valor conservador de volumen de envase se toma medio lt. ó 500cc. Haciendo uso de la fórmula 39 se tiene :

$$Q_{ef} = 240 \text{ min} * 500\text{cc}$$

$$Q_{ef} = 120 \times 10^3 \text{cc. min}$$

Ahora se procede a determinar el **caudal neto de llenado Q_n** , que es el que determina cuanto caudal de líquido se debe manejar para el ángulo neto de llenado θ_N .

El ángulo neto de llenado corresponde al espacio real en el cual las válvulas se abren al 100 % y permiten que el fluido ingrese en el envase. Este valor se lo obtiene de la tabla 7 del diseño geométrico de la leva de pistones . Para este caso se tiene :

$$\theta_N = 4 \pi / 3$$

De manera que el caudal neto se lo puede hallar por medio de la Formula (40). La cual relaciona el caudal efectivo con el neto

$$Q_{ef} * \theta_{ef} = Q_N * \theta_N \quad (40)$$

Donde :

$$\theta_{ef} : 2 \pi$$

$$Q_{ef} : 120 \text{ lt / min.}$$

Por tanto, la fórmula 43 quedará como la formula 41 de la siguiente forma:

$$Q_N = Q_{ef} * (2 \pi / \theta_N) \quad (41)$$

Haciendo uso de la Formula 41 se calcula el caudal neto.

$$Q_N = 120 * (2\pi / (4\pi / 3))$$

$$Q_N = 180 \text{ lt/min.}$$

El caudal neto unitario o por válvula Q_{NU} , se lo obtiene dividiendo el caudal neto para el número de válvulas. Formula 42.

$$Q_{NU} = Q_N / N \quad (42)$$

Se procede a calcular el caudal neto unitario:

$$Q_{NU} = 120 \text{ lt/min} / 24$$

$$Q_{NU} = 7.5 \text{ lt / min}$$

$$Q_{NU} = 1.25 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{seg}$$

Ahora, este caudal neto que sale por el tubo de la válvula es producto de un diferencial del nivel de líquido que hay en el tanque de llenado. Es decir, que el fluido que sale de la válvula con ese caudal neto lo logra gracias al cabezal piezométrico que se produce en el tanque.

Para determinar el nivel de agua en el tanque de modo de produzca este cabezal, se debe disponer de un modelo parecido que implique un tanque con agua el cual tiene en el fondo un tubo con contracción. Ver Figura 38.

Para resolver este problema, Fox y Mc. Donnal propone el uso de la ecuación de Bernulli entre los puntos 1 y 2 . Fórmula 43.

$$[(P_1 / \rho_1) + (\alpha_1 * V_1^2 / 2) + g z_1] - [(P_2 / \rho_2) + (\alpha_2 * V_2^2 / 2) + g z_2] = h_{lm}$$

(43)

Consideraciones:

- Flujo incompresible.
- $V_1 = 0$ en el punto 1
- $Z_2 = 0$ en el nivel inferior
- $P_1 = P_2 = P_{atm}$.

$$- \alpha_2 = 1$$

Por tanto la Formula 43 quedará como la Formula 44.

$$g z_1 - (V_2^2 / 2) = h_{lm} \quad (44)$$

Donde :

h_{lm} : Perdidas menores

Las perdidas menores en general se representan por la formula 45. Fox & McDonal. Pag 367 (8.30 a).

$$h_{lm} = K * (V^2 / 2) \quad (45)$$

Si se reemplaza la Formula 45 en la Formula 44, se tiene la formula 46.
como sigue:

$$Z_1 = (V_2^2 / 2g) * (K + 1) \quad (46)$$

Haciendo uso de la formula 47 se puede determinar la velocidad del fluido a la salida de la válvula. Esto es:

$$Q = V \times A \quad (47)$$

Donde :

Q : Caudal

V : Velocidad del fluido

A : Área que cruza el fluido.

El área transversal del tubo de la válvula es la que resulta de restar el área de un círculo con el área de un triángulo que es el elemento centrador y de apoyo del tubo de venteo.

$$A = 1.4 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Puesto que el caudal neto se conoce y el área de la sección transversal de la válvula también, se puede hallar la velocidad del fluido, haciendo uso de la formula 47.

$$Q = V \times A$$

$$V = Q / A$$

$$V = 5 \times 10^{-4} / 1.4 \times 10^{-4}$$

$$V = 3.57 \text{ m/seg}$$

Con éste valor de velocidad de fluido se recurre a la formula 46, para obtener el valor del cabezal piezométrico.

$$Z_1 = (V_2^2 / 2g) * (K + 1)$$

$$Z_1 = [(3.57)^2 / (2 * 9.8)] * (0.04 + 1)$$

Del libro de Fox & McDonald. Pag 371 . Tabla 8.2 se obtiene el valor de $K = 0.04$. Este es un valor que se asume con el propósito de resolver la ecuación ya que no existe el valor de K para el caso de ésta válvula. Ver Apéndice A Tabla 10 8.2. Por tanto el cabezal piezométrico quedará como:

$$Z_1 = 0.67 \text{ m}$$

$$H' = Z_1 - L_{val}$$

$$H' = 670 - 266$$

$$H' = 444 \text{ mm.}$$

Por las limitaciones de espacio no se puede cambiar la altura del tanque como tampoco se puede aumentar el diámetro del tubo de salida de la válvula.

Por esta razón se debe establecer el caudal de la válvula en función de sus dimensiones geométricas y para un cabezal piezométrico que corresponda al 70 % de la altura física del tanque, la cual es 280mm (valor común

entre los tanques de las llenadoras por gravedad). Ese valor del 70 % de la altura del tanque permite que exista una cámara de aire , sobre el nivel de agua . El mismo que permite el rebose de las válvulas por el tubo de venteo.

Haciendo uso de la Fórmula 46 y teniendo presente las mismas condiciones del cálculo anterior, se encuentra la velocidad del fluido V_2 .

$$Z_1 = (V_2^2 / 2 g) * (K + 1)$$

$$V_2 = [1 / (k + 1)^{1/2}] * (2g Z_1)^{1/2}$$

$$V_2 = [1 / (0.04 + 1)^{1/2}] * (2 * 9.8 * 0.422)^{1/2}$$

$$V_2 = 2.82 \text{ m/seg}$$

Haciendo uso de la formula 47 y reemplazando los valores correspondientes se puede determinar el **caudal de la válvula. Qval**

$$Q_{val} = V_2 * A_{val}$$

$$Q_{val} = 2.82 * (1.4 \times 10^{-4})$$

$$Q_{val} = 3.9 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q_{val} = 23.4 \text{ Lt / min.}$$

Como se puede apreciar los cálculos realizados han permitido hallar el caudal de la válvula teórico, partiendo de consideraciones ideales.

Caudal real de la válvula. Q_R

El caudal real de la válvula se lo obtiene de forma experimental, determinando el tiempo de llenado de un envase de 2000 cc. Manteniendo constante la altura o cabezal piezométrico en 280 mm.

De los resultados experimentales se tiene que la válvula llena 2000 cc en un tiempo de 9 seg. Por lo tanto haciendo uso de la Formula 48 se tiene:

$$Q_R = V / t \quad (48)$$

Donde :

Q_R : Caudal real (m^3 / seg)

V : Volumen del envase en m^3

t : Tiempo (Seg)

Conociendo $t = 9$ Seg y $V = 2$ Lt. Se calcula:

$$Q_R = V / t$$

$$Q_R = 2 \times 10^{-3} / 9$$

$$Q_R = 2.2 \times 10^{-4} m^3 / seg$$

Conocido el caudal real se determina la velocidad real del fluido (V_R). Haciendo uso de la Formula (47).

$$Q_R = V_R * A \quad (47)$$

$$V_R = Q_R / A$$

$$V_R = 2.2 \times 10^{-4} / 1.4 \times 10^{-4}$$

$$\mathbf{V_R = 1.59 \text{ m / Seg.}}$$

Conocida la velocidad del fluido al pasar por la válvula se procede a determinar el coeficiente de válvula. K de la Formula (49).

$$\mathbf{V_R = D * (2 * g * Z_1)^{1/2} \quad (49)}$$

$$D = 1 / (K + 1)^{1/2}$$

$$D = 1.59 / (2 * 9.8 * 0.472)^{1/2} = 0.522$$

$$0.522 = 1 / (K + 1)^{1/2}$$

$$\mathbf{K = 0.91}$$

Todos éstos valores se registran en la Tabla (10).

Análisis de la Tabla de caudal teórico y real.

De los valores registrados en la tabla se puede observar que el caudal real es menor que el caudal teórico debido a que el valor del coeficiente de válvula K , para el caso real de la válvula es mayor que el que se tomo del libro par el calculo teórico. Adicionalmente se puede ver que el caudal real es 1.76 veces mayor que el caudal estimado de producción lo que permite a la llenadora cumplir con la expectativa de llenar 240 BPM para cualquier envase de 500 cc.

5.6 DISEÑO DEL TANQUE DE LLENADO.

Para el diseño del tanque de la Llenadora, se toma como base las dimensiones básicas del plano 7. En éste caso lo que se desea determinar son los espesores que deben tener la pared y el fondo del tanque. Para lo cual se deben tener presente las siguientes condiciones:

1.- El tanque gira a velocidad angular constante de 10 RPM. Lo cual produce una variación del nivel del líquido en las paredes del tanque, esto a su vez incrementa la presión que se ejerce en el fondo del mismo. De modo que el giro del tanque genera sobre la superficie libre del líquido un paraboloides de revolución. Si se pasa un plano vertical por el centro del eje de revolución se obtiene una parábola sujeta a la Formula (50). Ver Fig.39

$$Y = (w^2 / 2g) * x^2 \quad (50)$$

Con la Formula (50) . Se determina cual es la mayor altura que alcanza el líquido a una distancia (X) igual al radio del tanque. Por lo tanto, haciendo uso de la Formula (50) se tiene:

$$Y = \left(\frac{(1.05)^2}{2(9.8)} \right) * (0.688)^2$$

$$Y = 0.0266 \text{ m}$$

El foco del paraboloide es “ S “ se encuentra en la mitad de “ Y “. Por tanto viene representado por la siguiente Formula (51) .

$$S = (1/2) * Y \quad (51)$$

$$S = 13.3 \text{ mm.}$$

Por aplicación geométrica, se tiene (SC).

$$SC = 280 - 13.3$$

$$SC = 266.7 \text{ mm}$$

De modo que la distancia B´D, se determina por la siguiente Formula (52)

$$B'D = S'D + Y \quad (52)$$

$$B'D = 266.7 + 26.6$$

$$B'D = 293.3 \text{ mm}$$

Ahora, la presión en el fondo de la pared del tanque se la calcula haciendo uso de la formula (53).

$$P = w * h \quad (53)$$

Donde:

$$W = 1000 \text{ Kg/ m}^3$$

$$h = 0.293 \text{ m}$$

Se realiza el siguiente calculo:

$$P = 1000 * 0.293$$

$$P = 293 \text{ Kg / m}^2$$

$$P = 2.87 \text{ KN / m}^2$$

$$P = 2.87 \text{ K Pa}$$

Se calcula el espesor de la plancha en el fondo del tanque haciendo uso de las formulas que presenta el Manual del Ingeniero Mecánico de Mark Pag. 5-51 Volumen 1. para placas planas circulares sometidas a una carga distribuida. Ver Fig. 40.

El manual presenta dos formulas para determinar el espesor de la plancha del tanque. De las cuales la primera formula considera la carga estática y la segunda toma en consideración la deformación que se pudiera producir en la placa. Mark presenta una lista de varios modelos matemáticos posibles y para éste caso la Fig. 69 Mark Pag 5-51V1 se asume la Fig. 9. Ver Apéndice A Tabla 11

$$S_m = k * (w r^2 / t^2) \quad (54)$$

$$Y_m = k_1 * (w r^4 / E t^3) \quad (55)$$

Donde :

S_m : Esfuerzo máximo en la placa por carga estática

Y_m : Deformación máxima admisible

k, k_1 : Coeficientes de placa

w : Carga distribuida en la superficie

r : Radio del asiento del pedestal

t : Espesor de la pared

E : Modulo de elasticidad

Diseño por carga estática.

Para éste efecto se hace uso de la Formula (54) de la cual se despeja “ t “ y se tiene la Formula (56).

$$t = ((k w r^2) / S_m)^{1/2} \quad (56)$$

Del Apéndice A la tabla 11 se tiene :

$$(R / r) = (1375.8 / 600) = 2.3 \quad \text{Entonces} \quad k = 1.04$$

Ahora se calcula el valor de S_m haciendo uso de la Formula (57) se tiene:

$$S_m = S_y / n \quad (57)$$

Donde:

n: Factor de seguridad recomendado $n = 1.5$. se
asume $n = 2$

$$S_m = S_y / n$$

$$S_m = 242 \text{ MPa} / 2$$

$$\mathbf{S_m = 161.3 \text{ Mpa}}$$

Reemplazando estos valores en la Formula (56) se tiene:

$$t = ((k w r^2) / S_m)^{1/2} \quad (56)$$

$$t = 1.3 \times 10^3 \text{ m}$$

$$t = 1.3 \text{ mm}$$

Diseño por deformación.

Se hace uso de la formula (55) se despeja “ t “ y se tiene la siguiente

Formula:

$$t = ((k_1 w r^4) / (E Y_m))^{1/3} \quad (58)$$

Se toma como base la relación de radios (R / r) = 2.3 y del Manual de Mark se obtiene que $k_1 = 0.0938$. Apéndice A Tabla 11.

Se asume la siguiente deformación:

$$Y_m = 0.001 D$$

Donde :

D : Es el diámetro exterior de la placa plana.

Se procede al calculo:

$$Y_m = 0.001 (1.375)$$

$$Y_m = 1.3 \times 10^3 \text{ m}$$

Haciendo uso de la Formula (58) se calcula el espesor de placa como sigue:

$$t = ((k_1 w r^4) / (E Y_m))^{1/3} \quad (58)$$

$$t = ((0.0938 * 2.87 \times 10^3 * (0.4)^4) / (190 \times 10^9 * 1.3 \times 10^3))^{1/3}$$

$$t = 2.06 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\mathbf{t = 2.06 \text{ mm}}$$

Hasta ahora el espesor determinado por deformación es mayor que el determinado por carga estática y es éste espesor que domina el diseño.

De modo que se escoge como material para fabricar el tanque. Plancha en acero inoxidable de espesor 2 mm. El calculo que se ha realizado hasta ahora solo considero el peso del líquido, así que para tener un valor apropiado de el espesor de la plancha del tanque se vuelve a calcular el espesor de la plancha utilizando el peso propio del material y repitiendo los pasos anteriores.

Peso del material a considerar:

Peso del cilindro :	452.9 N / m ²
Peso disco del fondo:	156.9 N / m ²
Peso de la tapa:	156.9 N / m ²
Peso de sobrecarga:	<u>3937.2 N / m²</u>
Peso del Tanque (wt)	4.703.9 N / m²

El peso total de diseño será la suma del peso de tanque más el peso del agua. Ver Fig.41

$$w_T = P_t + P$$

$$w_T = 4.7 + 2.87$$

$$w_T = 7.57 \text{ KN / m}^2$$

Haciendo uso de la Formula (56) se tiene:

$$t = ((k w r^2) / S m)^{1/2}$$

$$t = 2.1 \text{ mm}$$

Haciendo uso de la Formula (58) se tiene:

$$t = ((k_1 w r^4) / (E Y m))^{1/3}$$

$$t = 2.85 \text{ mm}$$

Por lo tanto el diseño manda usar plancha espesor 3 mm para la fabricación del tanque.

Diseño del disco de refuerzo del tanque.

Esto consiste en determinar el espesor de un disco que sirve como asiento del tanque de la llenadora, el cual tiene un diámetro de 600 mm y descansa sobre un disco espaciador de diámetro 400 mm. Ver Fig.42

Procedimiento:

1.- Se determina el peso distribuido que soporta el disco

Pesos a considerar.

Peso del tanque: 7531.3 N
(Plancha Acero Inox. e= 3 mm)

Peso del agua : 4249.7 N

Peso del tanque : (P1) **11781.0 N**

Área del disco de refuerzo : $A = \pi * D^2 / 4$

$$A = \pi * (0.6)^2 / 4$$

$$A = 0.282 \text{ m}^2$$

La carga distribuida sobre la placa será : $W = P1 / A$

$$W = 11781.0 / 0.282$$

$$W = 41.7 \text{ KN / m}^2$$

$$\mathbf{W = 41.7 \text{ KPa}}$$

2.- Haciendo uso de la Formula (56) y la Formula (58) para diseño por carga estática y por deformación respectivamente se tiene:

Diseño por carga estática:

Haciendo uso de la formula (56) se tiene:

$$\mathbf{t = ((k w r^2) / S_m)^{1/2} \quad (56)}$$

$$\mathbf{S_m = S_y304 / n}$$

$$S_m = 242 \text{ MPa} / 1.5$$

$$\mathbf{S_m = 161.33 \text{ MPa.}}$$

$$R / r = 600 / 400$$

$$R / r = 1.5 \quad \text{De la tabla ----- se tiene}$$

$$K = 0.41$$

$$t = ((0.41 * 41.7 \times 10^3 * (0.2)^2) / 161.33 \times 10^6)^{1/2}$$

$$t = 2.05 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$t = 2 \text{ mm}$$

Diseño por deformación.

Haciendo uso de la Formula (58) y se tiene :

$$t = ((k_1 w r^4) / (E Y_m))^{1/3} \quad (58)$$

$$Y_m = 0.001 D$$

$$Y_m = 0.001 (0.6)$$

$$Y_m = 6 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$R / r = 1.5 \quad \text{De la tabla()}. \quad K_1 = 0.0183$$

$$t = \left((0.0183 * 41.7 \times 10^3 * (0.2)^4) / (207 \times 10^9 * 6 \times 10^{-4}) \right)^{1/3}$$

$$t = 2.1 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$t = 2.1 \text{ mm}$$

Por lo tanto el diseño manda usar plancha espesor 2 mm para la fabricación del tanque.

5.7 DISEÑO DE LA COLUMNA CENTRAL.

Diseño del eje elevador del tanque.

Se trata de un eje sometido a compresión cuyas medidas se hallan determinadas por el diseño geométrico y que requiere que se determinen sus dimensiones reales en función de las cargas que soporta y el material que se usará para su construcción. Ver Fig.43

Procedimiento:

1.- Se determinan los pesos que actúan sobre el eje.

Pesos a considerar:

Peso del Tanque:	1704.2 N
Peso del agua:	4249.7 N
Peso de las 24 válvulas:	235.2 N
Peso del disco de refuerzo:	44.3 N
Peso del anillo espaciador:	465.1 N
Peso de la camisa de arrastre:	528.2 N
Peso de sobre-carga:	12763.5 N
	<hr/>
Peso sobre el eje:	19990.22 N

P = 20 KN

2.- Análisis de las fuerzas que actúan en la columna central.

a.) La posición más crítica se presenta cuando la columna central se encuentra extendida y el conjunto tanque de llenado y columna central opera para el envase más alto. Ver Fig. 44.

b.) Al analizar las fuerzas que actúan en el sistema, se puede observar que en cada una de las válvulas de llenado que se abren para permitir la salida del líquido, se genera una fuerza de reacción producto de la fuerza del resorte de la válvula la misma que en conjunto producen un momento flector sobre la columna central. Ver Fig.45

El momento flector generado se lo determina vectorialmente por la sumatoria del producto vectorial del vector posición de cada válvula por el vector fuerza.

Consideraciones:

a).- Las válvulas se las considera totalmente abiertas en operación lo que genera un reacción de resorte que responde a:

$$F = K * X$$

Donde:

F : La fuerza del resorte.

K : Constante del resorte. Ver Apéndice B Tabla 1

X : Distancia de máxima apertura. X = 28.8 mm

$$F = 0.4 * 28.8$$

$$F = 11.52 \text{ Kg.}$$

$$F = 112.8 \text{ N}$$

b).- Las válvulas que generan ésta fuerza son solamente 16 si se considera que el 2/3 de las 24 válvulas operan completamente abiertas pero se incluyen 2 válvulas mas que son las que están por alcanzar la apertura máxima. En total 18 válvulas. Ver Fig. 45 y Plano 21

El momento flector en el punto "C" se lo calcula aplicando la Formula (59).

$$\mathbf{M_o} = \Sigma \mathbf{r} \times \mathbf{F} \quad (59)$$

$$\} \quad M_o = \Sigma (x_i + y_j) \times F_k$$

$$M_o = (x_{1i} + y_{1j}) \times F_{1k} + \dots + (x_{24i} + y_{24j}) \times F_{24k}$$

$$M_o = (-486.2i - 373.1j) \times 112.8k + \dots + (486.2i - 373.1j) \times 112.8k$$

$$\mathbf{M_o} = \mathbf{374.46 i}$$

2.- Análisis del diagrama del cuerpo libre de la columna central. De éste diagrama se determina que en conjunto, la columna esta sometida a flexo-compresión y se comporta como una columna con un extremo libre y otro empotrado. Ver Fig. 46.

El Libro de Resistencia de Materiales de SINGER pag. 379 y el Manual de Diseño en Acero del AISC pag.5-26, Sección 1.6.

Presenta las siguientes formulas que consideran la superposición de los efectos de la fuerza sobre la columna que se encuentra cargada excéntricamente.

El AISC recomienda que cuando el esfuerzo axial calcula f_a sea menor que el esfuerzo real F_a usar . Formula (60)

$$(f_a / F_a) + (f_b / F_b) \leq 1.0 \quad (60)$$

Donde:

f_a :	Esfuerzo axial calculada
F_a :	Esfuerzo axial permisible
f_b :	Esfuerzo de flexión calculado
F_b :	Esfuerzo de flexión permisible

Pero si $(f_a / F_a) > 0.15$; No se pueden despreciar los efectos del momento secundario y se recomienda usar las Formulas (61) y (62).

$$(f_a / F_a) + (C_m * f_b) / (1 - (f_a / F'e)) F_b \leq 1.0 \quad (61)$$

$$(f_a / 0.6 * F_y) + (f_b / F_b) \leq 1.0 \quad (62)$$

Donde :

F'e: Esfuerzo según Euler.

$$F'e = (12 * \pi^2 * E) / (23 * (KL / r)^2) \quad (63)$$

Este es un problema que se resuelve por interacción, después de realizar algunas interacciones se siguió el siguiente procedimiento:

1.- Se asume F_a y F_b .

$F_a = 152$ MPa.

$F_b = 190$ MPa.

2.- Asumir :

$$(f_a / F_a) = 0.5$$

$$(f_b / F_b) = 0.5$$

Para que se cumpla la Formula (60)

$$(f_a / F_a) + (f_b / F_b) \leq 1.0 \quad (60)$$

$$(f_a / F_a) = 0.5$$

$$f_a = P / A \quad (64)$$

$$A = P / (0.5 * F_a)$$

$$A = 20 \times 10^3 / (0.5 * 152 \times 10^6)$$

$$A = 2.63 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$(f_b / F_b) = 0.5$$

$$f_b = M / S \quad (65)$$

$$S = M / (0.5 * F_b)$$

$$S = 374.46 / (0.5 * 190.8 \times 10^6)$$

$$\mathbf{S = 3.9 \times 10^{-6} \text{ m}^3}$$

3.- Se determina el diámetro del eje del eje partiendo del área y modulo resistente calculado.

$$\mathbf{d = (4 * A / \pi)^{1/2}}$$

$$d = (4 * 2.63 \times 10^{-4} / \pi)^{1/2}$$

$$\mathbf{d = 18.3 \text{ mm}}$$

$$\mathbf{d = (32 * S / \pi)^{1/3}}$$

$$d = (32 * 3.9 \times 10^{-6} / \pi)^{1/3}$$

$$\mathbf{d = 34.12 \text{ mm}}$$

Se busca un eje con un diámetro entre 18 mm y 34.12 mm. Después algunos intentos se escoge un eje de Diámetro 35 mm.

4.- Con el diámetro de 35 mm se calcula el área y el modulo resistente para éste eje.

$$A = (\pi * d^2) / 4$$

$$A = (\pi * (0.035)^2) / 4$$

$$A = 9.62 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$S = (\pi * d^3) / 32$$

$$S = (\pi * (0.035)^3) / 32$$

$$S = 4.2 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

5.- Se determina el efecto de columna.

$$(KL / r) = [(2) * (0.650)] / [(0.25) * (0.035)]$$

$$(KL / r) = 148.6$$

Donde:

K: Factor de longitud de columna
Manual AISC pag.5-124. Tabla C.1.8.1
K = 2 .

L : Longitud de la columna

r : Radio de giro del eje de sección circular
 $r = \frac{1}{4} * d$

Ahora se determina el coeficiente de columna Cc. que viene dado por la Formula 66.

$$C_c = [(2 * \pi^2 * E) / S_y]^{1/2} \quad (66)$$

Para un Acero AISC 1040

$$C_c = [(2 * \pi^2 * 207 \times 10^9) / 380 \times 10^6]^{1/2}$$

$$C_c = 103,7$$

6.- Se determina F_a y f_a .

$$(KL / r) = 148.6 > C_c$$

Por tanto el manual AISC recomienda usar la siguiente Formula (67).

Para determinar F_a .

$$F_a = (12 * \pi^2 * E) / (23 * (KL / r)^2) \quad (67)$$

$$F_a = (12 * \pi^2 * 207 \times 10^9) / (23 * (148.6)^2)$$

$$F_a = 48.27 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Ahora se determina la fuerza axial o de compresión aplicada. Con la Formula (64)

$$f_a = P / A \quad (64)$$

$$f_a = 20 \times 10^3 / 9.62 \times 10^{-4}$$

$$f_a = 20.7 \times 10^6 \text{ Pa}$$

7.- Se chequea la relación $f_a / F_a \leq 0.15$

$$(20.7 / 48.3) = 0.43 > 0.15$$

Por tanto usar las Formulas (61) y (62)

$$(f_a / F_a) + (C_m * f_b) / (1 - (f_a / F'e)) F_b \leq 1.0 \quad (61)$$

$$(f_a / 0.6 * F_y) + (f_b / F_b) \leq 1.0 \quad (62)$$

Se determina el factor de reducción y corrección C_m .

$$C_m = 1$$

Se determina el esfuerzo de pandeo según Euler con la Formula (63).

$$F'e = (12 * \pi^2 * E) / (23 * (KL / r)^2) \quad (63)$$

$$F'e = (12 * \pi^2 * 207 \times 10^9) / (23 * (148.6)^2)$$

$$F'e = 48.3 \times 10^6 \text{ Pa}$$

8.- Se determina el efecto de viga. F_b y f_b .

$$f_b = M / S \quad (65)$$

$$f_b = 374.46 / 4.2 \times 10^{-6}$$

$$f_b = 89.15 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Se asume un eje compacto, por tanto se sujeta a la Formula (68).

$$F_b = 0.66 * S_y \quad (68)$$

$$F_b = 0.66 * 380 \times 10^6$$

$$F_b = 250.8 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Se regresa al paso 7 y se resuelve la Formula (61)

$$(f_a / F_a) + (C_m * f_b) / (1 - (f_a / F'e)) F_b \leq 1.0 \quad (61)$$

$$0.43 + (1) * [(89.15 \times 10^6) / \{ [1 - (20.7 \times 10^6 / 48.3 \times 10^6) * 250.8 \times 10^6 \}$$

$$1.05 \leq 1.0$$

Se regresa al paso 7 y se resuelve la Formula (62)

$$(f_a / 0.6 * F_y) + (f_b / F_b) \leq 1.0 \quad (62)$$

$$(20.7 \times 10^6 / 0.6 * 380 \times 10^6) + (89.15 / 250.8) \leq 1.0$$

$$0.09 + 0.355 \leq 1.0$$

$$0.44 \leq 1.0$$

De éste resultado se puede observar que el eje de diámetro 35 mm no es solución porque presenta un error de 1% en la respuesta de la formula (61) pero el eje inmediato superior en diámetro si es solución.

Por lo tanto se toma como solución un eje de Diámetro 38 mm.

Para los otros aceros se realiza el mismo calculo y sus resultado se registran en la Tabla 11

De los resultados expuestos en la tabla, se puede apreciar que para la misma carga combinada de flexo-compresión sobre ejes de diferentes materiales, se obtienen diferentes resultados con relación al diámetro del eje. Esto permite seleccionar el eje mas adecuado para la construcción de la maquina. Ya que un diámetro menor al calculado no sería solución.

Hasta ahora los cálculos registran que un eje de diámetro 35 mm en acero SAE 4337 es el menor diámetro en solución para la construcción del eje. Pero para poder comparar cada uno de los ejes de diferentes materiales y asegura la rigidez del eje se comparan todos los ejes a un diámetro de 40mm.

Selección del material para construir eje.

Para tomar la decisión de escoger el eje más adecuado para el árbol elevador, se analizan factores como: costo de material, resistencia mecánica, maquinabilidad, disponibilidad comercial y resistencia a la corrosión en la matriz de decisión de la Tabla 12

De la revisión de la Tabla 12 todos los materiales tienen un buen factor de seguridad, pero se escoge el que ofrezca mayor duración. Por lo tanto se selecciona Acero SAE 4337 / ASSAB 705

Diseño del plato porta-pistones.

Se toma como base las dimensiones del Plano 14. Lo que se requiere es determinar el espesor del disco que compone el plato. Para éste calculo se hace uso de las Formulas que propone Mark (). Par el diseño de placas plana.

Al observar la Fig. 11, se puede notar que el plato porta-pistones no soporta carga alguna, ya que los envases transmiten su peso a la leva de pistones, por lo que el plato se limita a servir de asiento y guía para las camisas de pistón y los pistones elevadores respectivamente. Pero puede darse el caso de que algunos operadores se paren sobre el plato e intenten levantar el tanque de llenado, en tal caso se tendría que considerar cierta carga distribuida sobre el mismo. Ver Fig.47

Procedimiento.

1.- Se determinan los pesos que actúan sobre el plato.

Pesos a considerar:

Peso del Tanque:	1704.2 N
Peso de las 24 válvulas:	235.2 N
Peso del disco de refuerzo:	44.3 N
Peso del anillo espaciador:	465.1 N
Peso de la camisa de arrastre:	528.2 N
Peso de sobre-carga:	12763.5 N
	<hr/>
Peso sobre el plato:	15740.5 N

$$\mathbf{P = 15.7 KN}$$

Por lo tanto el valor de la carga dividida para el área del plato se tiene:

$$w = P / A$$

$$w = 15.7 / 1.48$$

$$\mathbf{w = 10.6 KPa}$$

2.- Haciendo uso de la Formula (56) se encuentra el espesor de la placa por diseño estático y se tiene:

$$t = ((k w r^2) / S_m)^{1/2} \quad (56)$$

$$S_m = S_y A-36 / n$$

$$S_m = 248 \text{ MPa} / 1.5$$

$$S_m = 165.33 \text{ MPa.}$$

$$R / r = 1375 / 280$$

$$R / r = 4.9 \text{ Apéndice A tabla 11 se tiene } K = 3.69$$

$$t = ((3.69 * 10.6 \times 10^3 * (0.14)^2) / 165.33 \times 10^6)^{1/2}$$

$$t = 2.15 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$t = 2.15 \text{ mm}$$

3.- Haciendo uso de la Formula (58) se encuentra el espesor de placa por deformación.

$$t = ((k_1 w r^4) / (E Y_m))^{1/3} \quad (58)$$

$$Y_m = 0.001 D$$

$$Y_m = 0.0001 (1.375)$$

$$Y_m = 13.75 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$R / r = 4.9 \text{ Apéndice A tabla 11 se tiene. } K_1 = 0.64$$

$$t = ((0.64 * 10.6 \times 10^3 * (0.14)^4) / (207 \times 10^9 * 13.75 \times 10^{-5}))^{1/3}$$

$$t = 4.5 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$t = 4.5 \text{ mm}$$

Por lo tanto al analizar los cálculos realizados el diseño manda usar plancha espesor 4.5 mm para la fabricación del plato porta-pistones. De modo que sugiere usar una placa de 4.5 mm para el plato y para asegurar su rigidez con 4 nervios de platina en acero A-36.

Diseño del cuerpo de columna.

El eje que se seleccionó para elevar el tanque de llenado tiene un diámetro de 40 mm. Y como el diseño de la columna central requiere que el eje elevador del tanque pase por el centro como se observa en la Fig. 20. Hace necesario el uso de una barra perforada para el cuerpo de columna.

El cuerpo de columna se lo puede fabricar de un eje sólido pero eso incrementaría el costo de mano de obra directa porque requiere la perforación en toda su longitud. Por lo que se prefiere el uso de acero en barra perforada Ovako 280.

Como alternativa de solución, considerando el diámetro de 40 mm del eje elevador se tienen los siguientes ejes :

- ϕ 40 mm x ϕ 63 mm x 710 mm

- ϕ 40 mm x ϕ 71 mm x 710 mm

- ϕ 40 mm x ϕ 75 mm x 710 mm

Para el diseño del cuerpo de columna se toma como base la Fig.48. De la observación realizada se determina que la columna total esta sometida a un momento flexionante y a un torque constante. La Posición más critica se encuentra en el punto "E", porque implica una reducción del diámetro de la columna en conjunto.

Para resolver éste problema se recurre a las formulas del Circulo de Mohr y se determina cuales son los esfuerzos máximos y alternantes que se presentan en cada caso del eje hueco ϕ 40 mm x ϕ 63 mm x 710 mm

El esfuerzo flexionante para un eje hueco se lo determina por la Formula (69)

$$\sigma = M / S$$

$$\sigma = (32 * M * D) / [\pi * (D^4 - d^4)] \quad (69)$$

$$\sigma = (32 * 374.46 * 0.063) / [\pi * [(0.063)^4 - (0.04)^4]]$$

$$\sigma = 18.21 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El esfuerzo torsional para un eje hueco se lo determina por la Formula
(70)

$$\tau = (T * r) / J$$

$$\tau = (16 * T * D) / [\pi * (D^4 - d^4)] \quad (70)$$

$$T = F_{17-6}^t * R$$

$$F_{17-6}^t = 1.9 \text{ KN}$$

$$R = 612.9 \text{ mm}$$

$$T = 1.9 * 0.6129$$

$$T = 1.16 \text{ KNm}$$

$$\tau = (16 * 1.16 \times 10^3 * 0.063) / [\pi * [(0.063)^4 - (0.04)^4]]$$

$$\tau = 28.2 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Se determinan los esfuerzos máximos por medio de las ecuaciones para el círculo de Mohr. Formula (71) y (72).

$$\sigma_{\max} = (\sigma_x / 2) \pm [(\sigma_x / 2)^2 + \tau^2]^{1/2} \quad (71)$$

$$\sigma_{\max} = (18.21 \times 10^6 / 2) \pm [(18.21 \times 10^6 / 2)^2 + (28.2 \times 10^6)^2]^{1/2}$$

$$\sigma_{\max} = 38.71 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\min} = -20.5 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\max} = \pm [(\sigma_x / 2)^2 + \tau^2]^{1/2} \quad (72)$$

$$\tau_{\max} = \pm [(18.21 \times 10^6 / 2)^2 + (28.2 \times 10^6)^2]^{1/2}$$

$$\tau_{\max} = \pm \mathbf{29.6 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

De los resultados obtenidos se puede observar que el esfuerzo que manda el diseño es el esfuerzo máximo a la flexión.

$$\sigma_{\max} = \mathbf{38.71 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

Ahora se determina el factor de seguridad estático que ofrece éste eje con relación al esfuerzo máximo.

$$\sigma_{\max} = \mathbf{S_y / n}$$

$$n = S_y / \sigma_{\max}$$

$$n = 441 \times 10^6 / 38.71 \times 10^6$$

$$n = 11.39$$

Diseño por fatiga.

Procedimiento:

1.- Se calcula el valor de la fatiga del material del eje y luego se calculan los esfuerzos a que esta sometido el eje y finalmente se relacionan éstos valores para obtener el factor de seguridad.

Marin (3), propone factores que modifican el limite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico, mediante la formula (73) y se tiene:

$$S_e = S_e' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e \quad (73)$$

Donde:

Se': Limite a la fatiga

$$Se' = 0.504 * Sut \quad (74) ; \quad Sut_{280} = 617 \text{ MPa}$$

$$Se' = 0.504 * 617 \text{ MPa.}$$

$$Se' = 310.9 \text{ MPa}$$

ka : Factor de superficie.

De la Tabla Fig. 7-10 Shigley pag.308

Se tiene:

$$ka = 0.82$$

kb : Factor de tamaño.

De Shigley Pag. 316 (7-18)

Se tiene:

$$k_b = 0.6$$

k_c : Factor de confiabilidad.

Se toma 50 % de confiabilidad.

Se tiene :

$$k_c = 1$$

k_d : Factor de temperatura.

Temperatura de trabajo normal

Se tiene:

$$k_d = 1$$

El limite de resistencia a la fatiga " S_e " se lo obtiene haciendo uso de la Formula (73) y se tiene:

$$S_e = S_e' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e \quad (73)$$

$$S_e = 310.9 * 0.82 * 0.6 * 1 * 1$$

$$S_e = 152.96 \text{ MPa}$$

Ahora se determinan los esfuerzos medios y alternantes presentes por las Formulas (75) y (76).

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 \quad (75)$$

$$\sigma_a = (38.71 + 20.5) / 2$$

$$\sigma_a = 29.6 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 \quad (76)$$

$$\sigma_m = (38.71 - 20.5) / 2$$

$$\sigma_m = \mathbf{9.1 \text{ MPa}}$$

Haciendo uso de la Formula (77) que es la formula de Goodman modificada se tiene:

$$(\sigma_a / S_e) + (\sigma_m / S_{ut}) = (1 / n) \quad (77)$$

$$(29.6 / 152.9) + (9.1 / 617) = (1 / n)$$

$$\mathbf{n = 4.9}$$

Se realiza la misma operación para el otro eje. Los resultados se presentan en la Tabla (14).

Selección del eje de cuerpo de columna.

De lo que se observa en la Tabla (15). Se aprecia que los 2 eje de la tabla cumplen como solución para la construcción del cuerpo de columna pero se debe recordar que el cuerpo de columna lleva maquinado a lo largo 2 canales de deslizamiento, por lo cual se requiere que el eje tenga una pared que no ponga en peligro la operación del eje. Esto lleva a escoger el eje de 40 x 71 x 710 mm.

Selección de las chavetas de deslizamiento.

Para seleccionar las chavetas de deslizamiento se recurre al Prontuario Técnicas de Maquinas Herramienta. (N. Larburu). Pag. 520 . Tabla 21.13. De la tabla se tiene que para ejes de Diámetro entre 68 y 78 mm. La chaveta debe ser (12 x 20 x 150) mm. Ver Fig.49 y Apéndice A Tabla 12

Se determina el factor de seguridad que presenta el material seleccionado por falla de corte y aplastamiento.

Procedimiento:

1.- Se calcula la fuerza tangencial en la superficie del cuerpo de columna con la Formula (78).

$$T = F * r \quad (78)$$

$$F = T / r$$

$$F = 1.16 \times 10^3 / (0.071 / 2)$$

$$F = 32.7 \times 10^3 \text{ N}$$

2.- Se determina la falla por cortante por medio de la formula (79).

$$\tau_{sy} = F / (2 * t * L) \quad (79)$$

$$\tau_{sy} = 32.7 \times 10^3 / (2 * 0.02 * 0.15)$$

$$\tau_{sy} = 5.45 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$n = S_{sy} / \tau_{sy}$$

$$n = 170 / 5.45$$

$$n = 31.2$$

3.- Se determina la falla por aplastamiento por medio de la Formula (80).

$$\sigma_{sy} = F / [(h * L / 2) * 2] \quad (80)$$

$$\sigma_{sy} = 32.7 \times 10^3 / [(0.006 * 0.15)]$$

$$\sigma_{sy} = 36.3 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$n = S_y / \sigma_{sy}$$

$$n = 340 / 36.3$$

$$n = 9.36$$

4.- Para éste calculo se utiliza una barra rectangular en Acero SAE 1045. y como se ve ésta barra si es solución para el cuerpo de columna.

Selección de la camisa de arrastre.

Para la selección de la camisa de arrastre se toma como base el Plano 11 y la Fig 13. Cabe anotar que éste elemento es el transmite el arrastre entre el tanque de llenado y el cuerpo de columna.

Debido a que los ejes como el eje elevador y el cuerpo de columna son solución es las dimensiones ya establecidas, las medidas de ejes hueco con dimensiones mayores son solución para la camisas de arrastre. Del manual de Aceros de Ivan Bohman se selecciona una barra hueca de :

ϕ 71 mm x ϕ 100 mm x 481 mm

Esta medida también permite el acomodo de las chavetas de deslizamiento.

Selección de los rodamientos.

Para determinar el rodamiento apropiado para la máquina llenadora es preciso encontrar las fuerzas que actúan en el elemento de montaje mediante la Formula (81) que presenta Shigley & Mitchel. Pag. 524.

$$F_e = X * V * F_r + Y F_a \quad (81)$$

Donde:

Fe: Carga radial equivalente.

Fr: Carga radial aplicada

Fa: Carga de empuje aplicada

V : Factor de rotación

X : Factor radial

Y: Factor de empuje

Sección A: Entre camisa de arrastre y eje elevador. Ver Fig.50

- Carga radial nula por tanto la Formula (81) queda como sigue:

$$F_e = Y * F_a$$

- Factor de empuje $Y = 1$

$$F_e = P' * n$$

- Del manual SKF Cataloga 3200 Sp. Pag 28. Se Obtiene la siguiente formula para determinar la carga del rodamiento.

$$L_{10h} = [10^6 / (60 * n)] * (C / P)^3 \quad (82)$$

$$C = [(60 * n * L_{10h}) / 10^6]^{1/3} * P \quad (83)$$

$$P = F_e$$

$$P = P' * n$$

$$P' = 20 \text{ KN}$$

$$P = 20 * f_L$$

De Shigley & Mitchel . Pag. 529. Tabla 11-7 se tiene que $f_L = 1.8$

$$P = 20 * 1.8$$

$$P = 36 \text{ KN}$$

De Shigley & Mitchel. Pag 528. Tabla 11-6 se tiene que :

$$L_{10h} = 20000$$

Haciendo uso de la Formula (84) se tiene:

$$C = [(60 * n * L_{10h}) / 10^6]^{1/3} * P \quad (83)$$

$$C = [(60 * 10 * 20 * 10^3) / 10^6]^{1/3} * 36 * 10^3$$

$$C = 82.41 \text{ KN}$$

Al entrar a la tabla de rodamientos con el dato de la "C" la carga dinámica se tiene como posible solución los siguientes rodamientos :

- Rodamiento axial 51407 (35 x 80 x 32) mm. C = 87 KN
- Rodamiento axial 51120 (100 x 135 x 25) mm. C = 85 KN

Para la punta del eje elevador del tanque de llenado se selecciona el rodamiento axial 51407.

Sección B-C: Cajera de asiento del plato porta pistones y base de asiento.

Se toma como base la Fig. (50) y las formulas propuestas en el caso anterior.

Se asume la carga $P = 20 \text{ KN}$.

Por lo tanto la carga dinámica " C " es:

$$\mathbf{C = 82.41KN}$$

Al entrar a la tabla de rodamientos con el dato de la "C" la carga dinámica se tiene como posible solución los siguientes rodamientos:

- Rodamiento axial 51407 (35 x 80 x 32) mm. C = 87 KN

- Rodamiento axial 51310 (50 x 95 x 31) mm. C = 96.5 KN

- Rodamiento axial 51217 (85 x 125 x 31) mm. C = 95.5 KN

Pero por diseño el cuerpo de columna en esa sección tendrá un diámetro de 65 mm la solución será usar rodamiento 51313.

- Rodamiento axial 51313 (65 x 115 x 36) mm. C = 128 KN.

5.8 DISEÑO DEL TREN DE ENGRANAJES.

El diseño del tren de engranajes considera la determinación del número de dientes de cada engranaje, así como también la determinación de los esfuerzos de trabajo y fatiga de los engranajes.

Ver Fig.51

Datos de diseño:

- Potencia: 2 hp
- Ángulo de presión: 20°
- Material de los engranajes: Acero 1040 HR.

$$S_y = 42 \text{ Kpsi} = 294 \text{ MPa.}$$

- Factor de seguridad: $n = 3$

- Esfuerzo permisible : $\sigma_p = S_y / n$

$$\sigma_p = 42 / 3$$

$$\sigma_p = 4 \text{ Kpsi} = 98 \text{ MPa.}$$

El calculo inicial se lo realiza para el piñón 19, teniendo presente que los diámetros primitivos ya se conocen y que no deberían de variar, porque los centros de rotación de la máquina son fijos y no se los puede alterar. Por lo tanto se tiene que:

$$DP_{19} = 100 \text{ mm.} \quad \text{Aproximadamente} \quad 4''$$

Procedimiento:

1.- Se asume un paso diametral (P).

$$P = 5$$

2.- Se determina el número de dientes (Z). Por la Formula (84)

$$DP = Z / P \quad (84)$$

Donde :

DP: Diámetro primitivo

Z : Número de dientes

P: Paso.

$$Z_{19} = DP_{19} * P$$

$$Z_{19} = 4'' * 5$$

$$Z_{19} = 20$$

3.- Se determina la velocidad en la línea de paso, con la Formula (85).

$$V = (\pi * DP * w) / 12 \quad (85)$$

Donde :

V: Velocidad Lineal en la línea de .
Paso (pie / min)

DP: Diámetro de paso (pulg).

w: Velocidad angular (RPM).

$$V = (\pi * 4 * 123) / 12$$

$$V = 128.8 \text{ pie / min.}$$

4.- Se determina la carga transmitida W_t , con la Formula (86).

$$W_t = (33 \times 10^3 * H) / V \quad (86)$$

Donde:

W_t : Carga transmitida (Lb).

V : Velocidad lineal (pie /min)

H : Potencia (hp)

$$W_t = (33 \times 10^3 * 2) / 128.8$$

$$W_t = 512.42 \text{ Lb.}$$

5.- Se determina el factor dinámico K_v , con la Formula (87).
Para engranajes con dientes cortados o fresados.

$$K_v = 1200 / (1200 + V) \quad (87)$$

Donde:

V: Velocidad lineal

$$K_v = 1200 / (1200 + 128.8)$$

$$K_v = 0.903$$

6.- Se determina el ancho de cara F , con la Formula (88).

$$F = (W_t * P) / (K_v * Y * \sigma_p) \quad (88)$$

Donde:

F: Ancho de cara

Wt: Fuerza transmitida

P: Paso

Kv : Factor dinámico

σ_p : Esfuerzo permisible

Y : Factor de forma de Lewis.
 Tabla 13 - 3. Shigley & Mitchel. Pag 633.
 Y = 0.30769

$$F = [512.42 * (5)] / (0.903 * 0.30769 * 14 \times 10^3)$$

$$F = 0.658'' = 16.7 \text{ mm}$$

7.- Se determinan los valores máximos y mínimos del ancho de cara.

$$\text{MIN} = 3p$$

$$\text{MAX} = 5p$$

Donde:

p: Paso circular

$$p = \pi / P$$

$$p = \pi / 5$$

$$p = 0.63$$

$$\mathbf{MIN = 3 * 0.63 = 1.89}$$

$$\mathbf{MAX = 5 * 0.63 = 3.15}$$

Como se puede observar el ancho de cara calculado se encuentra fuera de los límites y por tanto, se requiere encontrar otra opción.

Para éste caso se busca otro paso y se procede a repetir los cálculos desde el paso 2. Ver los resultados en la Tabla (16).

La determinación del número de dientes de los otros engranajes se lo realiza por medio de la Formula (89).

$$Z_1 W_1 = Z_2 W_2 \quad (89)$$

Donde:

Z : Número de dientes

W : Velocidad angular.

$$Z_{18} = (W_{19} * Z_{19}) / W_{18}$$

$$Z_{18} = (123 * 40) / 29.4$$

$$\mathbf{Z_{18} = 167.3}$$

Los cálculos para los números de dientes de los otros engranajes se encuentran registrados en la Tabla (16).

Diseño del tren de engranaje por fatiga.

Los límites de fatiga para los engranajes se obtienen con los métodos anteriores y los mismos están representados en la Fórmula (73).

$$S_e = S_e' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e \quad (73)$$

Donde:

S_e' : Límite a la fatiga

$$S_e' = 0.504 * S_{ut} \quad ; \quad S_{ut \ 1040} = 76 \text{ Kpsi} = 532 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 0.504 * (532 \times 10^6)$$

$$S_e' = 266 \text{ MPa}$$

k_a : Factor de superficie.
De la Tabla Fig. 7-10. Pag 308.
Shigley & Mitchel. Se tiene:
 $k_a = 0.78$

- kb :** Factor de tamaño.
 De Shigley Pag. 316 (7-18)
 Se tiene:

$$K_b = 0.869 * d^{-0.097}$$

$$d_{eq} = [(0.05 * (p/2) * (3p)) / 0.0766]^{1/2}$$

$$d_{eq} = 0.31$$
kb = 0.97
- kc :** Factor de confiabilidad.
 Se toma 50 % de confiabilidad.
 Se tiene :
kc = 1
- kd :** Factor de temperatura.
 Temperatura de trabajo normal
 Se tiene:
kd = 1
- ke :** Factor de concentración de esfuerzo.
 a la fatiga
 Se tiene:
ke = 1
- kf :** Factor de efectos combinados.
 Para $S_{ut} > 200$ Kpsi
 Se tiene:
Kf = 1.33

El limite de resistencia a la fatiga “ Se “ se lo obtiene haciendo uso de la Formula (73) y se tiene:

$$S_e = S_e' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e \quad (73)$$

$$S_e = 266 \times 10^6 * 0.78 * 0.97 * 1 * 1 * 1.33$$

$$S_e = 267.8 \text{ MPa} = 38.25 \text{ Kpsi}$$

Determinación del factor de seguridad.

Se lo determina por la Formula (90) y se tiene:

$$n_G = k_o * k_m * n \quad (90)$$

Donde:

n_G : Factor de seguridad para engranes.

k_o : Factor de corrección de sobrecarga.
Shigley & Mitchel .Pag. 646 (7-18)
Para choque uniforme. Se tiene:
 $k_o = 1$

km : Factor de distribución de carga.
 Para engranajes. Tabla 13-13. Pag 647
 Shigley & Mitchel . Para montajes exactos
km = 1.3

n : Factor de seguridad ordinario.
 La AGMA define $n > 2$
 Para carga de fatiga.

$$n_G = (1) (1.3) n$$

$$n_G = 1.3 n$$

Ahora se determina el esfuerzo normal a la carga W_t con la
 Formula (91).

$$\sigma_p = (W_t * P) / (K_v * J * F) \quad (91)$$

Donde:

F: Ancho de cara

Wt:	Fuerza transmitida
P:	Paso
Kv :	Factor dinámico
σ_p :	Esfuerzo permisible
J :	Factor de forma de Lewis Modificado. Tabla 13 - 5. Shigley & Mitchel. Pag 637. J = 0.44432; a = 1" ; b = 1.25"

Haciendo uso de la Formula (91), se tiene:

$$\sigma_p = (512.42 * 10) / (0.903 * 1.31 * 0.44432)$$

$$\sigma_p = 9.75 \text{ Kpsi} = 68.25 \text{ MPa}$$

Haciendo uso de la Formula (92), se tiene:

$$n_G = S_e / \sigma_p \quad (92)$$

$$n_G = 267.8 \times 10^6 / 68.25 \times 10^6$$

$$n_G = 3.92$$

$$n_G = 1.3 n$$

$$n = n_G / 1.3$$

$$n = 3.92 / 1.3$$

$$n = 3.01$$

Como se puede observar éste valor de factor de seguridad es satisfactorio y se acepta como solución. Finalmente el tren de engranajes quedará como se registra en la Tabla 17.

5.9 DISEÑO DEL TRANSPORTADOR.

Para éste diseño se considera que el cuerpo del transportador esta formado por una estructura construida en plancha metálica la cual tiene forma de dos canales "U " que se encuentran separadas por sus alas a una distancia GC (Claro de la guía) equivalente a 1-3/4" según se recomienda en la TABLA # 3 y su longitud esta determinada en $L_t = 2000 \text{ mm} = 6.56'$. Ver Figura (51).

Procedimiento:

1.- Se determinan las cargas que actúan sobre las canales:

Pesos a considerar:

- Peso de los envases (18 Lb/ pie):	263.06 N/m
- Peso de la cadena (2.41 Lb/pie) :	35.22 N/m
- Sobrecarga de seguridad (1.180.8 Lb/pie):	17,256.9 N/m
- Carga:	<hr/> 17,555.18 N/m

$$\mathbf{W = 17.6 \text{ KN/m}}$$

Esta carga actúa sobre las dos canales “ U “, por lo tanto en el análisis solo se considera una canal y se debe dividir entre 2 la carga. Por lo tanto la carga de trabajo queda:

$$W = 17.6 / 2$$

$$\mathbf{W = 8.8 KN/m}$$

2.- Se asume que la viga es compacta y por tanto el Manual de acero del AISC propone la siguiente Formula (68). El material que se considera para la construcción del transportador es acero inoxidable 304L :

$$\mathbf{F_b = 0.66 S_y \quad (68)}$$

$$F_b = 0.66 (242 \text{ MPa})$$

$$\mathbf{F_b = 159.72 MPa.}$$

3.- Se calcula el máximo momento flector, considerando que el perfil que compone el cuerpo de transportador en una viga (canal “ U

“) simplemente apoyada en los extremos, que soporta una carga por unidad lineal a lo largo de toda la viga. Ver Fig. (52). El momento máximo esta dado por la Formula (93) como sigue:

$$\mathbf{M = 1/8 * W * L^2 \quad (93)}$$

$$M = (8.8 \times 10^3 * (2)^2) / 8$$

$$\mathbf{M = 4.4 \text{ KN /m}}$$

4.- Ahora se calcula el modulo resistente con la Formula (94).

$$\mathbf{S_x = M / F_b}$$

$$S_x = 4.4 \times 10^3 / 159.72 \times 10^6$$

$$S_x = 2.75 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\mathbf{S_x = 27.5 \text{ cm}^3}$$

Con éste valor de modulo resistente se va a la Tabla (4) del apéndice A y se busca el perfil más conveniente. De la Tabla se tiene:

$$- U (100 \times 50 \times 5) \text{ mm} : \quad S_x = 27.1 \text{ cm}^3$$

$$- U (125 \times 50 \times 5) \text{ mm} : \quad S_x = 30.7 \text{ cm}^3$$

$$- U (150 \times 50 \times 5) \text{ mm} : \quad S_x = 30.7 \text{ cm}^3$$

De estos tres perfiles como se tienen que fabricar se selecciona el que ocupa la plancha más delgada porque el material con mayor espesor es más caro. Por lo tanto se selecciona $U (150 \times 50 \times 5)$ mm.

Ahora se incluye el propio peso del perfil en la carga de trabajo. Por tanto la expresión de la carga queda:

- Peso anterior :	8.8 KN / m
- Peso del perfil Acero 304L:	471.4 N / m
- Peso de trabajo :	<hr style="width: 100%; border: 0.5px solid black; margin: 0;"/> 9.27 KN / m

$$W = 9.27 \text{ KN / m}$$

Ahora se regresa al paso 3 y se calcula el momento máximo para ésta carga, con la Formula (93).

$$M = 1/8 * W * L^2 \quad (93)$$

$$M = (9.27 \times 10^3 * (2)^2) / 8$$

$$M = 4.6 \text{ KN /m}$$

Ahora se calcula el modulo resistente como en el paso 4. como sigue:

$$S_x = M / F_b$$

$$S_x = 4.6 \times 10^3 / 159.72 \times 10^6$$

$$S_x = 2.9 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$S_x = 29.0 \text{ cm}^3$$

Ahora se comprueba si la viga es compacta por medio de las formula que propone el Manual del Acero del AISC pag 5-20.

- Se chequea el ala de la "U" con la Formula (95).

$$[bf / 2tf] \leq [65 / (S_y)^{1/2}] \quad (95)$$

Donde:

bf: Ancho del ala (pulg)

tf: Espesor del ala (pulg)

Sy: Resistencia a la cedencia (Kpsi)

Se calcula:

$$\left(\frac{2}{2 * [1 / 8]} \right) \leq \left(\frac{65}{(35)^{1/2}} \right)$$

$$8 \leq 11.05$$

Si cumple con ésta condición.

- Se chequea el alma de la "U" con la Formula (96).

$$\left(\frac{d}{tw} \right) \leq \left[\frac{65}{(Sy)^{1/2}} \right] \quad (96)$$

Donde:

d: Alto del alma (pulg)

tw: Espesor del alma (pulg)

Sy: Resistencia a la cedencia (Kpsi)

Se calcula:

$$\left(\frac{6}{1/8} \right) \leq \left(\frac{640}{(35)^{1/2}} \right)$$

$$48 \leq 108.18$$

Si cumple con ésta condición.

Al cumplir con las dos condiciones entonces la viga es compacta y por lo tanto se calcula el esfuerzo flexionante con la Formula (97).

Como sigue.

$$f_b = M / S_x \quad (97)$$

$$f_b = 4.6 \times 10^3 / 2.9 \times 10^{-5}$$

$$f_b = 158.6 \text{ MPa}$$

Al comparar con la condición original se tiene que:

$$f_b < F_b$$

$$158.6 < 159.72$$

Por tanto si es adecuado el espesor de 3 mm para el perfil del cuerpo de transportador sometido a flexión.

Ahora se chequea si el perfil es capaz de resistir la carga cortante que se genera.

Procedimiento:

1.- Se calcula el esfuerzo cortante permisible (F_v). Con la Formula (98) que recomienda el Manual de acero de AISC en la pag. 5-21.

$$F_v = 0.4 S_y \quad (98)$$

$$F_y = 0.4 * (242 \text{ Mpa})$$

$$F_y = 96.8 \text{ MPa}$$

2.- Se calcula el cortante al que se encuentra sometido el perfil, con la Formula (99).

$$V = \frac{1}{2} W_T * L \quad (99)$$

$$V = 0.5 * 9.27 \times 10^3 * 2$$

$$V = 9.27 \text{ KLb}$$

3.- Se calcula el esfuerzo cortante f_v . Con la Formula (100)

$$f_v = V / (d * t_w) \quad (100)$$

Donde:

V : La fuerza cortante

d: El alto del perfil

tw: El espesor del alma del perfil

Se calcula:

$$f_v = 9.27 \times 10^3 / (0.15 * 0.003)$$

$$f_v = 20.6 \text{ MPa}$$

Se debe cumplir la siguiente condición:

$$f_v < F_v$$

$$20.6 < 96.8$$

Por lo tanto si cumple con la condición del cortante, de manera que el perfil es el mas adecuado para la construcción del transportador.

5.10 DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL.

Para el diseño del sistema eléctrico se tiene que tener presente el diagrama presentado en la Fig. (53), el cual se lo podría dividir en dos partes:

a.- Sistema de fuerza.

Esta constituido por las conexiones de un breaker principal hacia un variador de frecuencia, el cual contiene en su estructura interna contactor y rele térmico de protección. Éste variador comanda el movimiento del motor eléctrico el cual esta conectado a una caja reductora que impulsa el movimiento del tren de engranaje y éste a su vez el movimiento del transportador de alimentación y el movimiento de las estrellas de alimentación de botellas.

Las características de los materiales eléctricos utilizados son:

- a1 : Breaker principal 3 x 50 A

- v1 : Variador de frecuencia 2 hp x 3 fase Bobina 110 V

b.- Sistema de control.

Este se encarga de la operación de los elementos periféricos que permiten la normal operación de la operación de control de nivel del tanque, la alimentación de los envases, la alimentación de tapas y la salida del envase de la llenadora .

Esta formado por los siguientes elementos eléctricos:

- Un transformador para control 220 V a 110 V x 250 VA.
- b1,b2, Selectores de dos posiciones.
- b3, Pulsador con retorno.
- b4, Un pulsador de paro de emergencia tipo hongo
- b5, Selector de dos posiciones par el tanque
- m1,m2,m3, Micro switch para control
- f1,f2,f3,f4, Luces piloto.

CAPITULO 6

6. ANÁLISIS DE COSTO

El análisis de costo tanto de materiales, equipos y de mano de obra permite obtener una información real para evaluar la factibilidad de construir llenadoras rotativas para envasado de productos líquidos.

6.1 COSTO DE MATERIALES.

CANTIDAD	UNIDAD	DESCRIPCION	COSTO
3	Unidad	Plancha Acero Inoxidable 304L (1220 x 2440 x 3) mm.	563.88
1	Unidad	Plancha Acero Inoxidable 304L (1220 x 2440 x 2)mm.	134.77
24	Unidad	Ferule Acero Inoxidable 304 Sanitario ϕ 38 mm.	240.00
24	Unidad	Resorte (ϕ 50 x ϕ 4 x 71) mm.	72.00
1	Unidad	Tubo Acero Inoxidable ϕ 38 mm Ced. 40	88.36
1	Unidad	Tubo Acero Inoxidable ϕ 32 mm Ced. 40	76.30
1	Unidad	Tubo Acero Inoxidable ϕ 19 mm Ced. 40	40.24
27.45	Kg.	Acero Ovako 280 (ϕ 112 x ϕ 63 x 500) mm.	52.00

13.85	Kg.	Acero Ovako 280 (ϕ 71 x ϕ 45 x 710) mm	28.00
1.47	Kg.	Acero ASSAB 760 Barra Cuadrada (25 x 300) mm.	4.50
1.6	Kg.	Acero SAE 1040 (ϕ 100 x 25) mm	1.95
0.97	Kg.	Acero SAE 1040 (ϕ 90 x 20) mm	0.92
1.35	Kg.	Bronce SAE 40 (ϕ 40 x ϕ 50 x 100) mm	12.00
7.50	Kg.	Acero ASSAB 705 (ϕ 35 x 1050) mm	17.00
66	Kg.	Acero A-36 (ϕ 400 x 50) mm	59.40
15	Kg.	Acero A-36 (ϕ 240 x 30) mm	12.00
2	Unidad	Plancha Acero A-36 (1220 x 2440 x 6) mm.	153.36
1	m	Nylon (ϕ 80 x 1000) mm	90.00
1	m	Nylon (ϕ 30 x 1000) mm	65.00
1	m	Nylon (ϕ 100 x 1000) mm	142.00
1	Unidad	Plancha Polistone UH Green (1220 x 2440 x 12) mm.	390.00
1	Unidad	Plancha Acero A-36 (1220 x 2440 x 6) mm.	76.68
2	Unidad	Tubo H/N Estructural (40 x 80 x 2) mm.	32.66
2.5	Kg.	Acero A-36 (ϕ 100 x 25) mm	3.00
42	Kg.	Acero A-36 (ϕ 320 x 25) mm	33.60
35	Kg.	Acero A-36 (ϕ 420 x 25) mm	28.00
15	Kg.	Fundición de Tubo de aluminio (ϕ 150 x ϕ 100 x 80) mm	59.40
5	Kg.	Soldadura 6011 (ϕ 3) mm	6.72
3	Kg.	Varilla Acero Inoxidable de aporte para TIG (ϕ 3) mm 308L	44.70
6	Kg.	Gas Argon	100.00

8	m.	Eje Acero Inox. Ø ½"	34.00
4	m.	Cinta de desgaste Tipo "Z"	60.00
4	m.	Acero Inox. Ø 1"	56.00
30	Unidad	Pernos completos inox. Ø 5/8" x 1½"	42.00
8	Unidad	Pernos completos inox. Ø ½" x 1"	18.30
12	Unidad	Pernos completos inox. Ø ¼" x ¾"	3.60
6	m.	Oxígeno	14.78
15	Kg.	Gas propano	1.60
		SUBTOTAL	2858.72

6.2 COSTO DE EQUIPOS.

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	COSTO
1	Moto reductor. Marca CITI. ; 2.5HP ; 3 fasico A 30 RPM. Tipo Sin-fin - Rueda	1.078.16
1	Caja reductora con ejes a 90° ; 1:1.5 ; RPM (in) 100 – (out)150 ; 1.7HP; Torque 706 lb/pulg	350.00
1	Caja reductora con ejes a 90o ; De engranajes conicos	200.00
1	Rodamiento Axial 51407 FAG	33.00
2	Rodamiento Axial 51313 NTN	62.17
1	Rodamiento de Bolas	
1	Gato elevador de tornillo y rueda dentada. Capacidad 2 Ton.	351.00
2	Chumaceras de pared de 2 agujeros para eje de Dia. 1”	13.56
8	Chumaceras de pared de 4 agujeros para eje De Dia. 1”	39.52
1	Piñón Table-Top de 21TH; Tipo 815	61.60
1	Piñón de cadena 50B21	11.83
1	Piñón de cadena 50B27	17.69
1	Rollo de cadena ASA 50	23.90
1	Válvula Solenoide SS de Dia. 1-1/2” Bobina a 110 Volt.- 60 Hz.	230.00
1	Tablero Eléctrico SS 300 x 400 x 250; con Plafom hermetico	70.00
1	Breaker 3 x 50 amp. General electric.	18.73
1	Contactador 2HP x 3 fase; bobina 110 V.	15.57
1	Térmico 4 - 6 amp;	26.61
1	Transformador 220 - 110 V ; 250VA	89.12

1	Variador de frecuencia SIEMENS de 2hpx 3f	353.83
5	Luces piloto Dia 22 mm x 110 V	34.00
1	Selector de 2 posiciones; Telemecanique	9.54
1	Pulsador de Dia 22mm Telemecanique	5.86
1	Pulsador tipo hongo Dia. 22 mm	17.15
1	Riel tipo "Omega" para tablero	2.17
1	Bornera para contactos	3.00
10 m	Cable flexible 4 x 1 # 14	9.10
5 m	Cable flexible # 16	0.35
1	Flotador SS para tanque Ø 4"	15.00
	SUBTOTAL	3159.25

6.3 COSTO DE MANO DE OBRA DIRECTA.

# PARTE	PLANO # FIG.#	CANTIDAD	TRABAJO REALIZADO	COSTO
1	<u>7</u> 11.1	1	Corte - Rolado Soldado - Taladrado	230.00
2	<u>8</u> 11.2	24	Tronzado - Cilindrado Soldado - Rectificado	240.00
4.1	<u>10</u> 13.4.1	1	Cilindrado - Refrentado Taladrado - Machueleado	60.00
4.2	<u>11</u> 13.4.2	1	Corte-Cilindrado- Soldado Taladrado- Fresado	250.00
4.3	<u>12</u> 13.4.3	1	Cilindrado-Roscado Soldado- fresado	160.00
4.4	<u>12</u> 13.4.4	1	Tronzado- Perforado Rosado - Fresado	25.00
4.5	<u>12</u> 13.4.5	1	Tronzado- Perforado Rosado	20.00
4.6	<u>12</u> 13.4.6	2	Cilindrado Tronzado	40.00
4.7	<u>13</u> 13.4.7	1	Cilindrado- Roscado Perforado	70.00
6	<u>14</u> 13.6	1	Corte-Soldado Cilindrado -Taladrado	550.00
7.1	<u>15</u> 14.7.1	1	Corte - Cilindrado Fresado	60.00
7.2	<u>15</u> 14.7.2	1	Corte - Cilindrado Fresado	60.00
7.3	<u>15</u> 14.7.3	1	Corte - Cilindrado Fresado	45.00
7.4	<u>15</u> 14.7.4	1	Corte - Cilindrado Fresado	45.00
7.5	<u>0</u> 14	1	Corte - Cilindrado Fresado	105.00
7.6	<u>0</u> 14	1	Corte - Cilindrado Fresado	35.00
7.7	<u>0</u> 14	1	Corte - Cilindrado Fresado	35.00

7.8	$\frac{0}{14}$	1	Corte - Cilindrado Fresado	35.00
7.9	$\frac{0}{14}$	1	Corte - Cilindrado Fresado	35.00
8.1	$\frac{0}{14}$	1	Corte - Cilindrado Fresado	25.00
8.2	$\frac{0}{14}$	1	Corte - Cilindrado Fresado	25.00
8.3	$\frac{0}{14}$	1	Corte - Cilindrado Fresado	25.00
8.4	$\frac{0}{14}$	1	Corte - Cilindrado Fresado	25.00
8.5	$\frac{0}{15}$	1	Corte - Fresado Taladrado	25.00
8.6	$\frac{0}{15}$	1	Corte - Fresado Taladrado	25.00
Tambor	$\frac{17}{11}$	2	Cilindrado - Perforado Taladrado	130.00
Tambor	$\frac{18}{11}$	2	Cilindrado - Perforado Taladrado	130.00
Manzana	$\frac{19}{11}$	4	Cilindrado - Perforado Taladrado	90.00
9	$\frac{20}{11.9}$	24	Tronzado - Cilindrado Taladrado	480.00
10	$\frac{20}{11.10}$	24	Tronzado - Roscado Cilindrado - Soldado Fresado.	360.00
11	$\frac{20}{11.11}$	24	Tronzado - Cilindrado Perforado	72.00
12	$\frac{21}{11.12}$	1	Corte - Rolado Esmerilado	60.00
13	$\frac{22}{11.13}$	1	Corte - Doblado Soldado - Taladrado	80.00
14	$\frac{23}{12.14}$	1	Cilindrado - Fresado	200.00
16	$\frac{24}{16.16}$	1	Corte - Esmerilado	20.00
17	$\frac{24}{16.17}$	1	Corte - Esmerilado	20.00
18	$\frac{25}{16.18}$	1	Cilindrado - Perforado Fresado	250.00
19	$\frac{25}{16.19}$	1	Cilindrado - Perforado Fresado	60.00

21	$\frac{25}{16.21}$	1	Cilindrado - Perforado Fresado	190.00
22	$\frac{25}{16.22}$	1	Cilindrado - Perforado Fresado	190.00
24	$\frac{17}{17}$	1	Corte – Taladrado Soldado	120.00
25	$\frac{17}{17}$	1	Corte – Rolado Soldado	70.00
26	$\frac{17}{17}$	8	Cilindrado - Roscado	120.00
27	$\frac{26}{16.27}$	1	Cilindrado - Perforado Fresado	88.50
31	$\frac{20}{11.31}$	24	Tronzado-Cilindrado Perforado	240.00
		1	Instalación, montaje y Ajuste de piezas	600.00
		1	Instalación, montaje y Cableado eléctrico	400.00
			SUBTOTAL	6220.50

Análisis de los costos.

- Máquina : Construcción Local.

- Costo de materiales: \$ 2,858.72

- Costo de equipos: \$ 3,159.25

- Costo de mano de obra directa : \$ 6,220.50

- Dirección Técnica : \$ 4.000.00

TOTAL : \$ 16.238.47

- Máquina : <u>Construcción en el exterior.</u>	
- Costo de la máquina :	\$ 25.000.00
- Importación :	<u>5.000.00</u>
TOTAL	30.000.00

Al comparar la construcción local de una llenadora versus la construcción en el exterior y su importación, se observa un ahorro significativo, lo cual muestra la conveniencia de la construcción de éste tipo de equipo en nuestro país.

CAPITULO 7

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Al observar el análisis de costo de este proyecto permite concluir que la fabricación de este tipo de equipo llenador es factible por su bajo costo en comparación con el costo de equipos importados desde el exterior que oscilan alrededor de los USD.30.000, sin contar los gastos de flete y tiempo que implica adquirir un equipo con estas características.

El desarrollo de este proyecto de diseño unido a la construcción del mismo, abre la puerta a generar nuevas oportunidades de trabajo con personal ecuatoriano; así como también a la competencia a nivel internacional con países sudamericanos como: Colombia, Argentina y Brasil, que también fabrican estos equipos bajo licencia de compañías europeas o norteamericanas con costos elevados.

Esta máquina básica se ha realizado teniendo presente la experiencia de equipos similares en funcionamiento, pero da la oportunidad a realizar mejoras y modificaciones sin perder la idea central de optimizar el empleo de recurso.

Se recomienda lubricar de manera frecuente los engranajes del tren de transmisión, así como también los elementos de la columna central, ya que debido a la frecuente limpieza de estos lugares con agua a presión, muchas veces se retira el lubricante presente y la humedad residual crea corrosión en estos elementos lo que da comienzo al deterioro de los mismos.

APÉNDICE A

TABLA 1

CORROSION RESISTANCE GUIDE - CHAIN AND WEAR STRIP MATERIALS
(DATA BASED UPON 68° F)

Common or Chemical Name	Steel	Nylon and Nyatron	Austenitic Series	Feritic and Martensitic Series	LF Acetal and Acetal	Chemically Resistant Plastic (PI)	Ultra High Molecular Weight Polyethylene (UHMWPE)	Polypropylene (HT)	Polyethylene (LT)
Acetic Acid (lower 5% up to 50%)	U	M	M	U	U	S	S	S	S
Acetone	U	S	S	S	S	S	S	S	S
Alcohol	S	S	S	S	S	S	S	S	S
Ammonia	M	S	S	S	U	S	S	S	S
Beer	S	S	S	S	S	S	S	S	S
Beverages Soft Drinks	S	S	S	S	S	S	S	S	S
Benzene	S	S	S	S	S	S	S	S	S
Brine (salty)	U	M	M	U	M	S	M	M	M
Carbon Tetrachloride	M	S	M	M	S	S	M	M	M
Chlorine	U	U	U	U	U	S	U	U	U
Citric Acid	U	M	S	M	M	S	S	S	S
Cyclohexane	S	S	S	S	S	S	U	U	U
Ethyl Chloride	S	S	S	S	S	S	M	M	M
Formaldehyde	S	S	S	S	S	S	S	S	S
Ferric Acid	U	U	U	U	U	S	S	S	S
Fruit Juices	U	S	S	M	S	S	S	S	S
Gasoline	S	S	S	S	S	S	M	M	M
Hexane	S	S	S	S	S	S	U	U	U
Hydrochloric Acid (up to 2%)	U	U	U	U	U	S	S	S	S
Hydrochloric Acid (up to 37%)	U	U	U	U	U	S	S	M	S
Hydrogen Peroxide	U	U	S	M	U	S	S	M	M
Iodine	U	U	U	U	U	S	M	M	M
Isopropenol (isopropyl alcohol)	S	S	S	S	S	S	S	S	S
Kerosene	S	S	S	S	S	S	M	M	M
Lactic Acid	U	M	S	U	U	S	S	S	S
Methylene Chloride	S	S	S	S	S	S	S	S	S
Milk	S	S	S	S	S	S	S	S	S
Muriatic Acid	U	U	U	U	U	S	S	M	S
Nitric Acid (low concentrations)	U	U	S	M	U	S	S	S	S
Oil (vegetable or mineral)	S	S	S	S	S	S	S	S	S
Paraffin	S	S	S	S	S	S	S	S	S
Phosphoric Acid (up to 10%)	U	U	S	U	U	S	S	S	S
Soap and Water	M	S	S	S	S	S	S	S	S
Sodium Chloride	U	S	M	U	S	S	S	S	S
Sodium Hydroxide (up to 25%)	U	U	S	S	U	S	S	S	S
Sodium Hypochlorite (Bleach)	U	U	U	U	U	S	S	S	S
Stearic Acid	U	S	S	S	M	S	S	S	S
Sulphuric Acid (up to 40%)	U	U	U	U	U	S	S	S	S
Toluene (Toluol)	S	S	S	S	M	S	U	U	U
Turpentine	S	S	S	S	S	S	U	U	U
Vegetable Juices	M	S	S	S	S	S	S	S	S
Vinegar	U	S	S	U	S	S	S	S	S
Water (fresh)	U	S	S	S	S	S	S	S	S
Whiskey	S	S	S	S	S	S	S	S	S
Wine	S	S	S	S	S	S	S	S	S
Xylene	S	S	S	S	S	S	M	U	M

i - Satisfactory M - Marginal U - Unsatisfactory

APÉNDICE A

TABLA 2

RECOMMENDED CHAINS AND WEAR STRIPS

STRAIGHT RUN		CONDITION			
		ABRASION		NO ABRASION	
		WELL LUBRICATED	DRY	WELL LUBRICATED	DRY
CHAIN FLIGHT	THERMOPLASTIC			D620, D631 ¹ D621 D543SS D643SS	L7890, LFS31 L7821 L7863 L7843
	STEEL		8815 884 888	8815 884 888	8815 884 888
	STAINLESS STEEL	88815 884SS 888SS		88815 884SS 888SS	88815 884SS 888SS
WEAR STRIP MATERIAL		C.F. Stainless Steel	C.F. Steel	UHMWPE Nylon C.F. Stainless Steel	UHMWPE Nylon Lubricant Impregnated Wood C.F. Steel

SIDEFLEXING		CONDITION			
		ABRASION		NO ABRASION	
		WELL LUBRICATED	DRY	WELL LUBRICATED	DRY
CHAIN FLIGHT	THERMOPLASTIC			L7875 L7881 L7885, L7887AB L7885 L7875SS D3875SS D3875SS	L7873, L7879PB L7880, L7880AB L7881, L7881AB L7843 L7873 L7873 L7873
	STEEL		8881, 8887AB 8888 8888, L78 8874	8881 8887AB 8874SS	8881, 8887AB 8888 8888, L78 8874
	STAINLESS STEEL	88881 88887AB 8874SS		88881 88887AB 8874SS	88881 88887AB 8874SS
WEAR STRIP MATERIAL		Nylon UHMWPE	Not recommended to use metal sideflexing chains dry** - consult flexion	Nylon UHMWPE C.F. Stainless Steel	Nylon C.F. Steel C.F. Stainless Steel

¹Can be used in completely dry applications

²Can be used in completely dry applications

APÉNDICE A

TABLA 3

815 SERIES

MATERIALS
Hardened Steel
Stainless Steel

FLIGHT THICKNESS
1/8" (3.2mm)


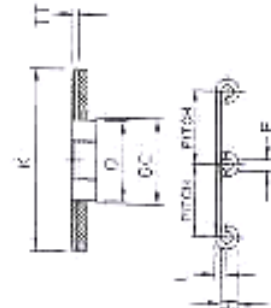
FLIGHT WIDTH
2 3/4" (67.2mm) to
7 1/2" (190.5mm)

SPROCKETS
B15 & B20 SERIES
PAGES 38, 40, 42, 43

FOOD HANDLING QUALIFICATIONS, PAGE 5

Food Contact:
FDA (STAINLESS)

Packaged Products:
FDA & USDA
(STAINLESS)

Load Limit Table	
S/L Ratio (FPM/FT)	Allowable Tension (Lbs.)
0.2	825
0.3	580
0.5	400
0.7	450
1.0	400
2.5	320
5.0	265
8.0	230
15.0	185

Material	Standard Width K		Weight	
	(Inch)	(mm)	Per Ft (Lbs)	Per Meter (kg.)
Hardened Steel	2 1/4	61.2	1.43	2.13
	2 5/8	66.7	1.60	2.38
Stainless Steel	3 1/4	82.6	1.84	2.74
	4	101.6	2.14	3.19
Stainless Steel	4 1/2	114.3	2.34	3.46
	6	152.4	3.04	4.38
Stainless Steel	7 1/4	190.5	3.54	5.27

	Inch.	mm
H-Chain Pitch	1 1/2	38.1
L-Height Over eL	1/2	12.7
TT-Thickness	1/4	6.35
O-Overall Width	1 1/2	38.1
GC-Guards Clearance	1 1/2	38.1
H-Pin Bottom to Chain Bottom	1/2	12.7
E-Pin Diameter	3/4	19.0
Minimum Radius	1/2	12.7
Minimum Radius	1/2	12.7

APÉNDICE A

TABLA 4



Dimensiones			Pesos Aproximados		Eje X - X		Eje Y - Y					
H (mm)	b (mm)	e (mm)	Área (cm ²)	(Kg/m)	(Kg/6m)	I (cm ⁴)	W (cm ³)	i (cm)	I (cm ⁴)	W (cm ³)	i (cm)	x (cm)
50	25	2	1.87	1.47	8.82	7.06	2.83	1.94	1.13	0.63	0.78	0.72
50	25	3	2.70	2.12	12.72	9.70	3.88	1.89	1.57	0.91	0.76	0.77
80	40	2	3.07	2.41	14.46	30.80	7.71	3.17	4.89	1.68	1.26	1.09
80	40	3	4.50	3.54	21.24	43.90	11.00	3.12	7.01	2.45	1.25	1.14
80	40	4	5.87	4.61	27.66	55.40	13.90	3.07	8.92	3.17	1.23	1.19
100	50	2	3.87	3.04	18.24	61.50	12.30	3.99	9.72	2.66	1.58	1.34
100	50	3	5.70	4.48	26.88	88.50	17.70	3.94	14.10	3.89	1.57	1.39
100	50	4	7.47	5.87	35.22	113.00	22.60	3.89	18.10	5.07	1.56	1.44
100	50	5	9.18	7.20	43.20	135.00	27.10	3.84	21.80	6.19	1.54	1.48
125	50	2	4.37	3.43	20.58	103.00	16.50	4.86	10.40	2.74	1.54	1.20
125	50	3	6.45	5.07	30.42	149.00	23.90	4.81	15.10	4.02	1.53	1.24
125	50	4	8.47	6.65	39.90	192.00	30.70	4.76	19.40	5.24	1.51	1.29
125	50	5	10.40	8.19	49.14	231.00	37.00	4.71	23.40	6.40	1.50	1.34
150	50	2	4.87	3.82	22.92	159.00	21.10	5.71	10.90	2.80	1.50	1.09
150	50	3	7.20	5.66	33.96	230.00	30.70	5.65	15.90	4.11	1.49	1.13
150	50	4	9.47	7.44	44.64	297.00	39.60	5.60	20.50	5.36	1.47	1.17
150	50	5	11.70	9.17	55.02	359.00	47.90	5.55	24.80	6.55	1.46	1.22
200	50	2	5.87	4.61	27.66	316.00	31.60	7.34	11.80	2.88	1.42	0.92
200	50	3	8.70	6.83	40.98	462.00	46.20	7.29	17.10	4.23	1.40	0.96
200	50	4	11.50	9.01	54.06	600.00	60.00	7.23	22.10	5.52	1.39	1.00
200	50	5	14.20	11.10	66.60	729.00	72.90	7.17	26.70	6.75	1.37	1.05

APÉNDICE A

TABLA 5

METAL SPROCKETS

815/820 SPROCKETS

SEMI-STEEL

Also available in Fiber and Thermoplastic (Solid and Split) Refer to Pages 40, 42, 43



Act. No. of Teeth	Eff. No. of Teeth	Pitch Diameter PD		Outside Diameter OD		Stack	Bore B		Weight Lbs.	Kg.
		(In.)	(mm)	(In.)	(mm)		Max. Bore w. Stk. KS & SS	Fit.		
		(In.)	(mm)	(In.)	(mm)					
13*	6 1/2	3.229	81.99	5.11	79.0	1/2	1 1/4	2.4	1.1	
15*	7 1/2	3.668	93.69	5.53	92.2	1/2	1 1/4	3.8	1.6	
17*	8 1/2	4.15	105.40	6.12	106.7	1/2	1 1/2	4.8	2.2	
19	9 1/2	4.620	117.35	6.61	117.1	1/2	1 1/2	3.2	1.5	
20	10	4.854	123.29	6.88	123.4	1/2	1 1/2	3.8	1.7	
21	10 1/2	5.089	129.26	7.12	130.0	1/2	1 1/2	4.5	2.1	
21*	10 1/2	5.089	129.26	7.12	130.0	1/2	2 1/4	7.0	3.2	
22	11	5.324	135.23	7.35	135.5	1/2	1 3/4	4.2	1.9	
23	11 1/2	5.580	141.22	7.59	142.0	1/2	1 3/4	5.3	2.4	
24	12	5.796	147.22	7.83	148.1	1/2	1 3/4	4.4	2.0	
25	12 1/2	6.032	153.21	8.07	154.2	1/2	2	5.5	2.5	
25*	12 1/2	6.032	153.21	8.07	154.2	1/2	2 1/4	8.5	4.4	
27	13 1/2	6.504	165.20	8.55	165.0	1/2	2	6.5	2.9	
28	14 1/2	6.978	177.24	9.05	175.1	1/2	2	6.7	3.0	
31	15 1/2	7.452	189.28	9.53	181.3	1/2	2	6.9	3.1	
4*	20 1/2	9.828	249.58	13.93	252.2	1/2	2 1/2	16.2	7.3	

Act. No. of Teeth	Shaft Bore, D				
	(In.)	(In.)	(In.)	(In.)	(In.)
18	—	1	—	—	—
21*	—	1	—	—	—
23	3/4	1	1 1/4	1 3/4	1 1/2
25	—	1	1 1/2	1 3/4	1 1/2
27	—	1	—	—	—

Stacked grooved and not grooved with guide ring holes.

* Blank Body, all others are Arm Body.
815/820 Sprockets are stacked grooved with guide ring holes. See page 44 for 815 Guide Rings.

APÉNDICE A

TABLA 6

FRICION FACTORS BETWEEN CHAIN AND WEAR STRIPS (F_w)

Chain Type and Material	Lubrication Condition	Wearstrip Material	
		Carbon and Stainless Steel	Nylon and UHMWPE
Acetal (D) Chains	Dry	0.30	0.25
	Water	0.23	0.21
	Soap and Water	0.15	0.15
	Oil	0.10	0.10
LF Acetal (LF) Chains	Dry	0.25	0.20
	Water	0.20	0.16
	Soap and Water	0.15	0.15
	Oil	0.10	0.10
Carbon Steel and Stainless Steel Chains	Dry	0.50	0.40
	Water	0.40	0.30
	Soap and Water	0.20	0.20
	Oil	0.20	0.20

FRICION FACTORS BETWEEN CHAIN AND PRODUCT (F_m)

Product Material	Lubrication Condition	D Acetal	LF Acetal	Stainless Steel	Carbon Steel
Plastic	Dry	.25	.20	.30	.30
	Water	.20	.16	.20	.20
	Soap and H ₂ O	.15	.15	.10	.10
Paper	Dry	.33	.30	.40	.40
Metal	Dry	.30	.25	.35	.35
	Water	.22	.20	.25	.25
	Soap and H ₂ O	.15	.15	.15	.15
	Oil	.10	.10	.15	.15
Glass	Dry	.20	.15	.35	.35
	Water	.15	.13	.25	.25
	Soap and H ₂ O	.10	.10	.15	.15

NOTE: F_m FOR LBP CHAINS (TYPICALLY) = 0.07

APÉNDICE A

TABLA 7

Tabla 17-12 FACTORES DE CORRECCIÓN PARA LOS DIENTES

Número de dientes en la rueda dentada impulsora	Factor de corrección K_1 para los dientes	Número de dientes en la rueda dentada impulsora	Factor de corrección K_1 para los dientes
11	0.55	22	1.29
12	0.62	23	1.33
13	0.70	24	1.41
14	0.78	25	1.46
15	0.85	30	1.73
16	0.92	35	1.95
17	1.00	40	2.15
18	1.05	45	2.37
19	1.11	50	2.51
20	1.18	55	2.66
21	1.26	60	2.80

Tabla 17-13 FACTORES PARA CADENAS
DE CORDONES MÚLTIPLES K_2

Número de cordones	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3

Tabla 17-14 FACTORES DE SERVICIO PARA CARGAS K_3

Maquinaria impulsada	Máquina impulsora		
	Motor de combustión interna con transmisión hidráulica	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Sin choques	1.00	1.00	1.2
Choques moderados	1.2	1.3	1.4
Choques fuertes	1.4	1.5	1.7

APÉNDICE A

TABLA 8

Tabla 17-11 CAPACIDAD O POTENCIA NOMINAL (EN HP) DE CADENAS DE RODILLOS DE PASO SIMPLE Y UN SOLO CORDÓN CON RUEDA DENTADA DE 17 DIENTES (CONCLUYE)

Velocidad de la rueda rpm	Número ANSI de cadena									
	80	100	120	140	160	180	200	240	280	320
50	2.88	5.32	9.33	14.4	20.0	28.9	38.4	61.8		
100	5.30	10.3	17.4	26.9	39.1	54.0	71.6	115		
150	7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103	166		
200	10.0	19.2	32.5	50.1	72.0	101	134	215		
300	14.5	27.7	46.8	72.4	105	145	195	310		
400	18.7	35.9	60.6	93.0	136	188	249	359		
500	22.9	43.9	74.1	115	166	222	304	422		
600	27.0	51.7	87.3	127	181	241	315	438		
700	31.0	59.4	99.0	141	197	260	336	468		
800	35.0	67.0	109.8	156	214	281	359	491		
900	39.0	74.8	120.0	171	231	303	384	516		
1000	43.0	82.0	130.0	186	249	327	411	543		
1200	57.0	108.0	174.0	246	336	449	579	721		
1400	72.0	135.0	216.0	306	411	556	722	884		
1600	88.0	162.0	258.0	366	483	654	840	1026		
1800	104.0	189.0	299.0	426	555	741	948	1164		
2000	120.0	216.0	340.0	486	627	822	1056	1296		
2500	150.0	270.0	425.0	608	784	1026	1326	1626		
3000	180.0	324.0	510.0	730	942	1236	1596	1956		

Tipo C

* Valor estimado de las tablas del ANSI por interpolación lineal.
 Nota: Tipo A - Lubricación manual o por goteo.
 Tipo B - Lubricación por baño o de disco.
 Tipo C - Lubricación por flujo de aceite.
 Tipo C' - Tipo C, pero esta en una región de posible conflicto; presénciese el diseño al fabricante para su evaluación.
 Fuente: compilada de la sección de información de la ANSI B29.1-1975, y de B29.9-1958.

Tabla 17-11 CAPACIDAD O POTENCIA NOMINAL (EN HP) DE CADENAS DE RODILLOS DE PASO SIMPLE Y UN SOLO CORDÓN CON RUEDA DENTADA DE 17 DIENTES

Velocidad de la rueda rpm	Número ANSI de cadena									
	25	35	40	41	50	60	70	80	90	100
50	0.63	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24				
100	0.69	0.79	0.69	0.36	1.94	2.31				
150	0.13*	0.41*	0.89*	0.55*	1.92*	3.32				
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.20				
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.51	6.20				
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03				
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81				
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6				
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3				
800	0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0				
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7				
1000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3				
1200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6				
1400	0.93*	3.13*	7.41	3.57	14.4	24.8				
1600	1.05*	3.53*	8.36	3.84	16.1	27.9				
1800	1.16	3.93	9.26	4.11	17.4	30.9				
2000	1.27*	4.32*	10.1	4.38*	18.7	33.9				
2500	1.56	5.20	12.0*	5.10*	22.0*	40.6				
3000	1.84	6.04	13.7	5.83	25.3	47.6				

Tipo A

APÉNDICE A

TABLA 9

STRAIGHT BEVEL GEAR DRIVES

For lubrication systems where the speed limit is 1500 RPM or less.
 For applications where the speed limit is 1500 RPM or less.
 For applications where the speed limit is 1500 RPM or less.

- Frame compact, rugged construction and precision forged straight tooth bevel gears.
- Made in USA

Boston Gear



No. 1125



No. 1125

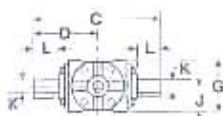
SELECTION CHART—RATINGS FOR 1.0 SERVICE FACTOR

No.	Power Series R1211 & R1215				Boston Series R1214				Boston Series R1412				Boston Series R1413			
	HP	HP	HP	HP	HP	HP	HP	HP	HP	HP	HP	HP	HP	HP	HP	HP
1121	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	7.5	10.0	15.0	20.0	30.0	40.0	60.0	80.0	120.0	160.0	240.0
1122	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	7.5	10.0	15.0	20.0	30.0	40.0	60.0	80.0	120.0	160.0	240.0
1123	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	7.5	10.0	15.0	20.0	30.0	40.0	60.0	80.0	120.0	160.0	240.0
1124	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	7.5	10.0	15.0	20.0	30.0	40.0	60.0	80.0	120.0	160.0	240.0
1125	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	7.5	10.0	15.0	20.0	30.0	40.0	60.0	80.0	120.0	160.0	240.0

ORDERING DATA

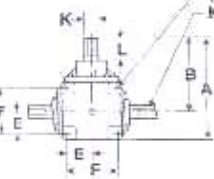
Power Rating	Stock No.	Unit	Lead	Price
R1211-1.5-A	11221	500.00	22.00	15.00
R1211-1.5-A	11222	500.00	22.00	15.00
R1211-1.5-B	11223	500.00	22.00	15.00
R1211-1.5-B	11224	500.00	22.00	15.00
R1214-1.0	11231	500.00	22.00	15.00
R1214-1.25-0	11232	500.00	22.00	15.00
R1214-1.5-0	11233	500.00	22.00	15.00
R1214-2.0	11234	500.00	22.00	15.00
R1215-1.0	11241	500.00	22.00	15.00
R1215-1.25-0	11242	500.00	22.00	15.00
R1215-1.5-0	11243	500.00	22.00	15.00
R1215-2.0	11244	500.00	22.00	15.00
R1412-1.0	11251	500.00	22.00	15.00
R1412-1.25-0	11252	500.00	22.00	15.00
R1412-1.5-0	11253	500.00	22.00	15.00
R1412-2.0	11254	500.00	22.00	15.00

DIMENSIONAL DRAWINGS FOR STRAIGHT BEVEL GEAR DRIVES

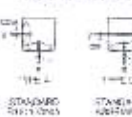


Stock No.	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R
R1211	4.5	5.5	11.0	4.5	2.0	4.5	4.5	2.5	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
R1212	4.5	5.5	11.0	4.5	2.0	4.5	4.5	2.5	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
R1213	4.5	5.5	11.0	4.5	2.0	4.5	4.5	2.5	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
R1214	4.5	5.5	11.0	4.5	2.0	4.5	4.5	2.5	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
R1215	4.5	5.5	11.0	4.5	2.0	4.5	4.5	2.5	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0

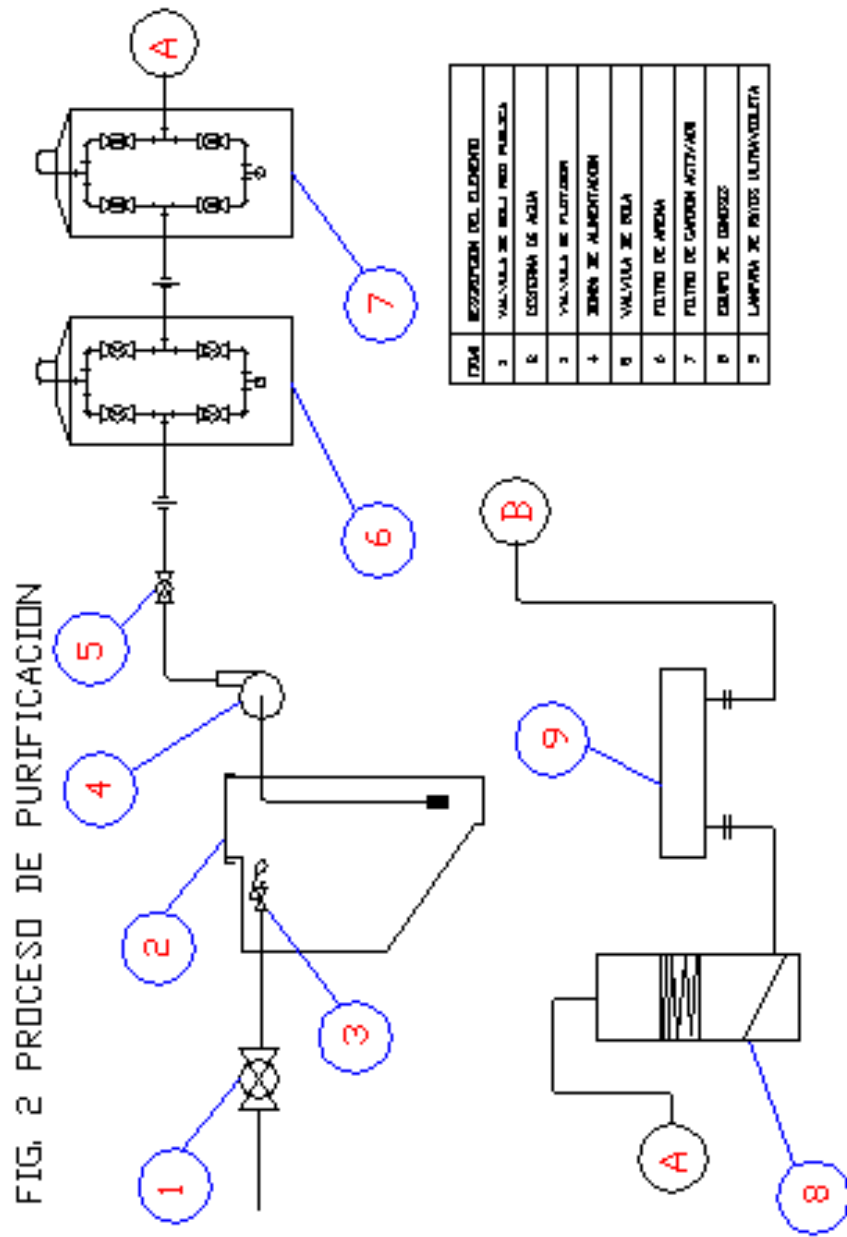
(8) M TAPPED HOLES
KEY (ALL SHAFTS)

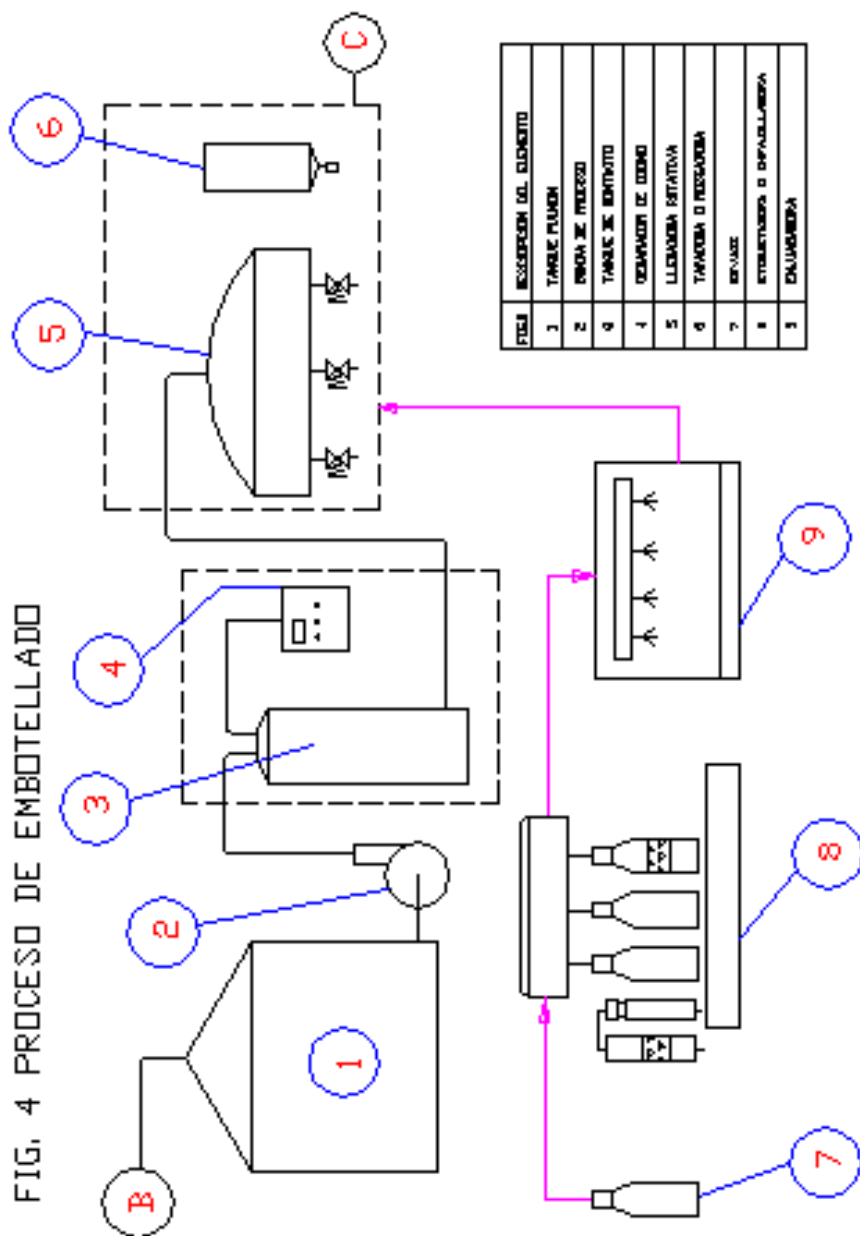


ASSEMBLY TYPES



STANDARD
TAPERED





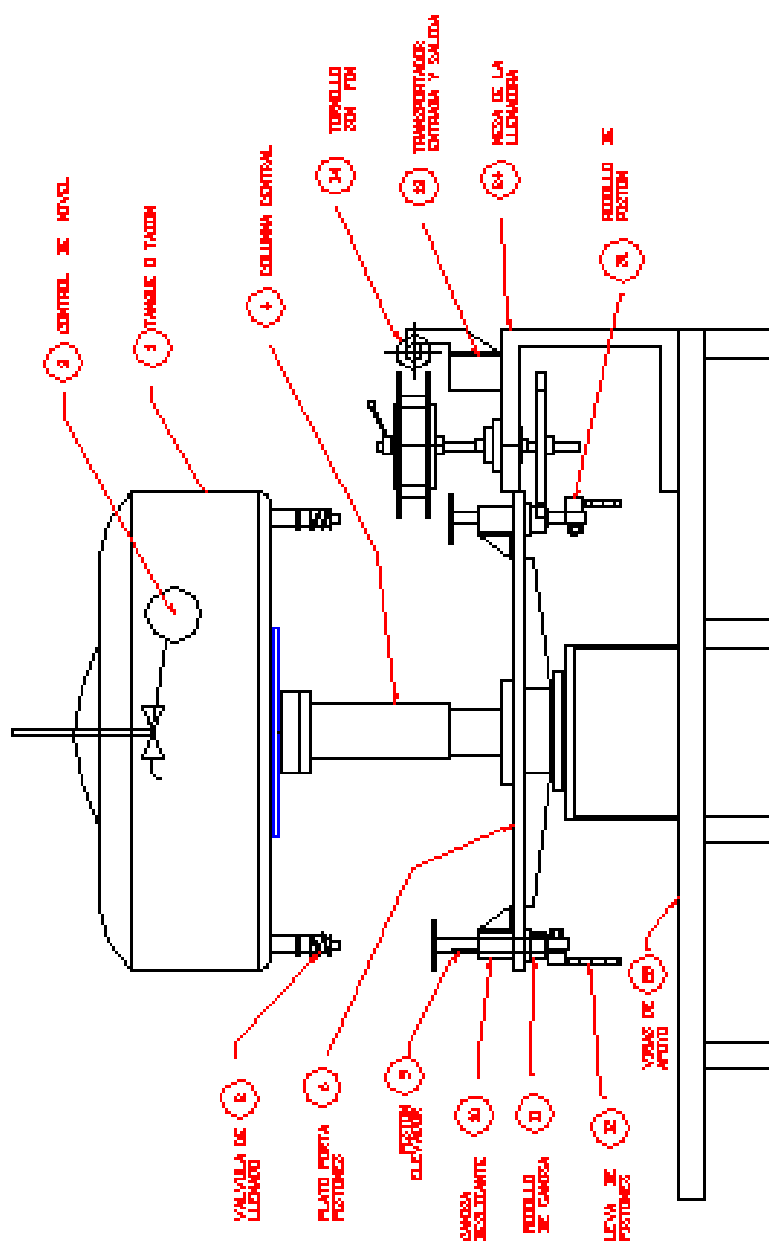
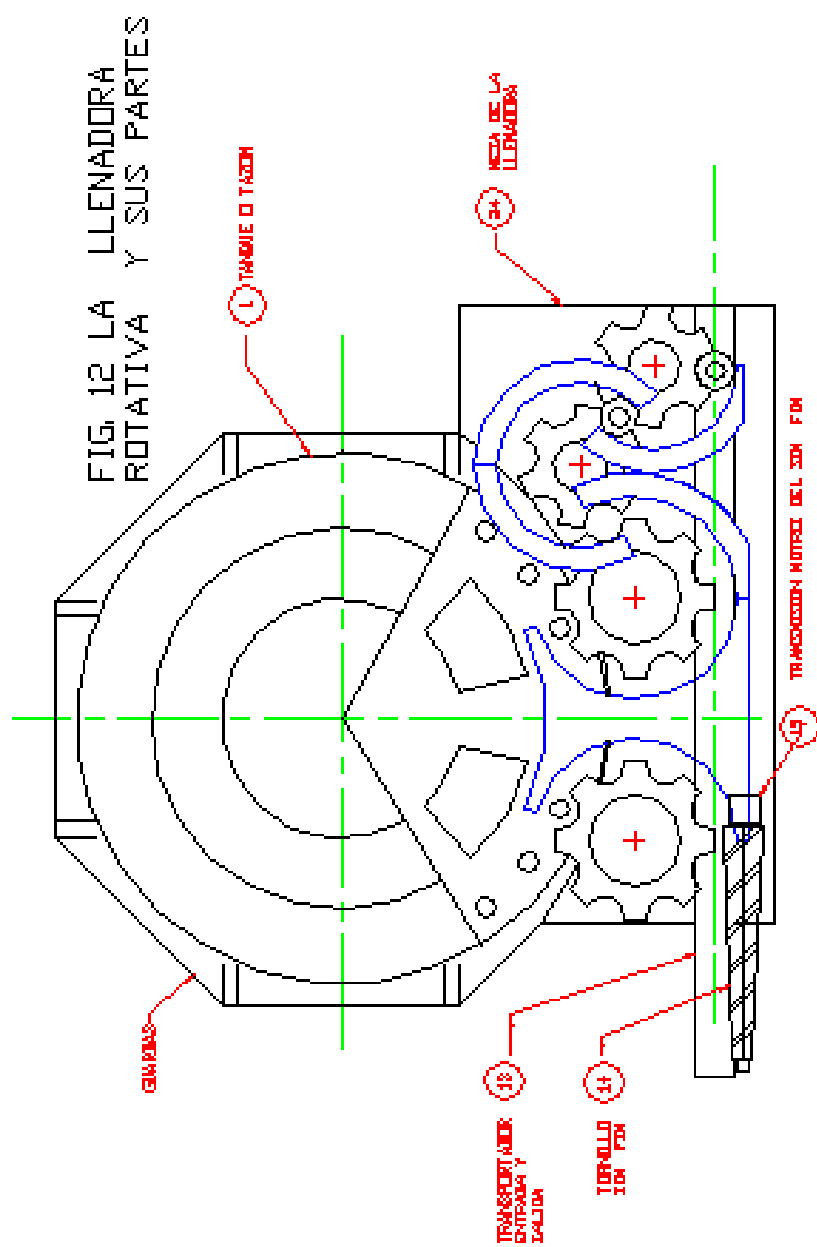


FIG. 11 LA LLENADORA ROTATIVA Y SUS PARTES



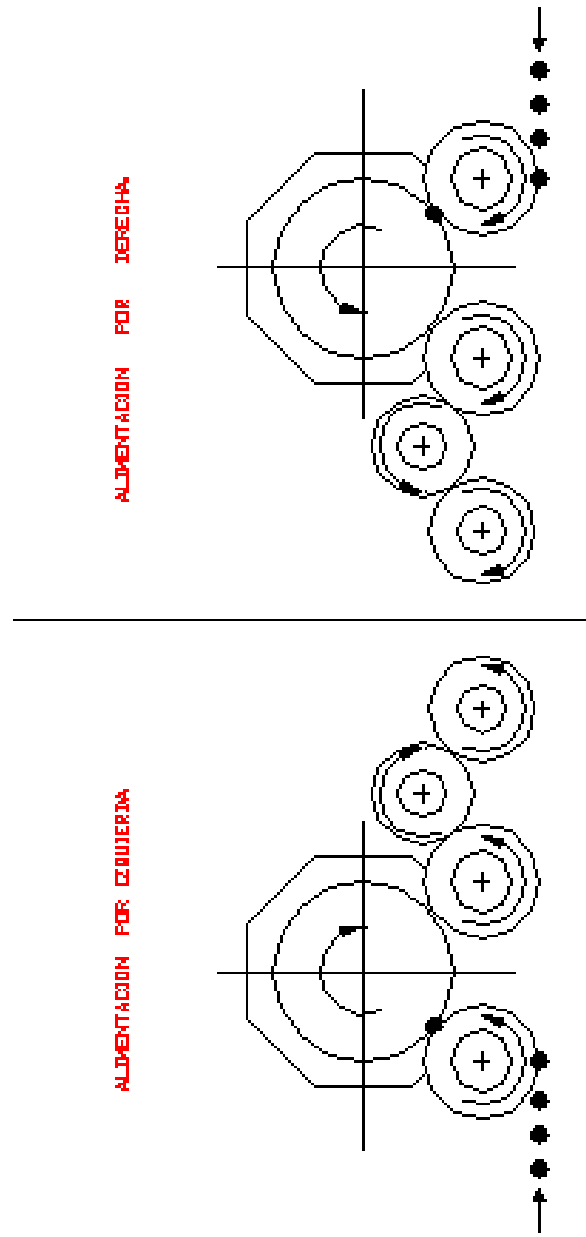


FIGURA 13 SENTIDO DE LLENADO

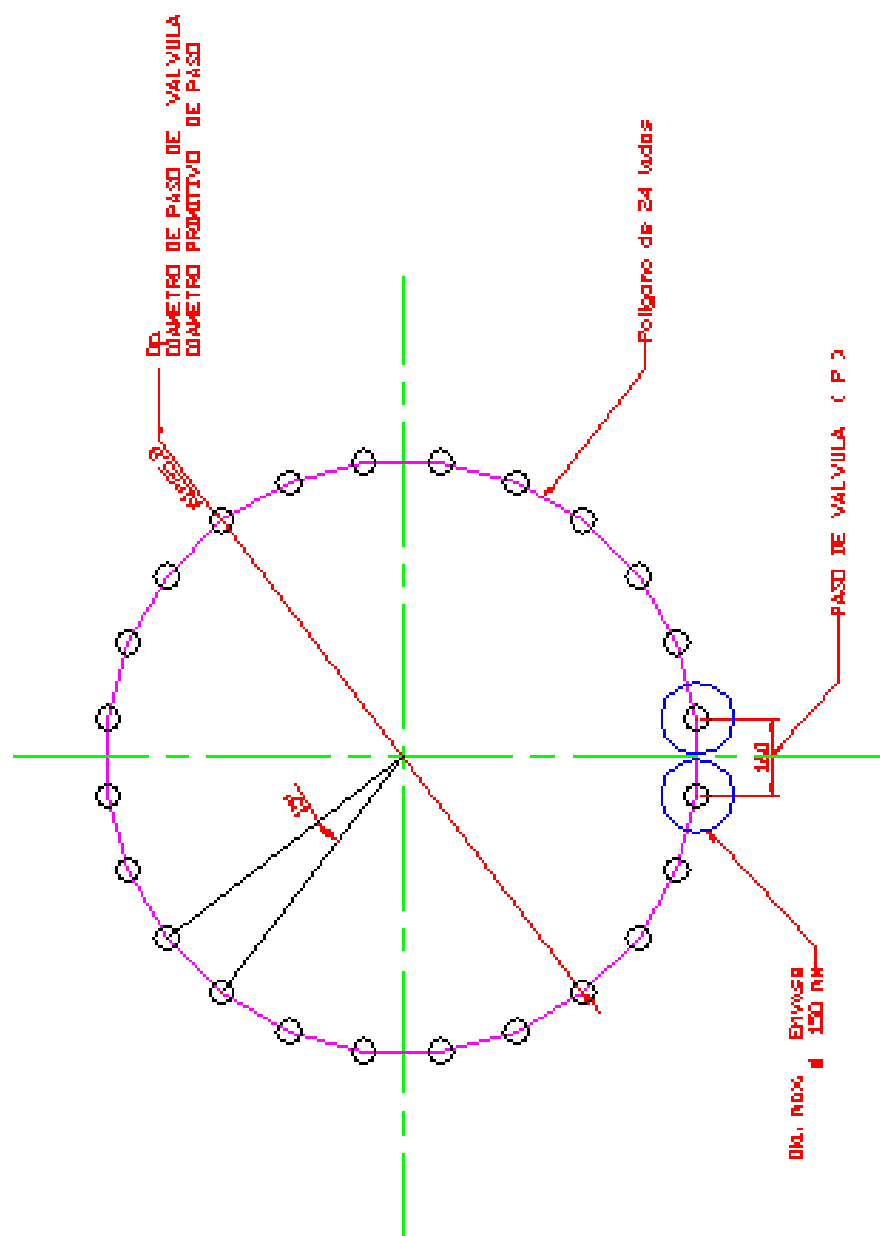


FIGURA 14. PASO DEL TANQUE DE LLENADO

FIGURA 15. GEOMETRIA DE LAS GUIAS DE CUERPO

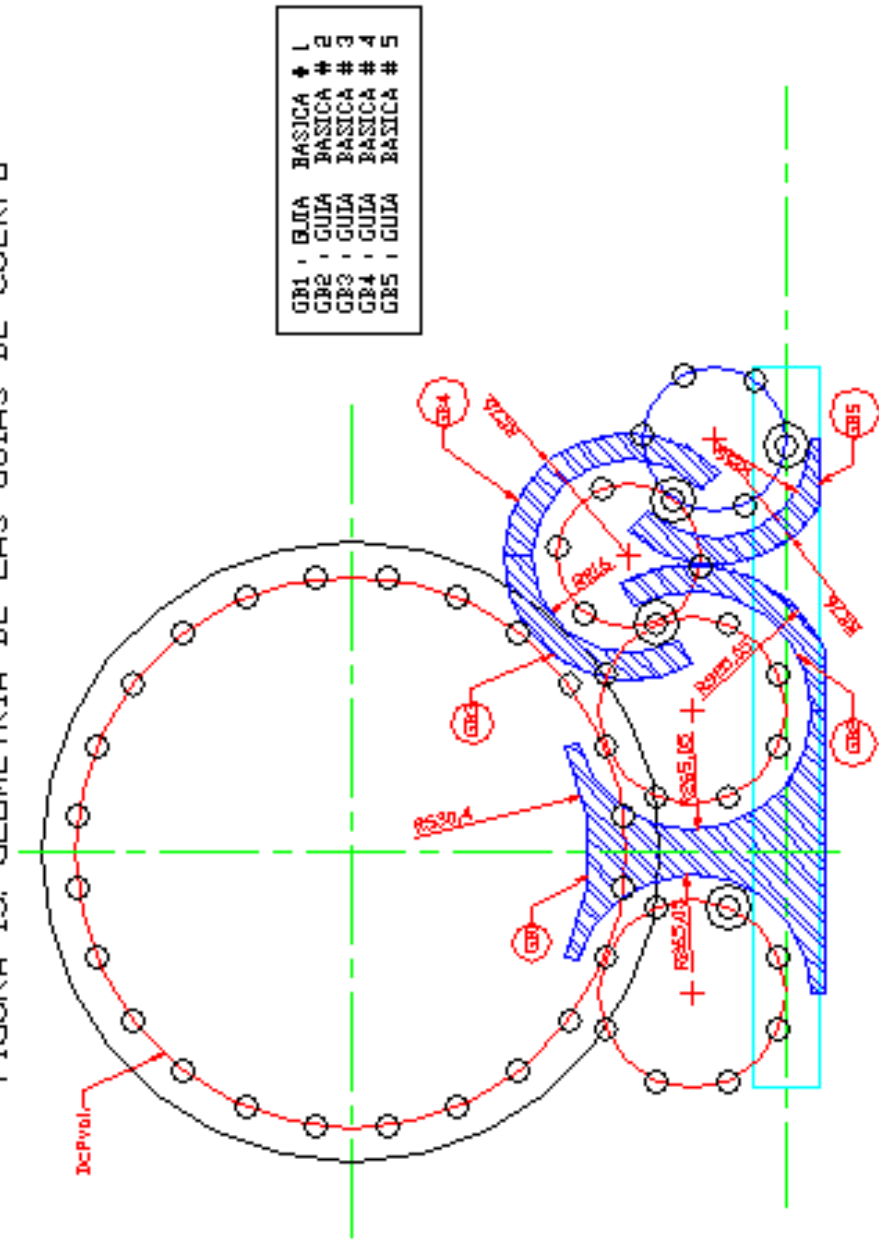


FIGURA 16. GEOMETRIA DE LAS BASES DE DESLIZAMIENTO

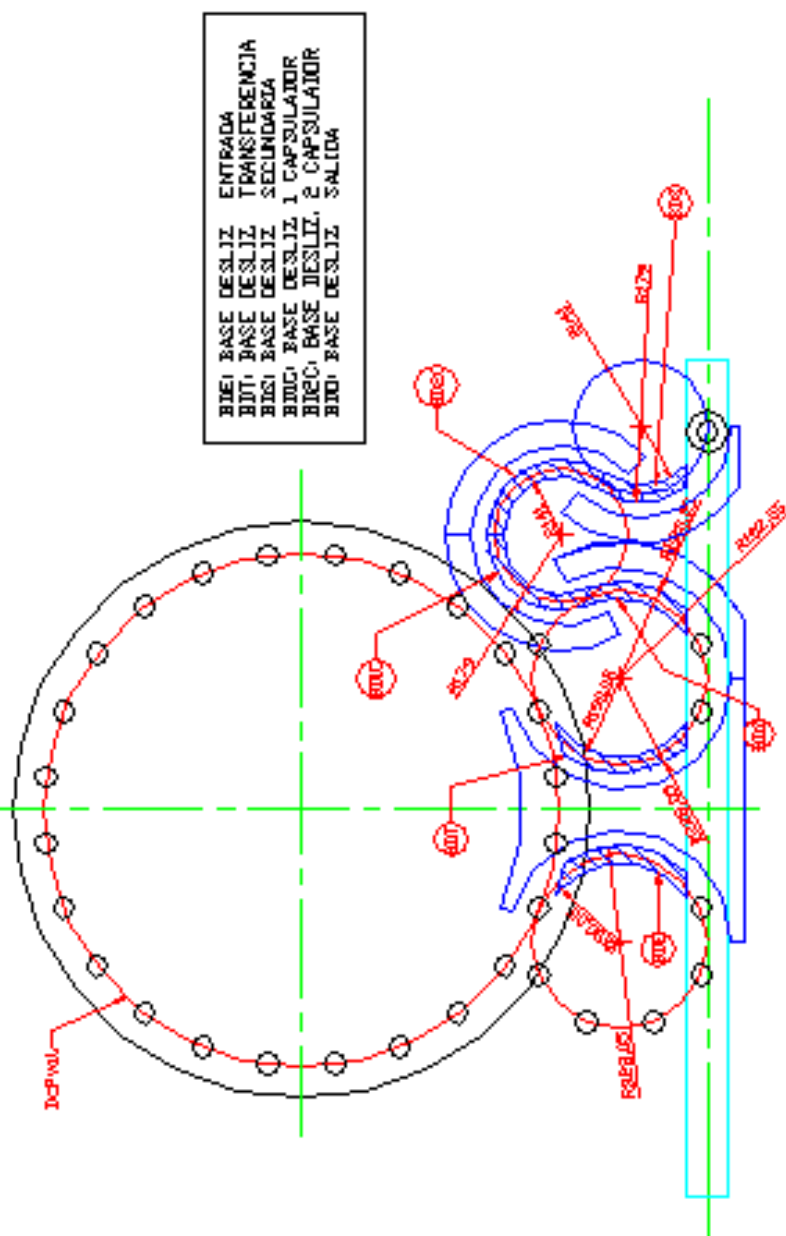
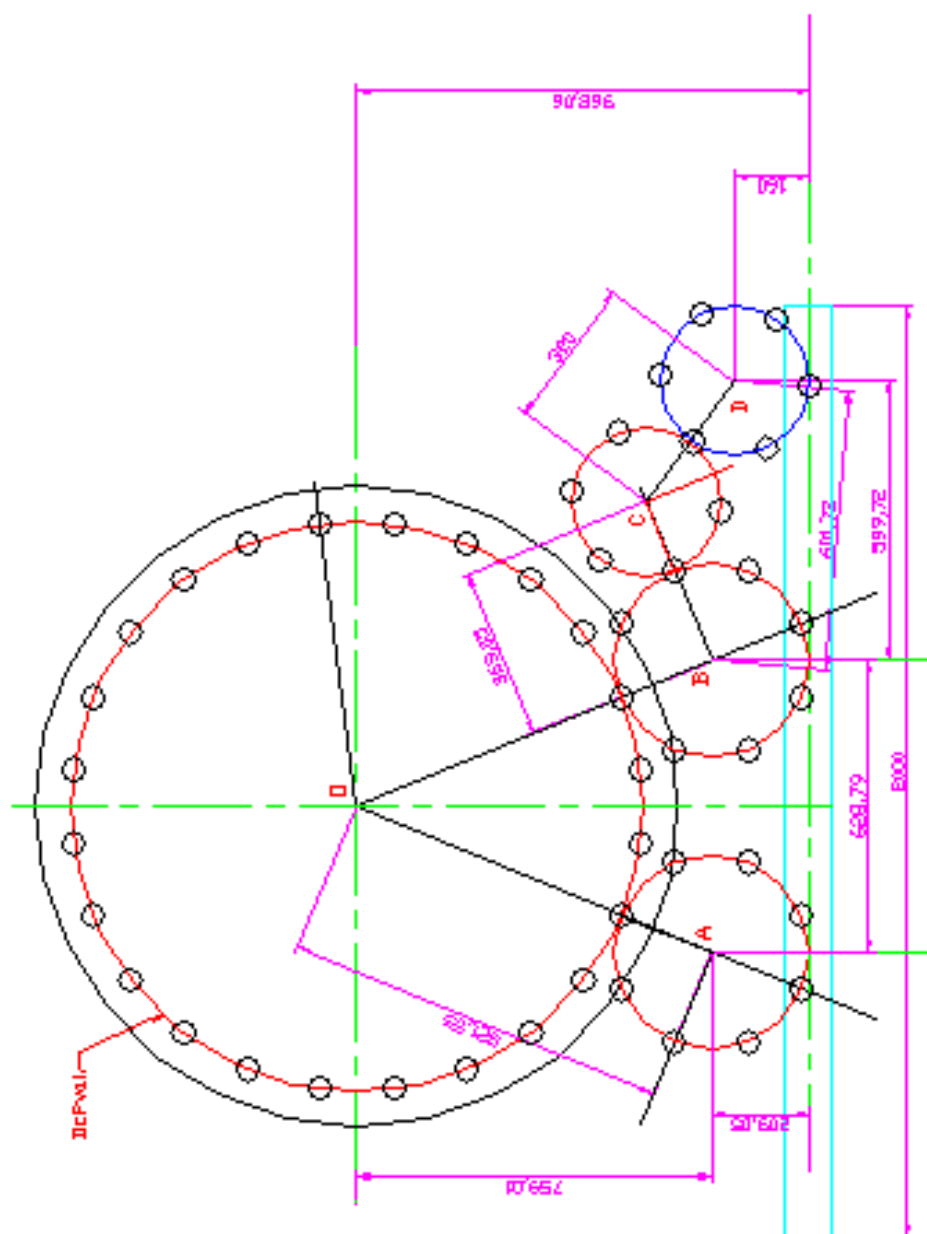


FIGURA 17. GEOMETRIA DE LOS CENTROS DE ROTACION



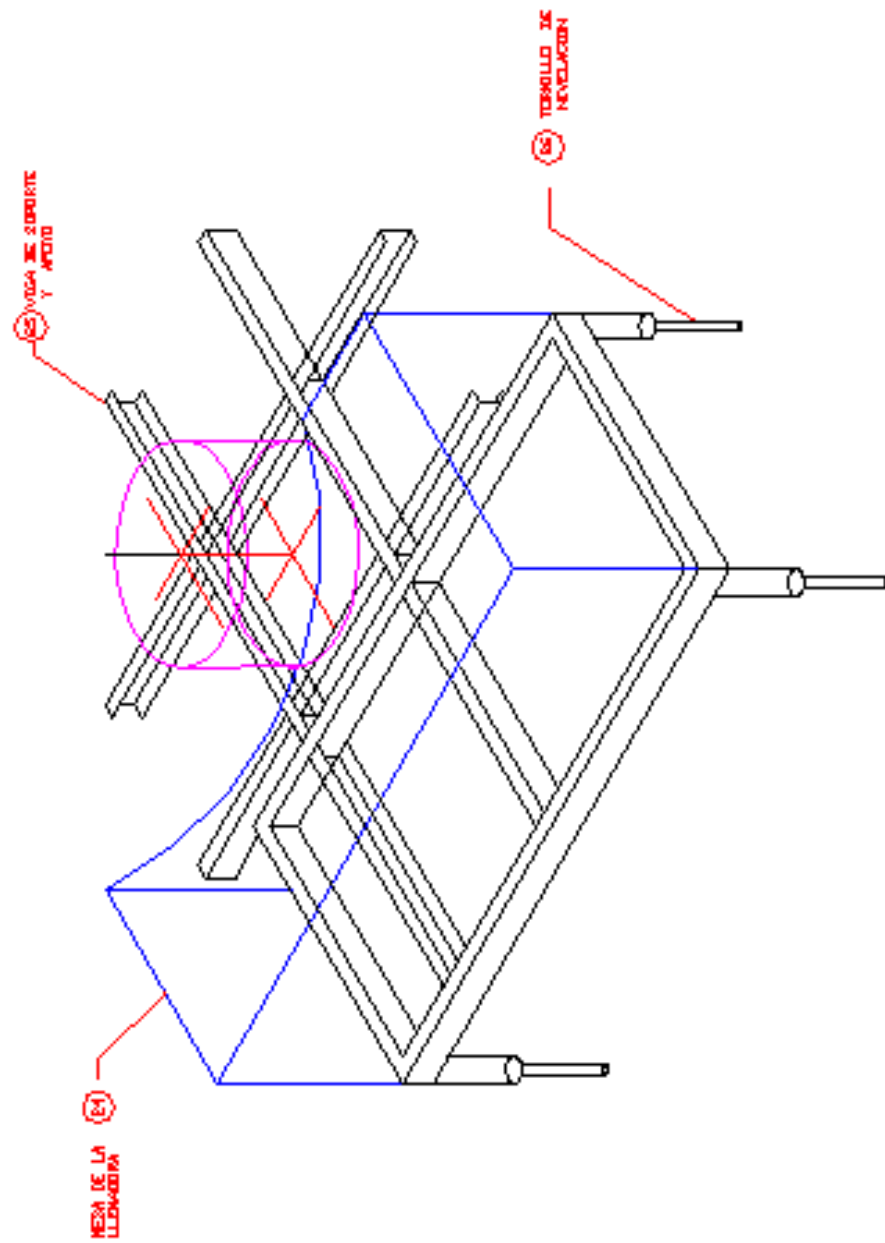


FIGURA 18. SISTEMA ESTRUCTURAL

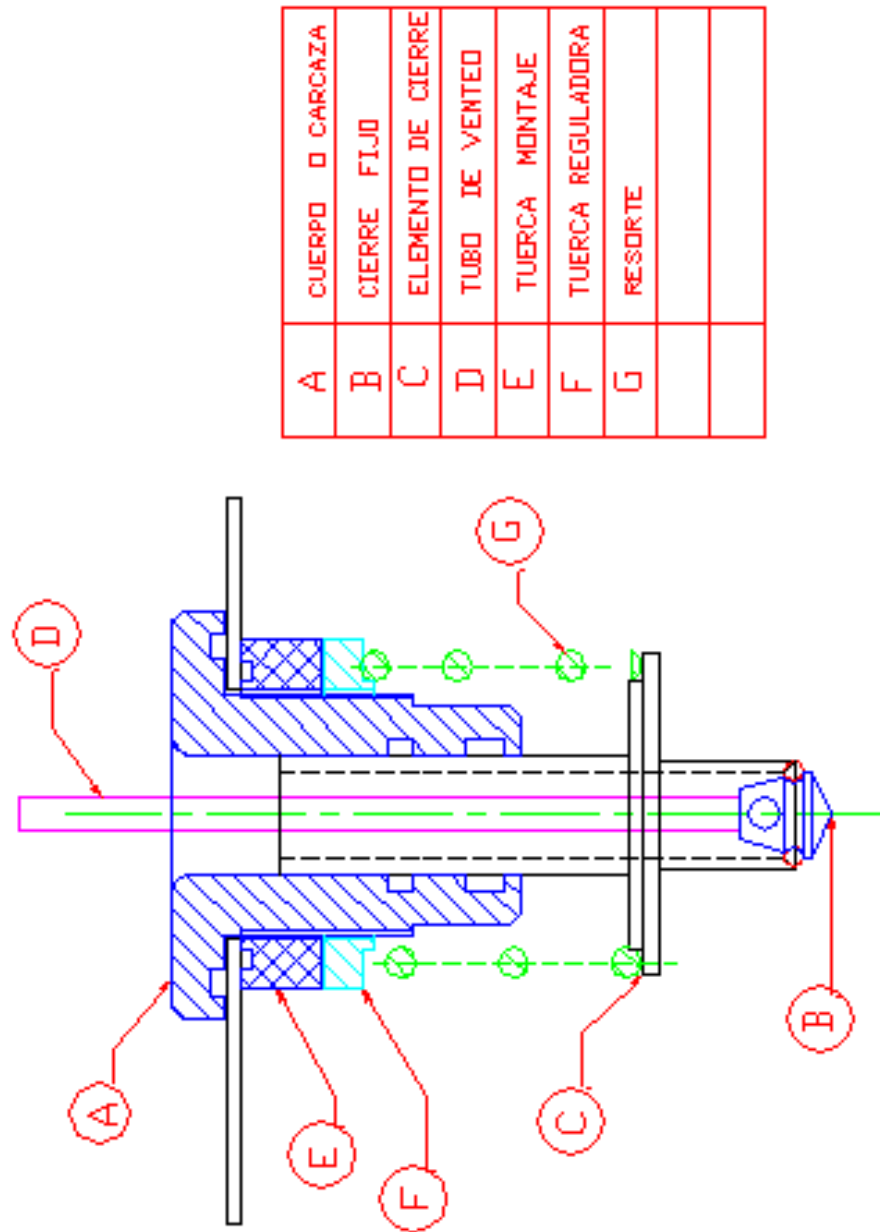


FIGURA 19. LA OPERACION DE LA VALVULA

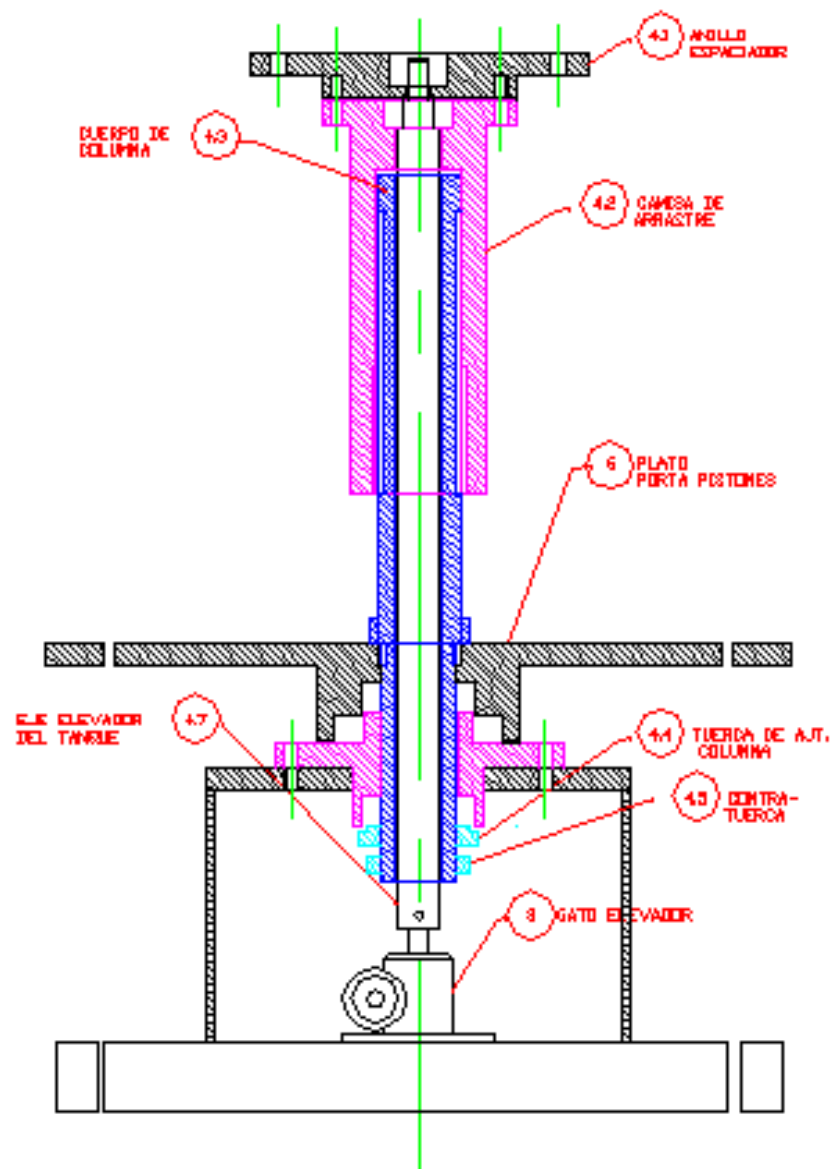


FIGURA 20. COLUMNA CENTRAL (4)

FIGURA 21. JUEGO DE MANEJO DE BOTELLAS (7)

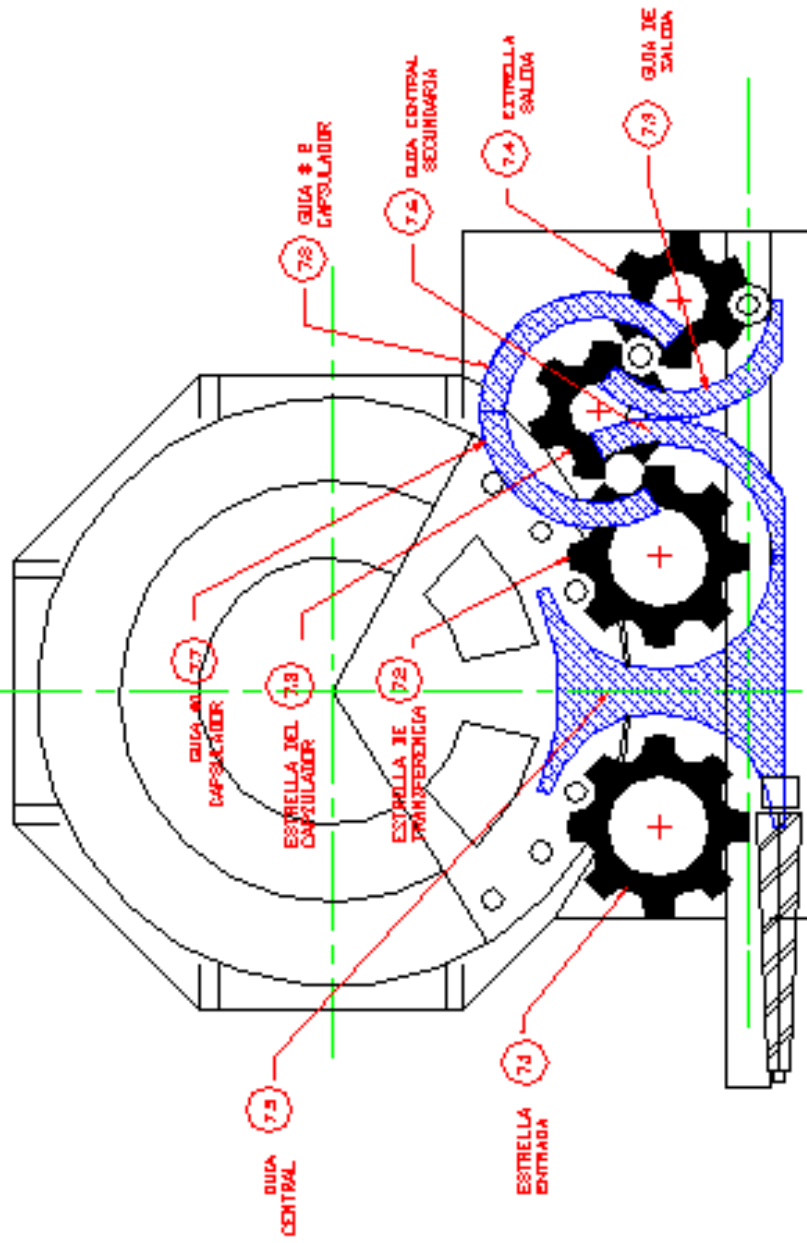
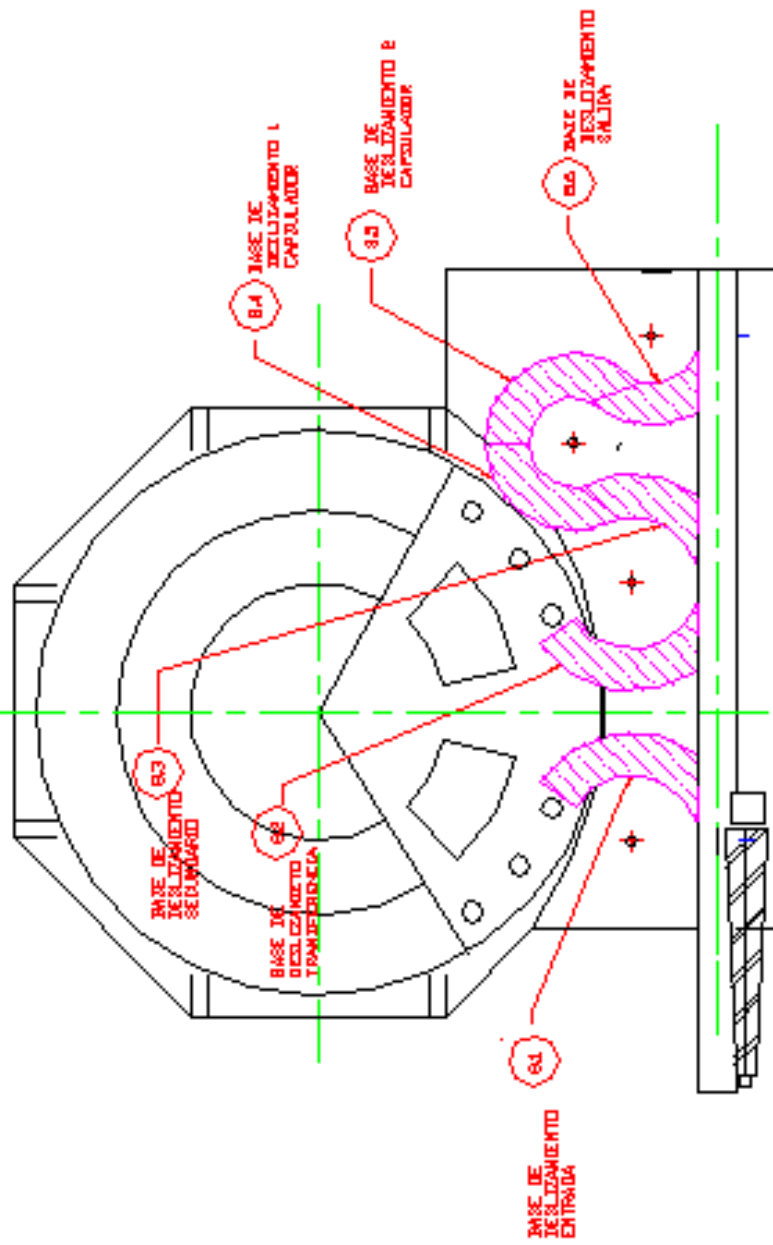


FIGURA 22. BASES DE DESLIZAMIENTO (8).



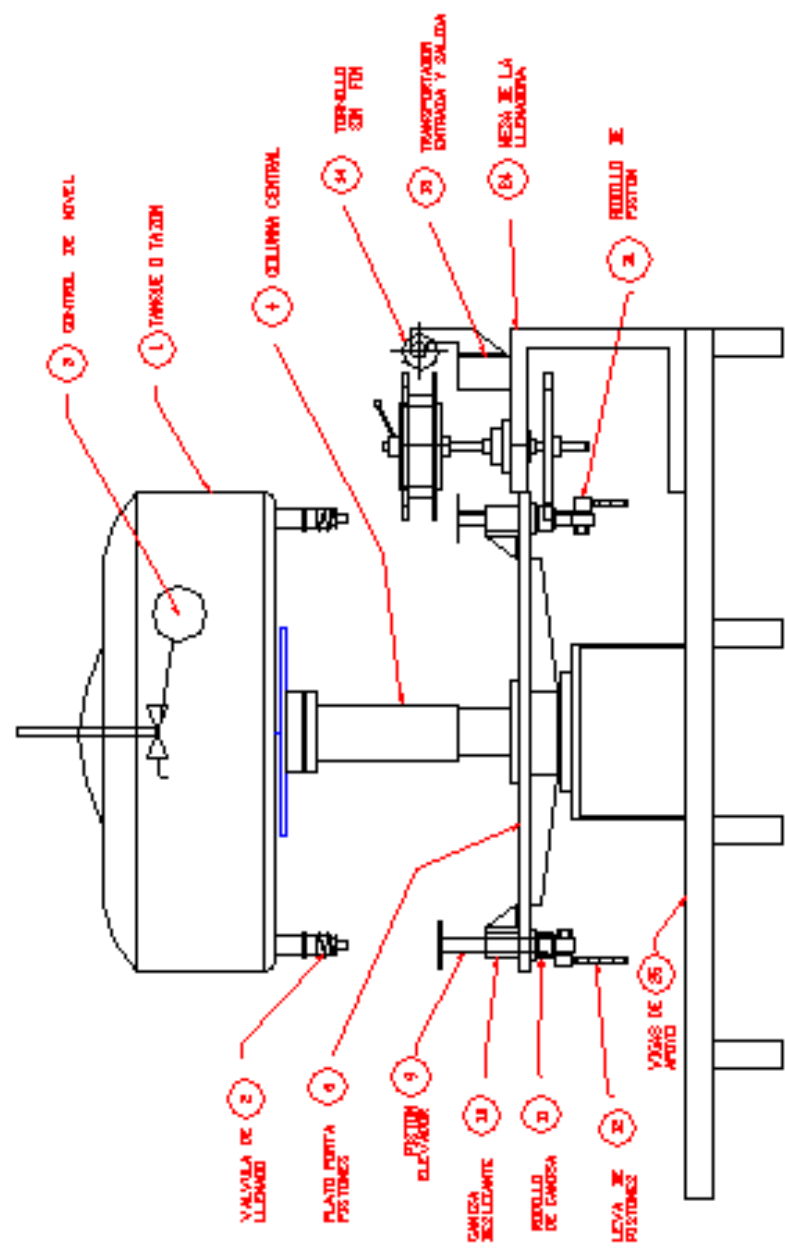
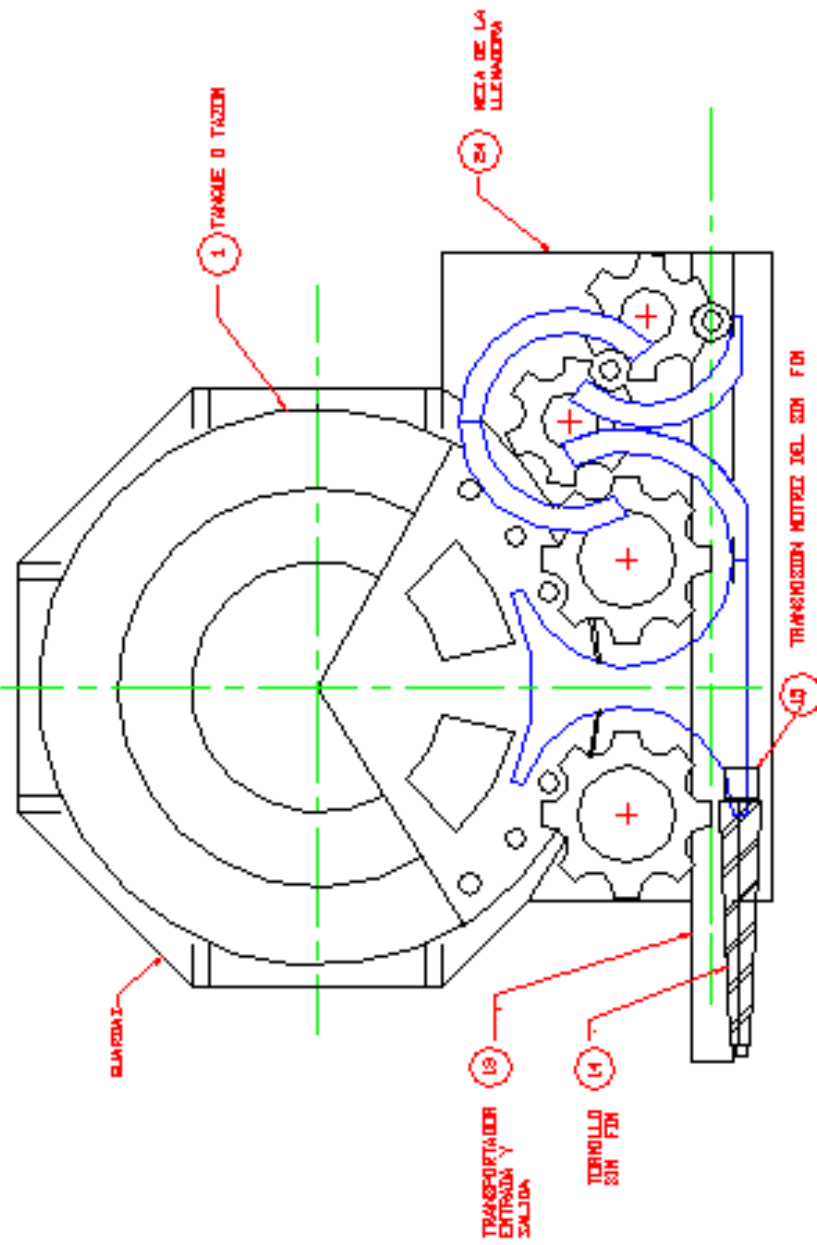


FIGURA 23. LA LLENADORA ROTATIVA; SISTEMA ELEVADOR DE BOTELLAS

FIGURA 24. LA LLENADORA ROTATIVA:
SISTEMA DE ALIMENTACION DE BOTELLAS



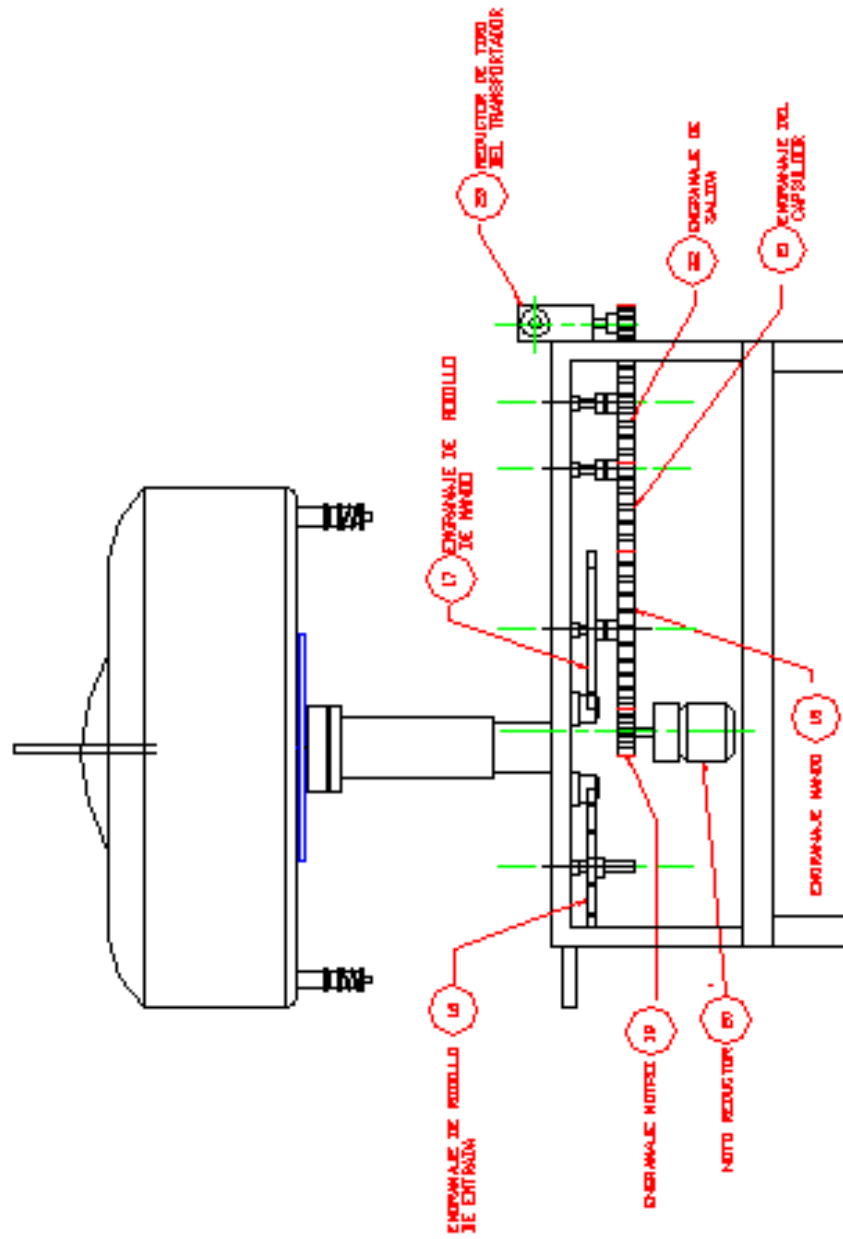


FIGURA 25. SISTEMA DEL TREN DE ENGRANAJE

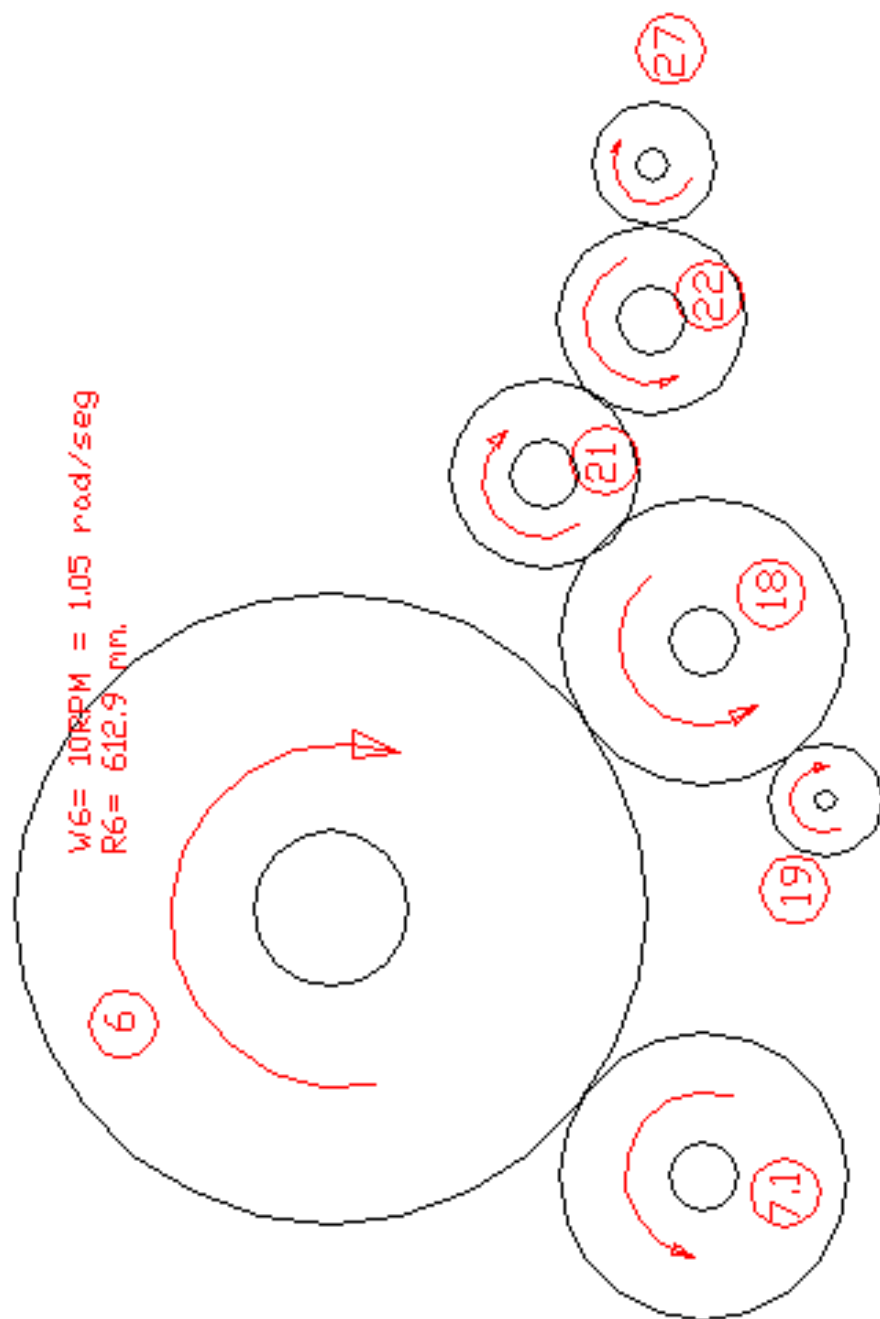


FIGURA 26. ANALISIS DEL TREN DE ENGRANAJES

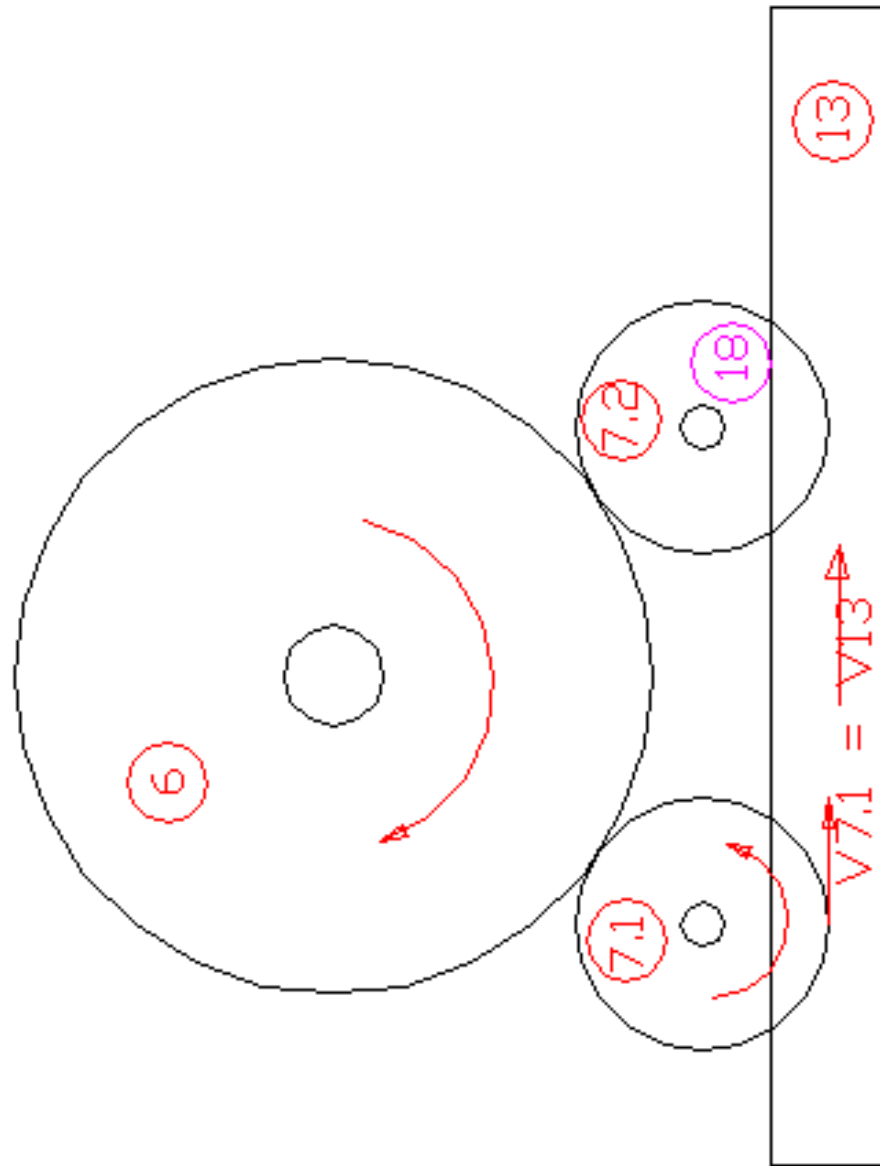


FIGURA 27. ANALISIS CINEMATICO:
DE LA ESTRELLA DE ENTRADA Y TRANSPORTADOR.

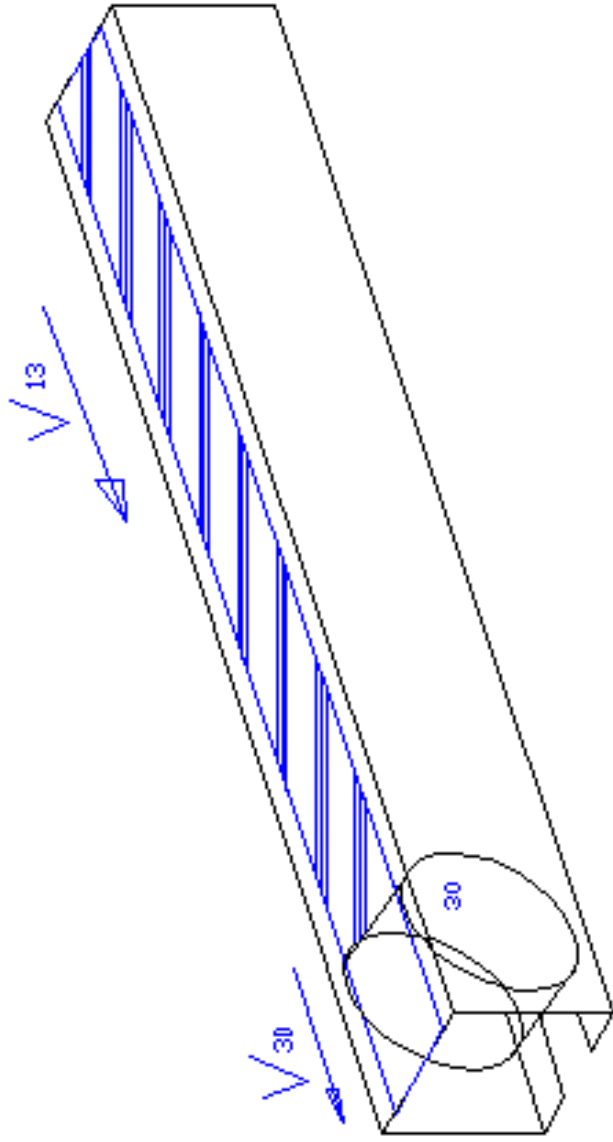


FIG.28. ANALISIS CINEMATICO DEL TRANSPORTADOR

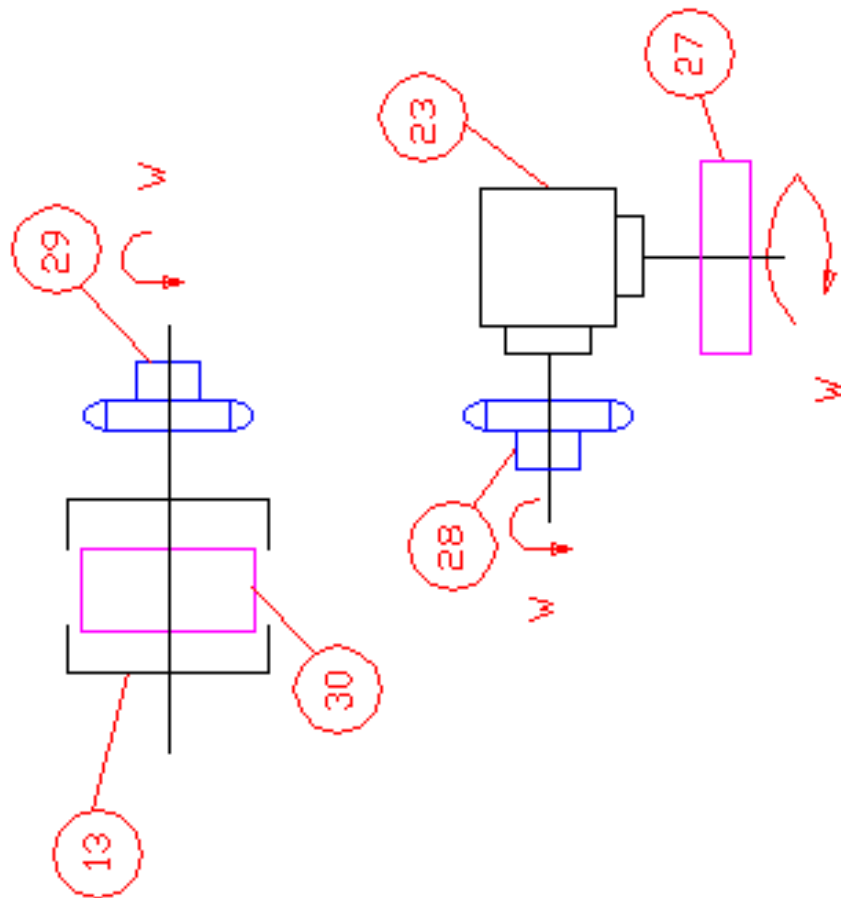


FIG.29 ANALISIS CINEMATICO DEL REDUCTOR DE TIRO DEL TRANSPORTADOR

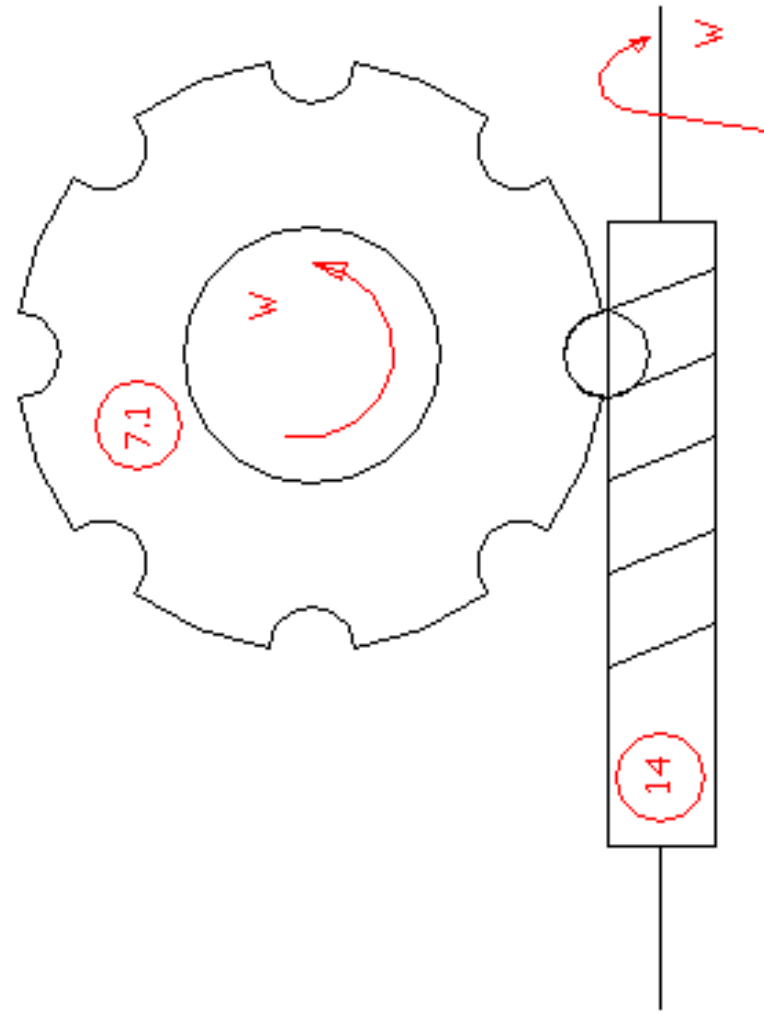


FIGURA 30. ANALISIS CINEMATICO DEL TORNILLO Y LA ESTRELLA DE ENTRADA

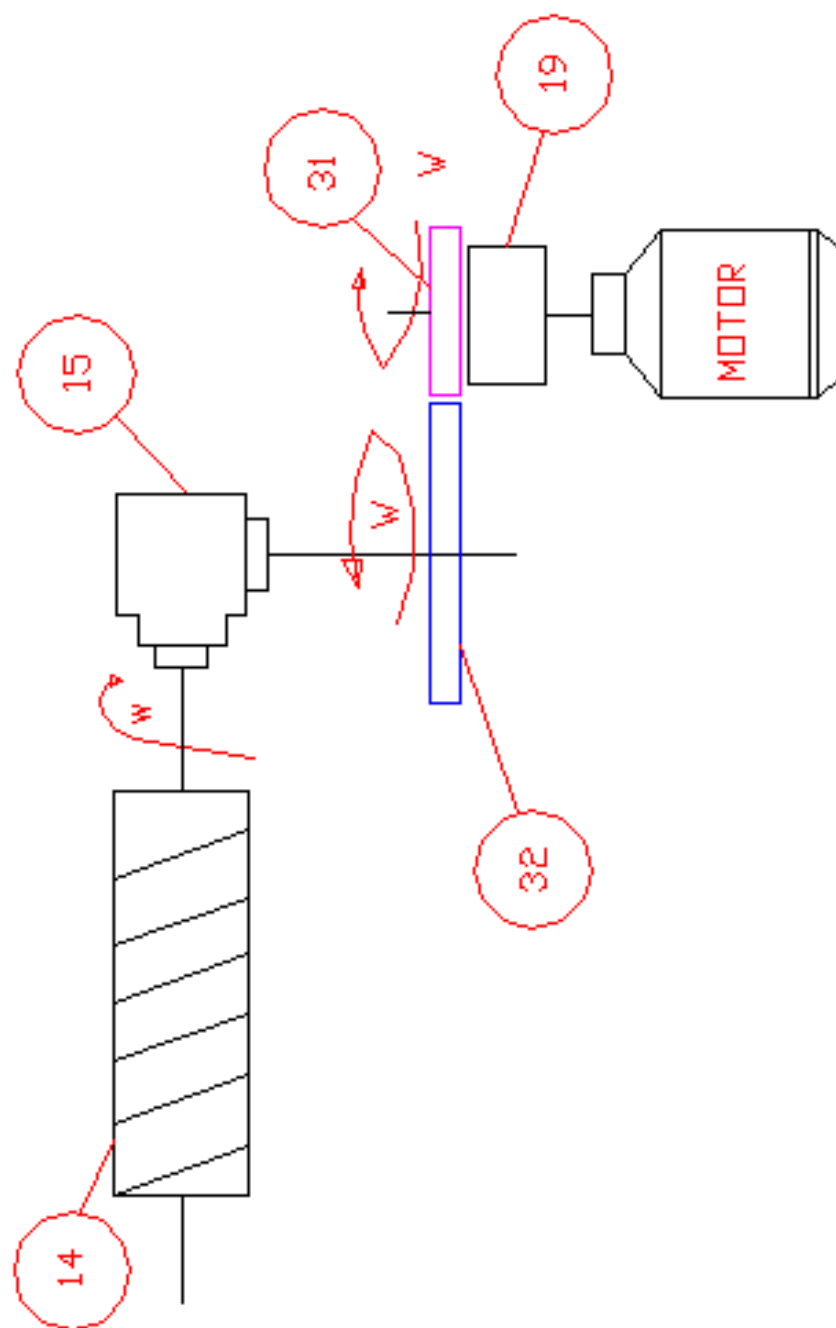


FIGURA 31. ANALISIS CINEMATICO DE LA CAJA DEL TORNILLO

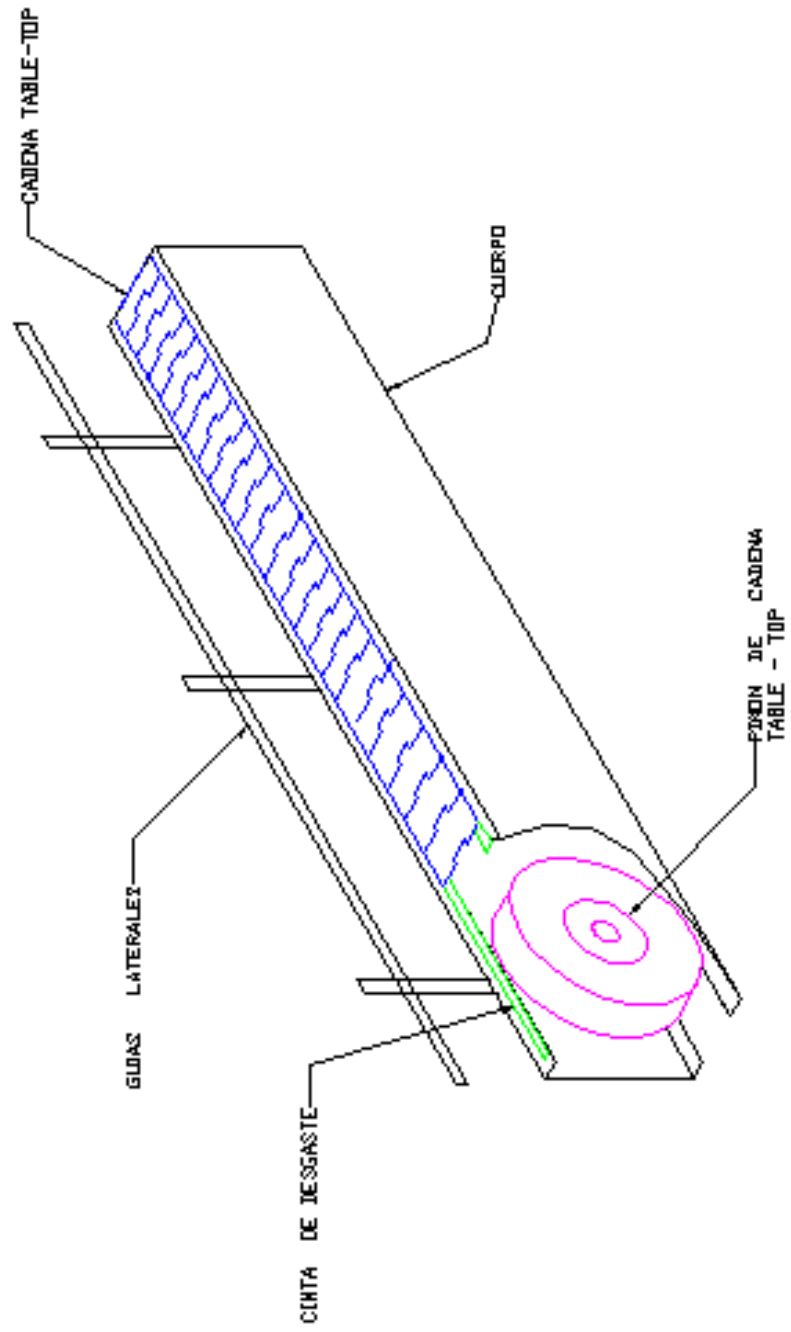


FIG.32 TRANSPORTADOR Y SUS PARTES

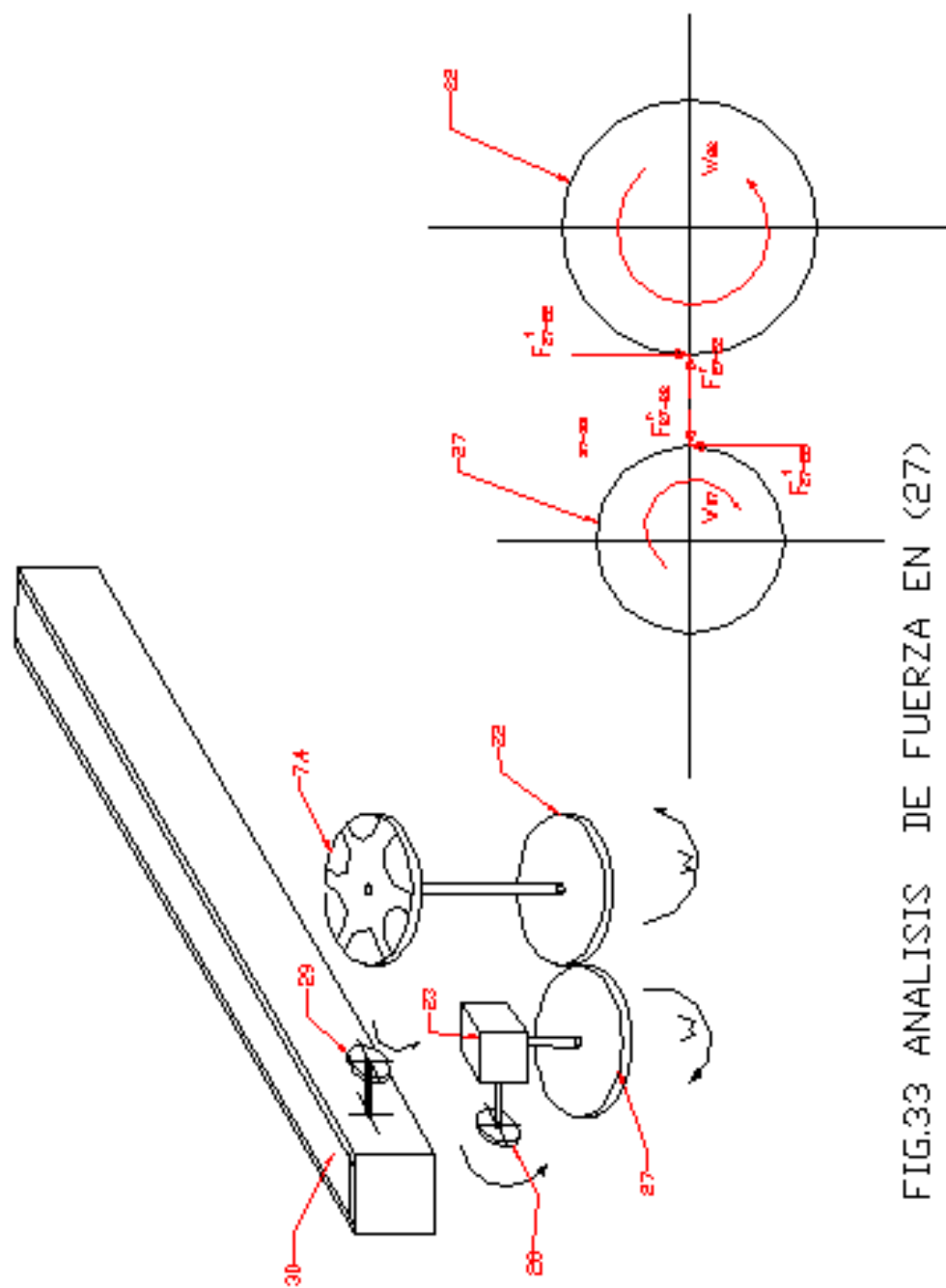


FIG.33 ANALISIS DE FUERZA EN (27)

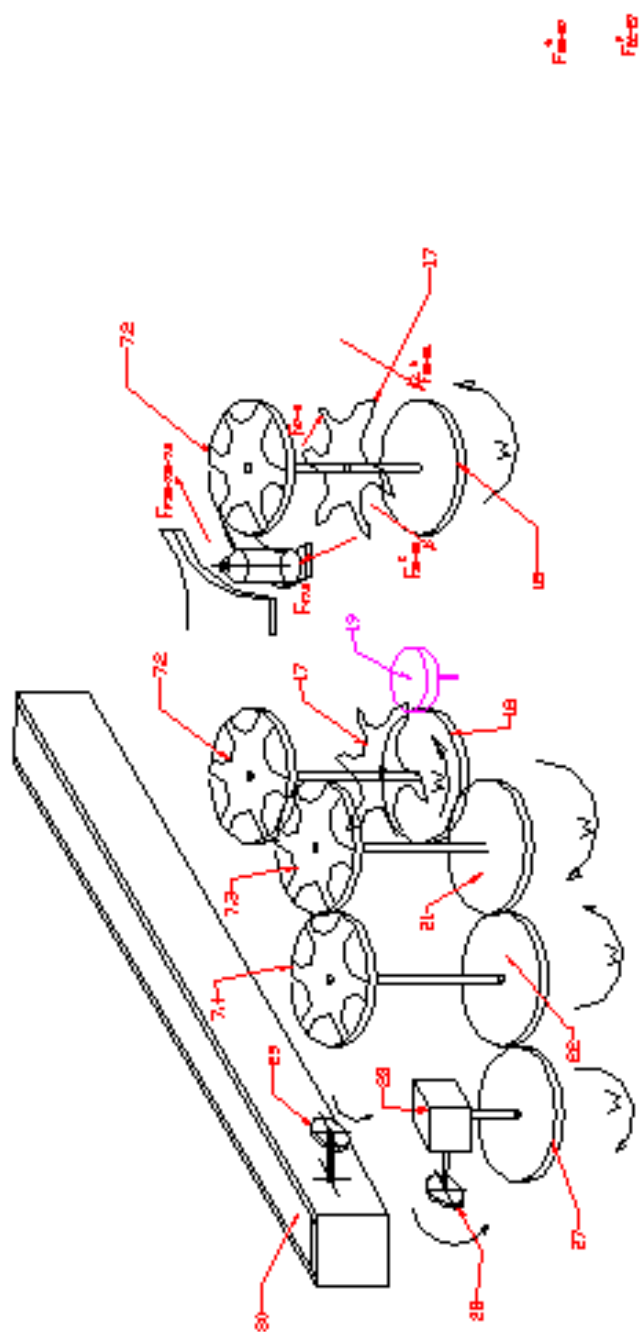


FIG. 34 ANALISIS DE FUERZA EN EL ENGRANAJE 18 - 19

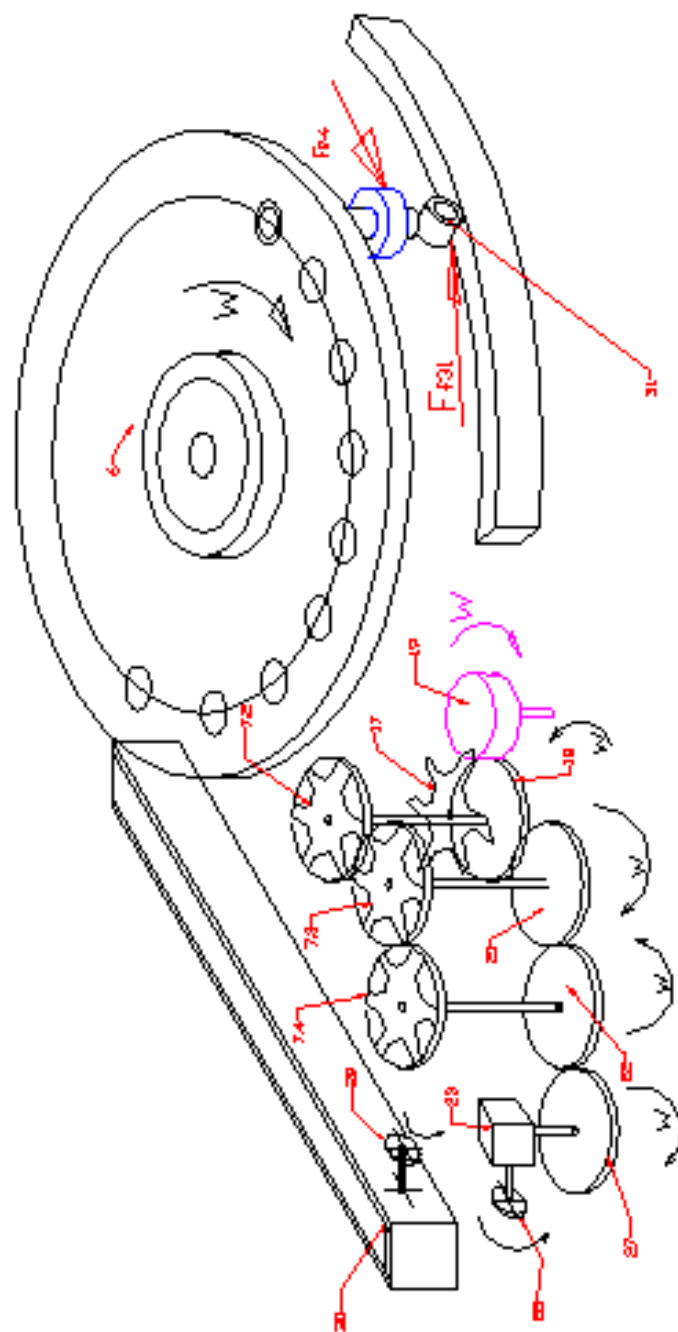


FIG.35 ANALISIS DE LAS FUERZAS EN EL PLATO PORTA PISTONES (6)

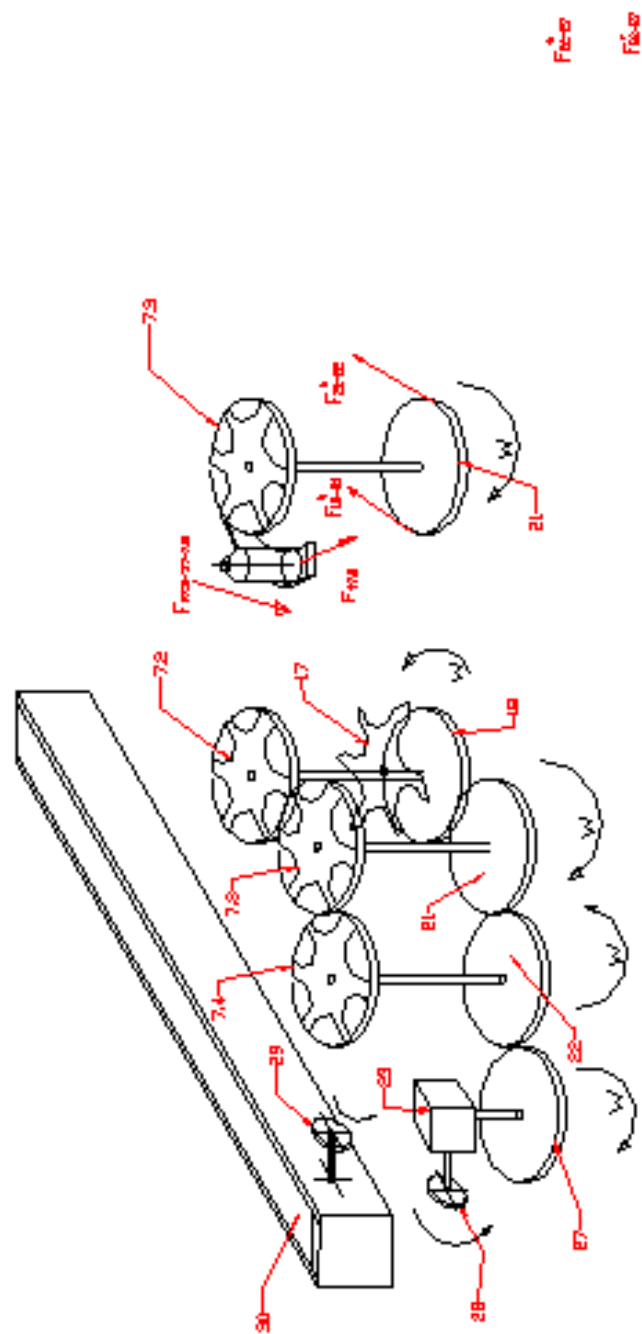


FIG.36 ANALISIS DE LAS FUERZAS
EN EL ENGRANAJE 21

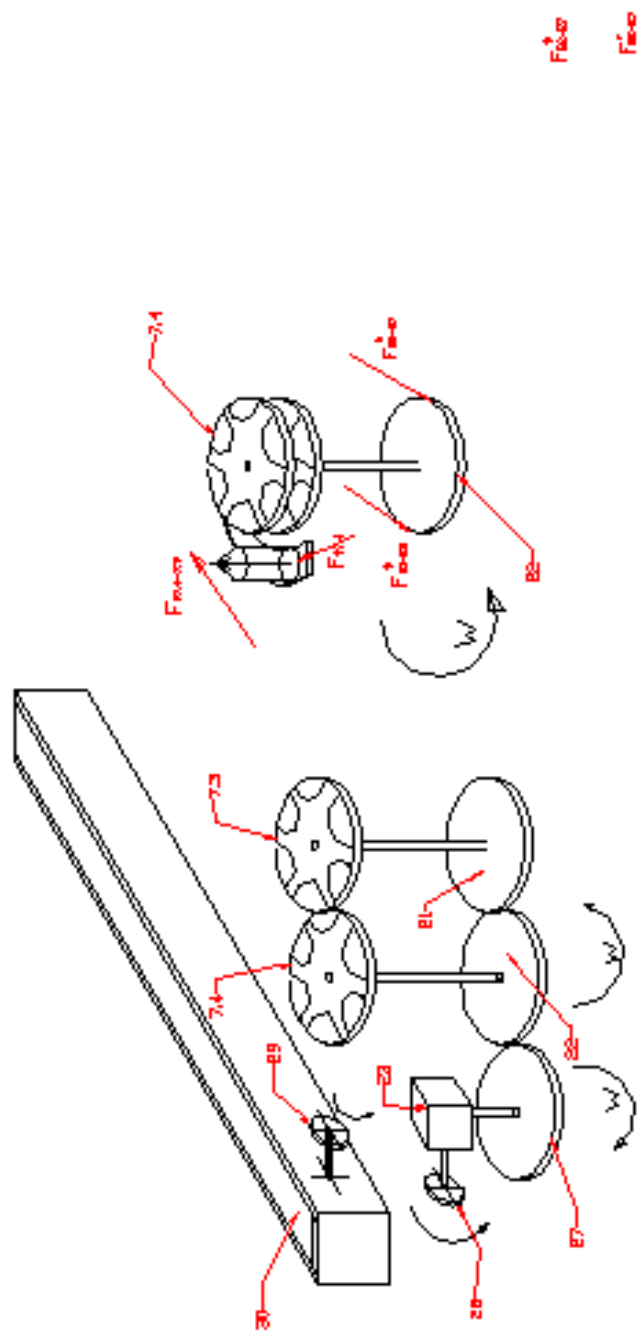


FIG.37 ANALISIS DE FUERZAS EN EL ENGRANAJE 22

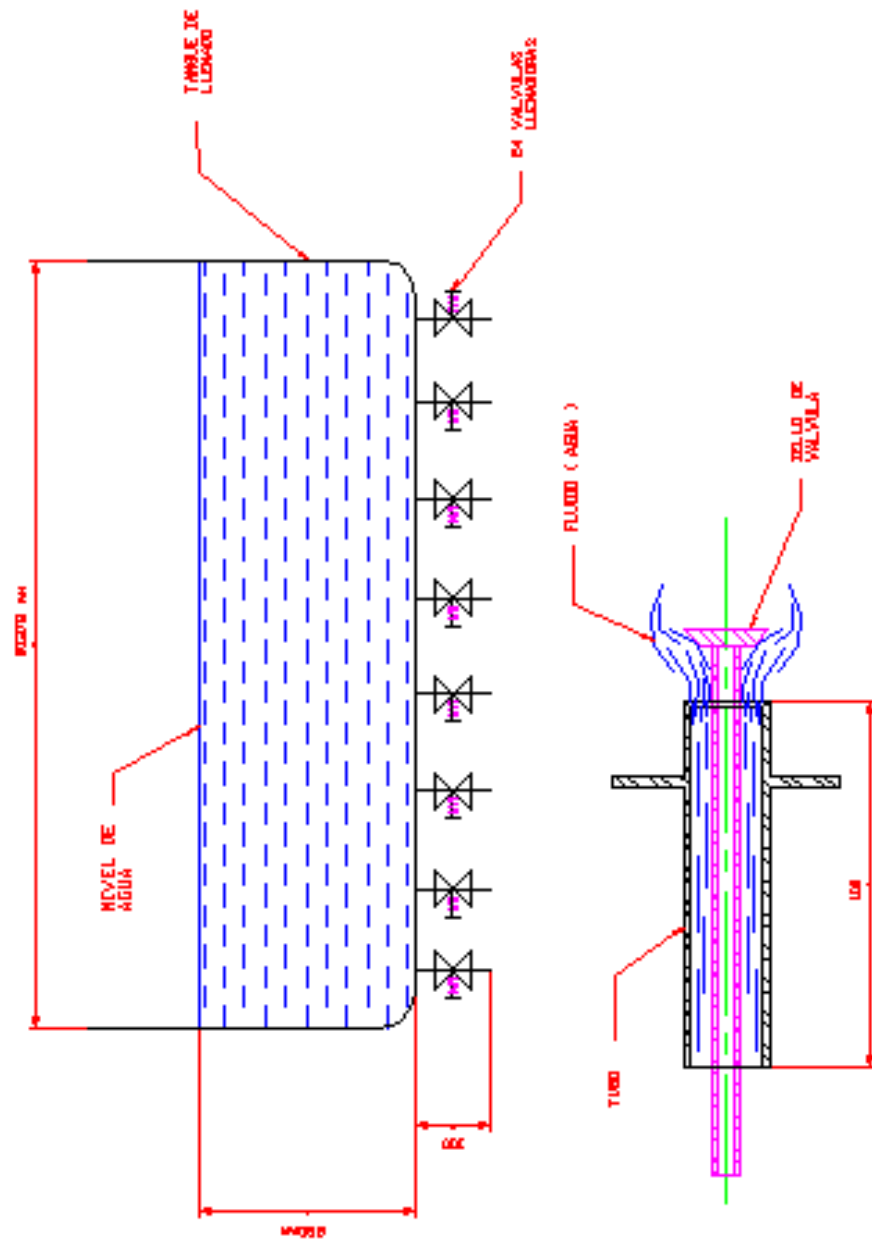


FIGURA 38. APLICACION DE LA ECUACION DE BERNULLI ENTRE 2 PUNTOS

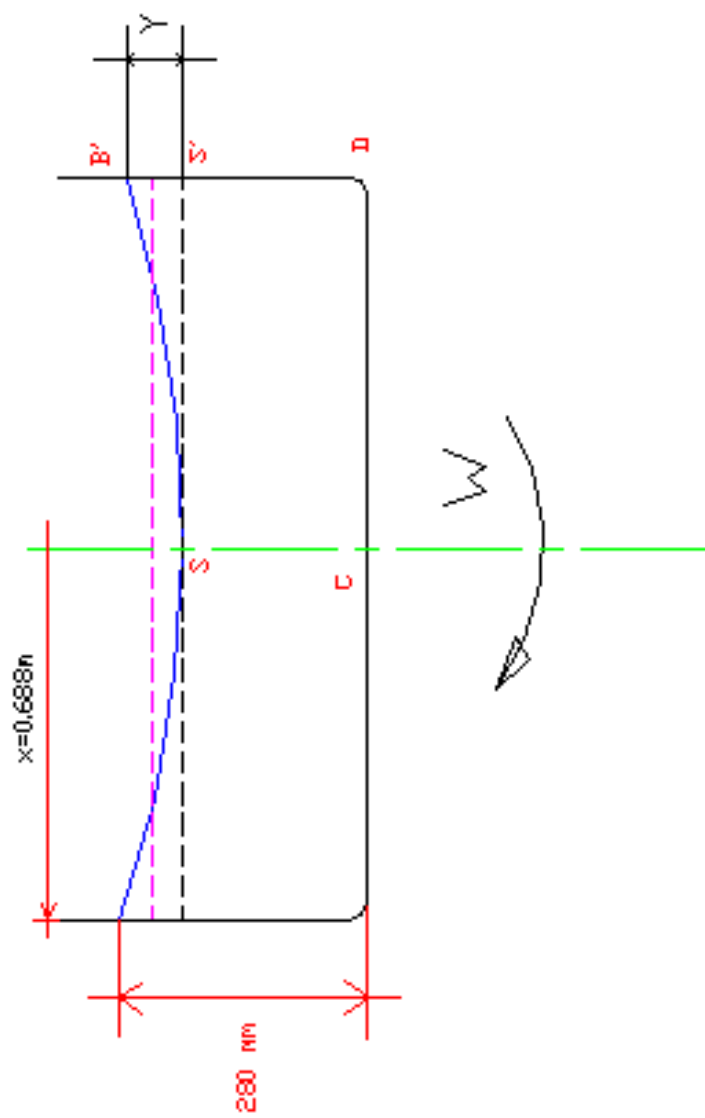


FIG.39. PARABOLOIDE DE REVOLUCIÓN DEL TANQUE DE LLENADO

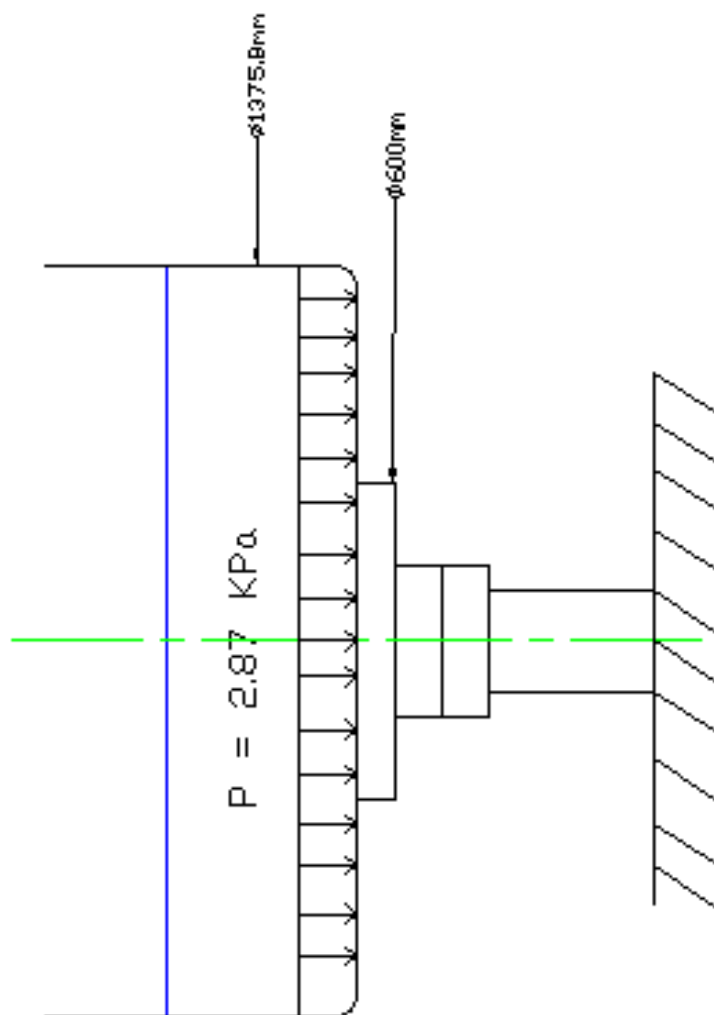


FIG.40. DIAGRAMA DE CARGA PARA EL DISEÑO DEL TANQUE

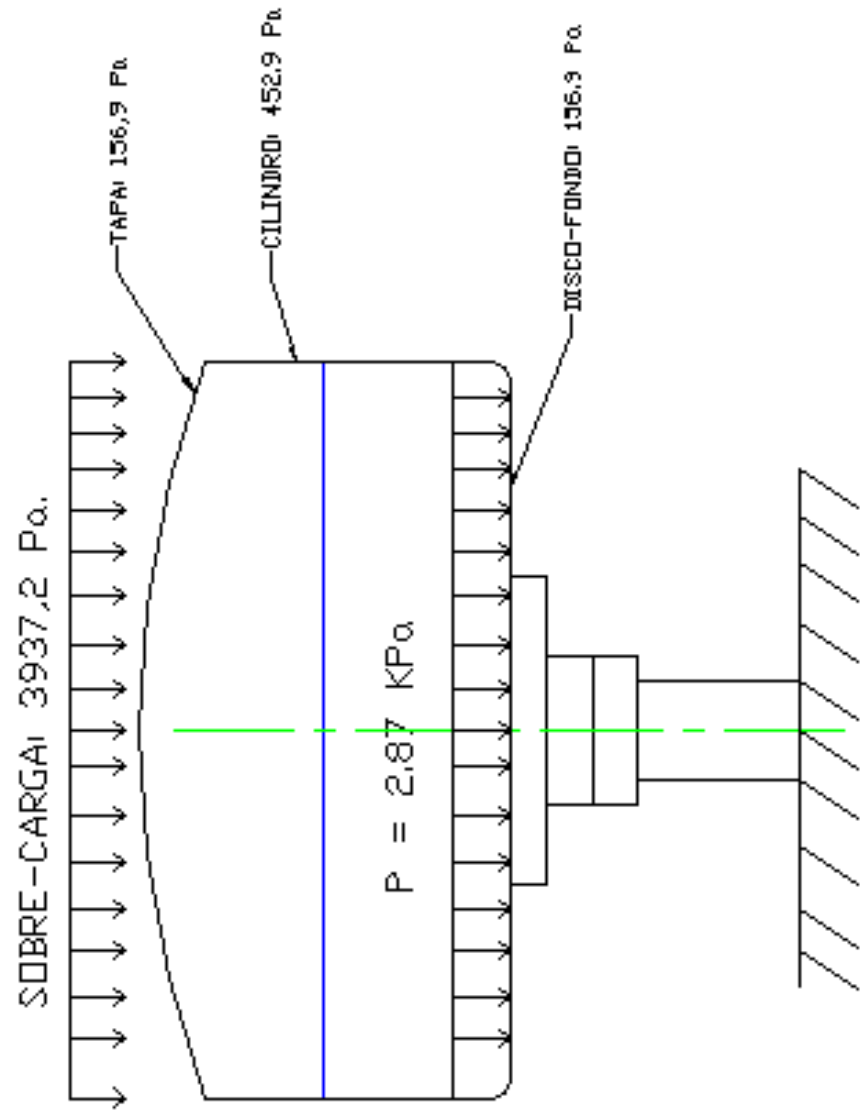


FIG.41.CONSIDERACION DE CARGAS PARA
DISEÑO DEL TANQUE

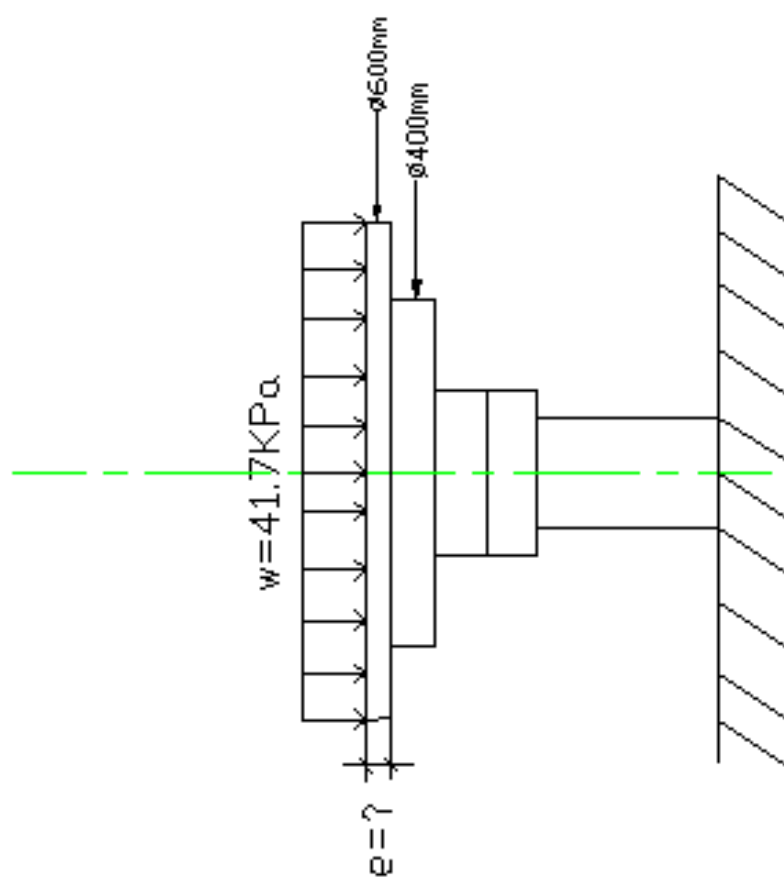


FIG.42. DIAGRAMA DE CARGAS PARA DISEÑO DEL DISCO DE REFUERZO DEL TANQUE

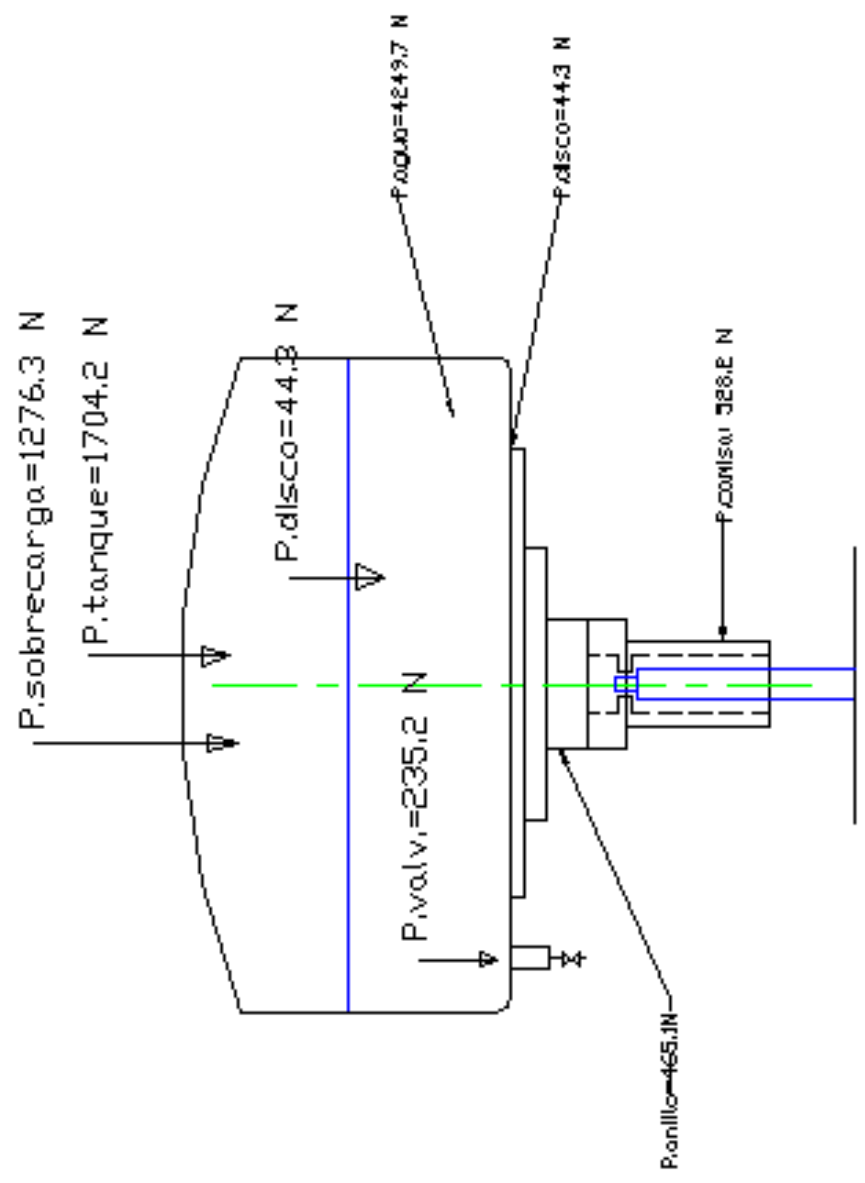


FIG.43.CARGAS QUE SOPORTA EL EJE ELEVADOR DEL TANQUE

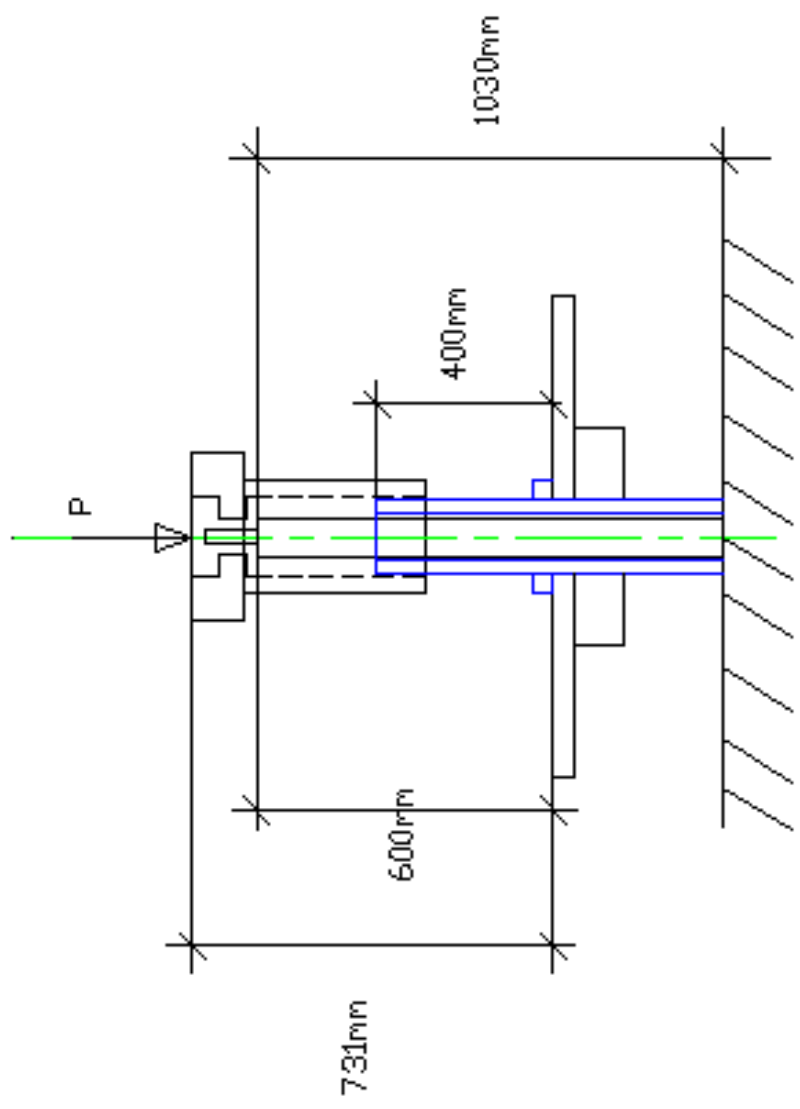


FIG.44.POSICION CRITICA DE OPERACION DEL EJE ELEVADOR

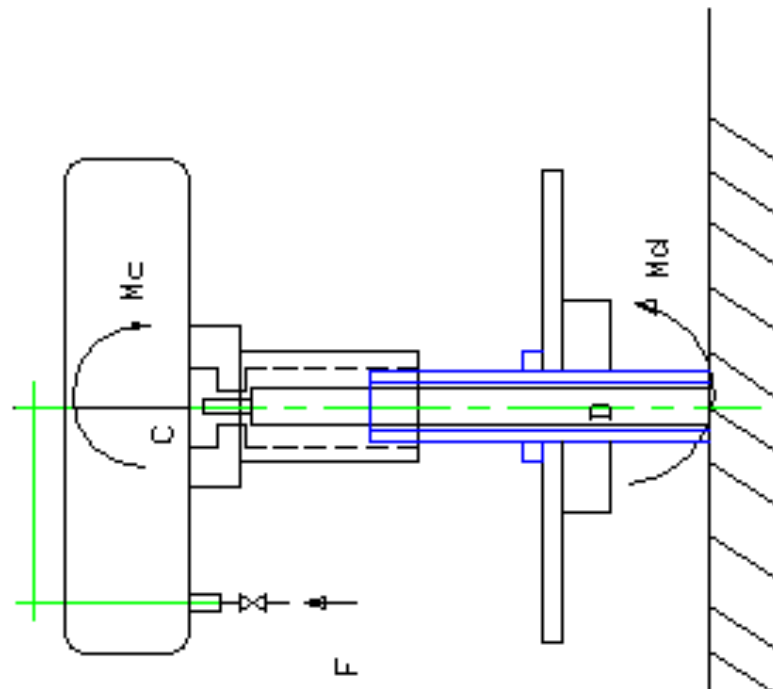


FIG.45.ANALISIS DE FUERZAS DEL SISTEMA DEL TANQUE Y EJE ELEVADOR

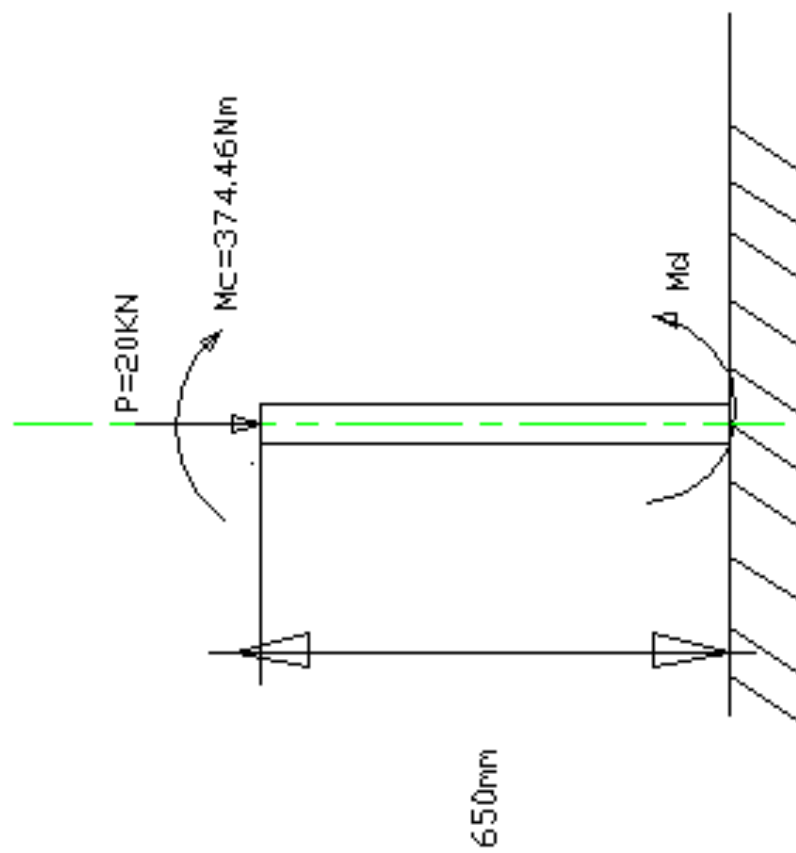


FIG.46.DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL EJE ELEVADOR

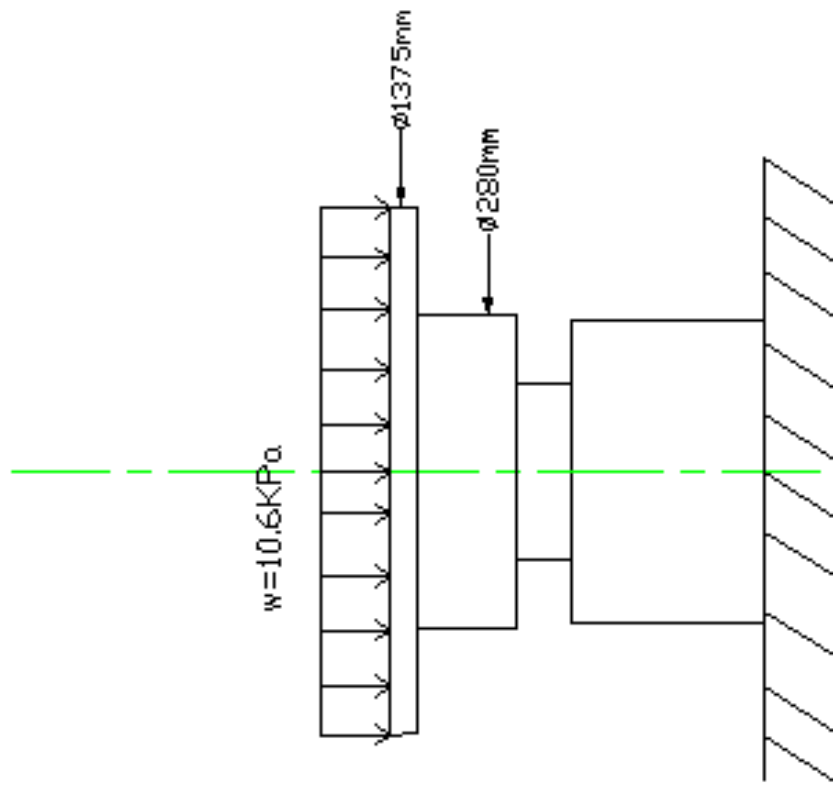


FIG.47. DIAGRAMA DE FUERZAS SOBRE PLATO PISTA PISTONES

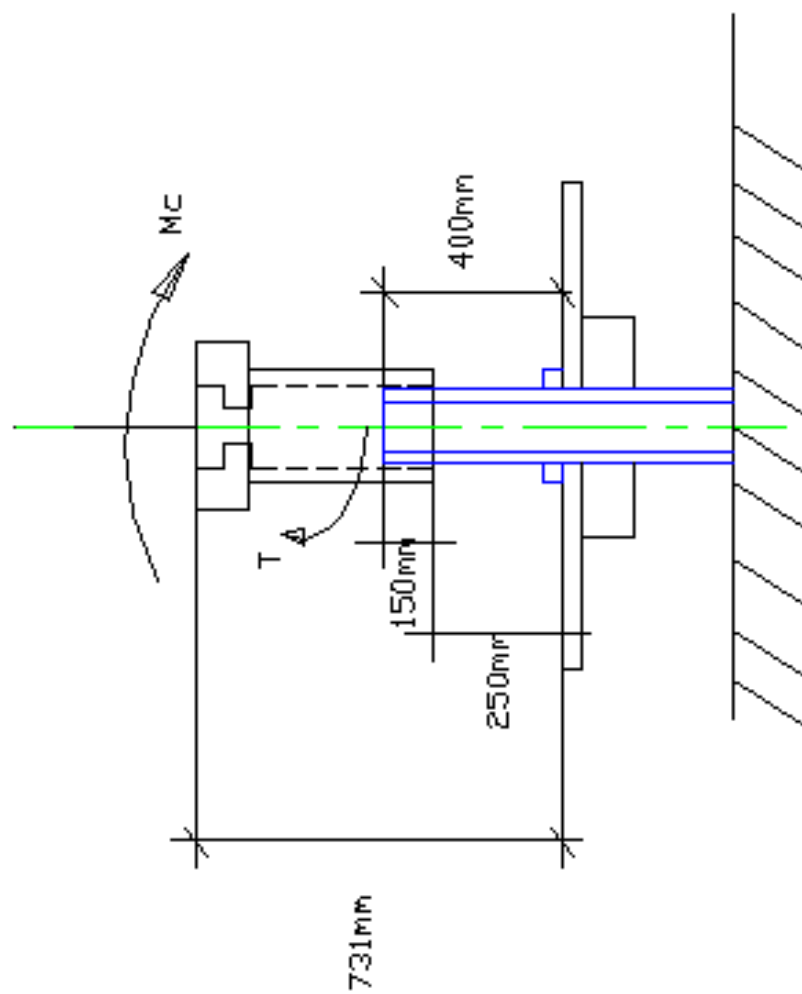


FIG.48. DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTUAN EN LA COLUMNA CENTRAL

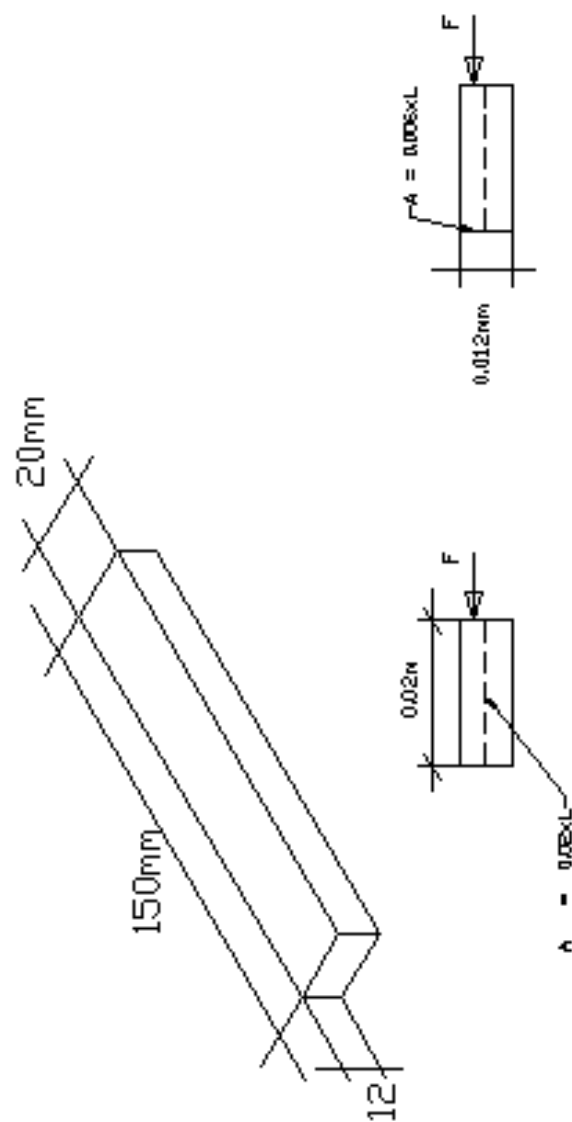


FIG.49.DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE LAS CHAVETAS DESLIZANTES

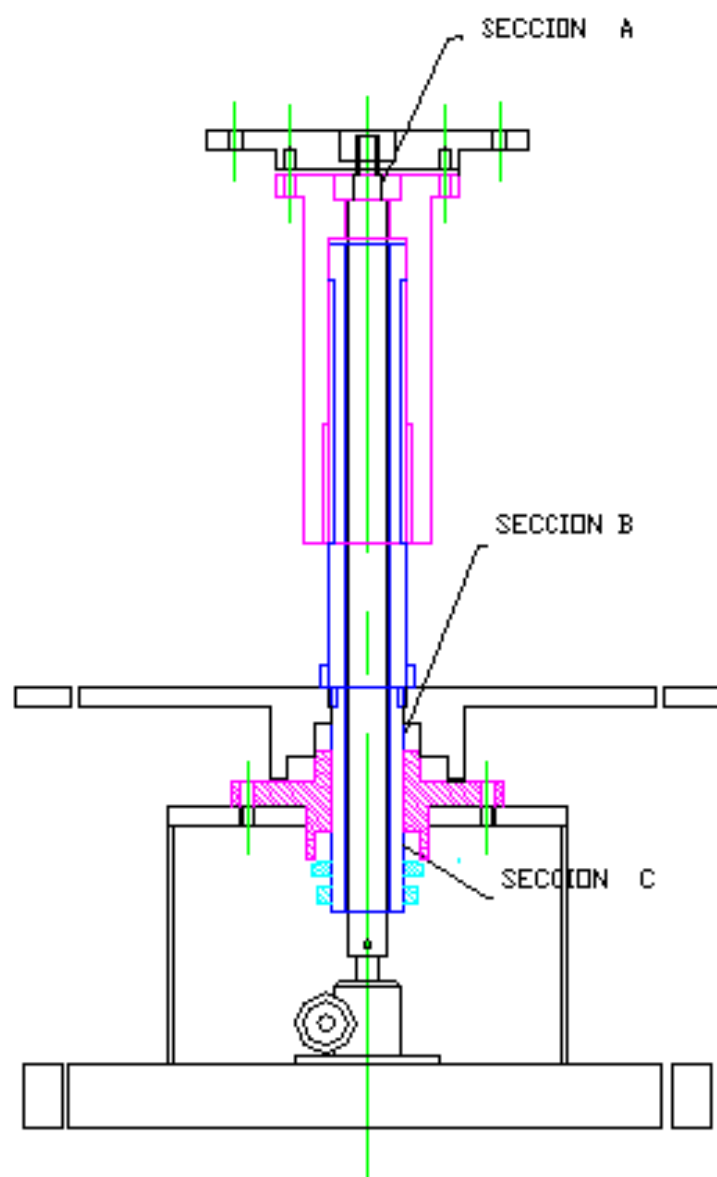


FIG.50.SELECCION DE RODAMIENTO PARA
LA SECCION A-B-C

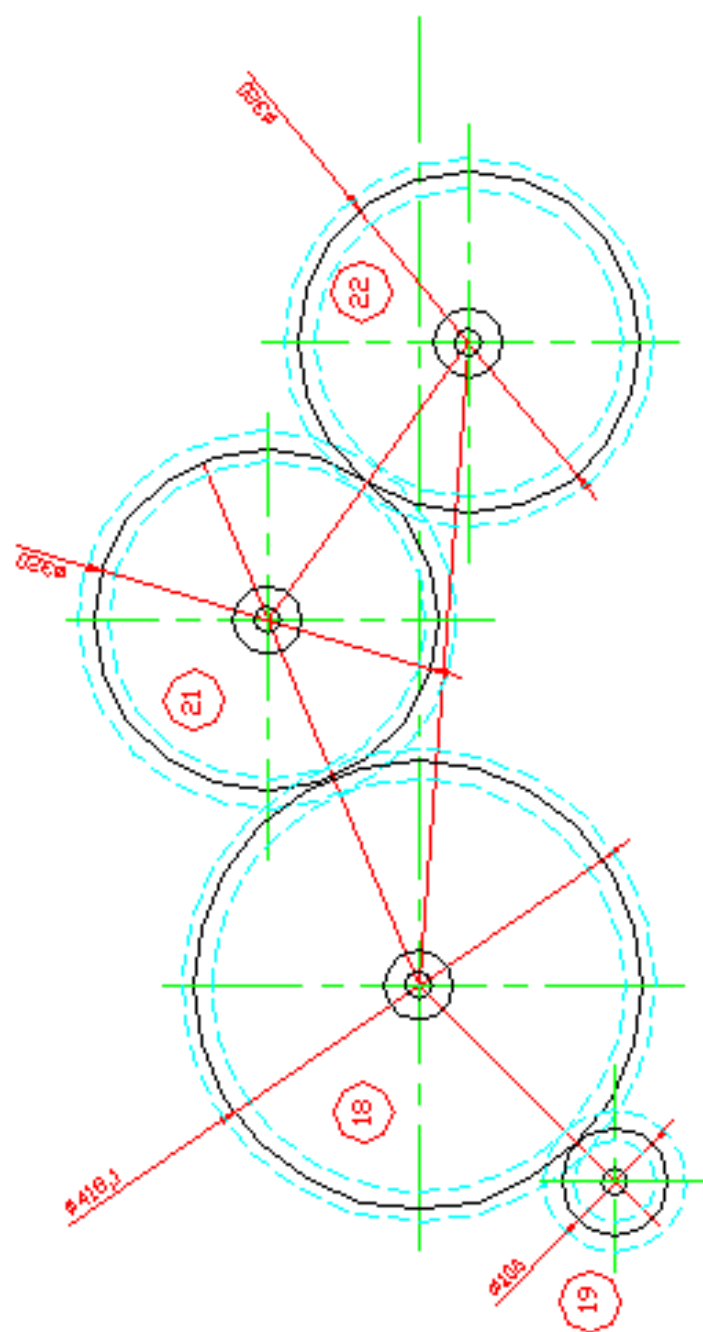


FIG.51.TREN DE ENGRANAJES Y SUS DIMENSIONES

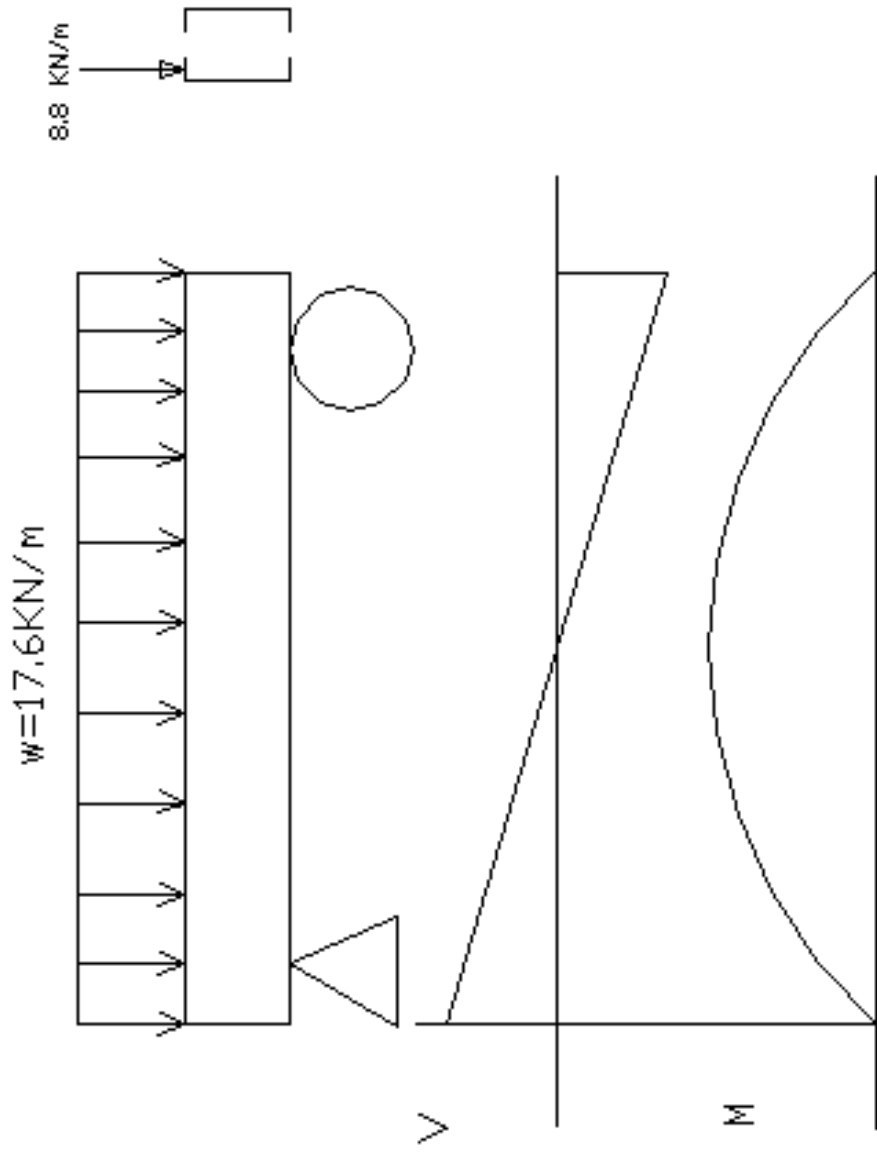


FIG.52.DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTUAN EN EL TRANSPORTADOR

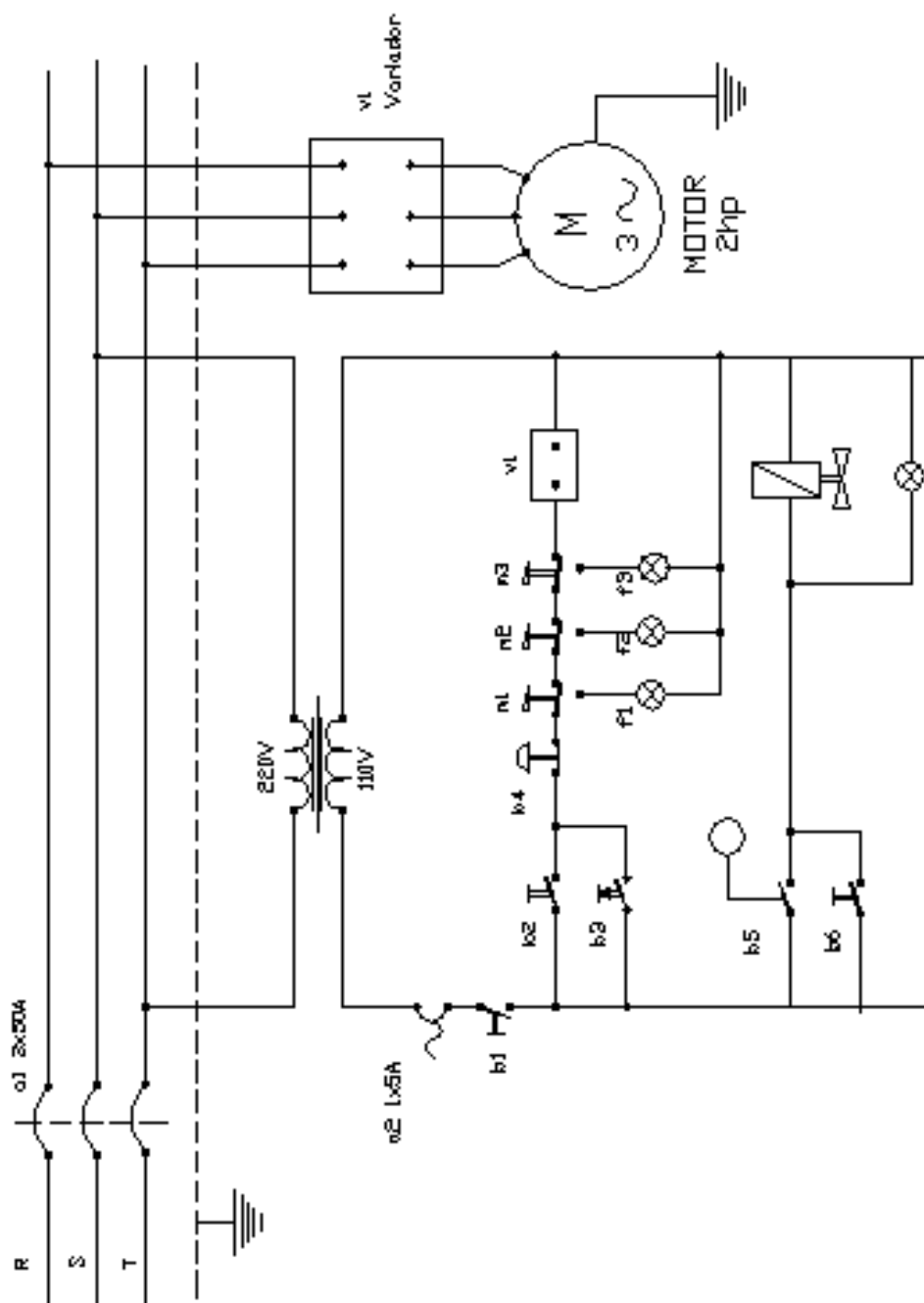
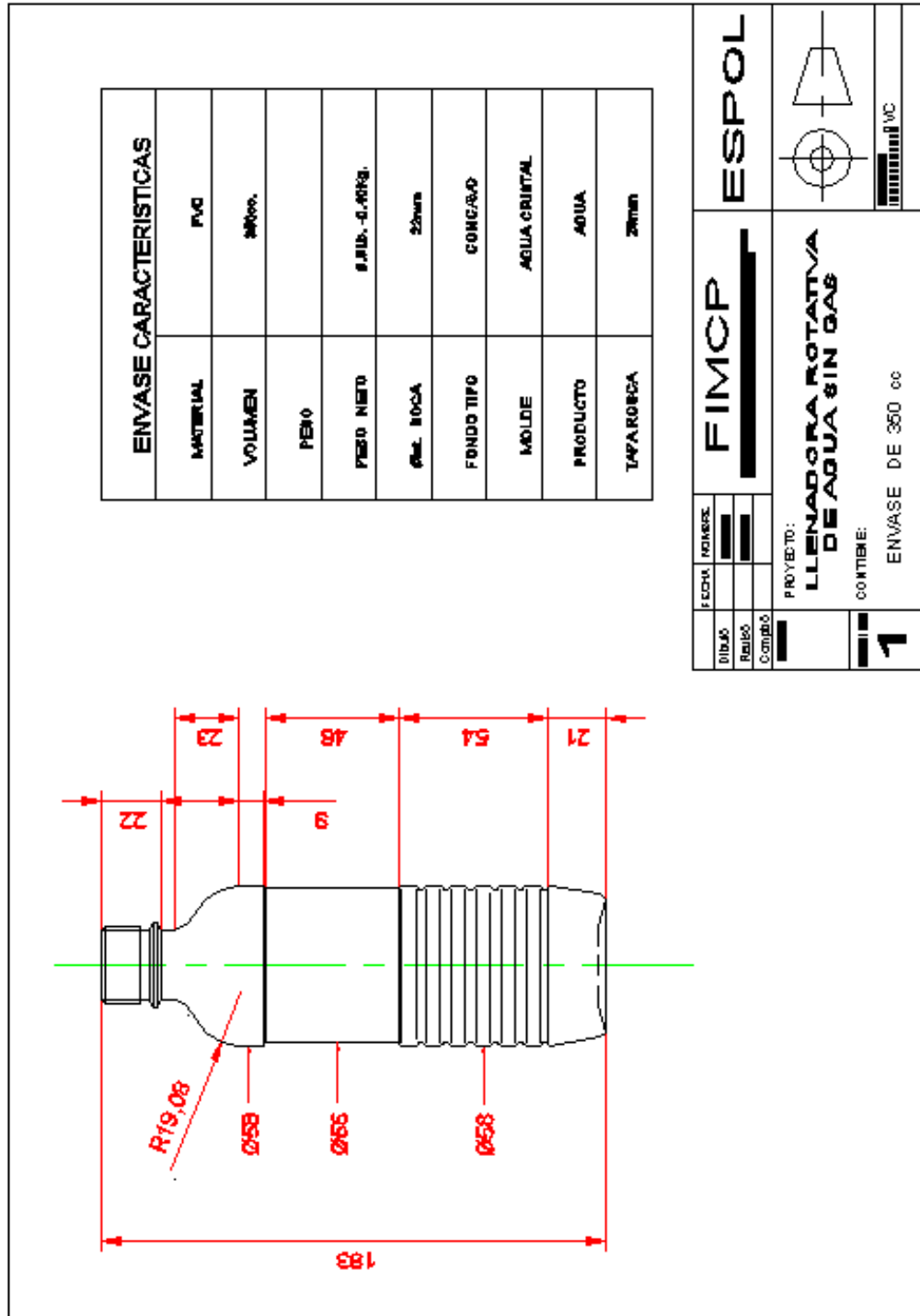
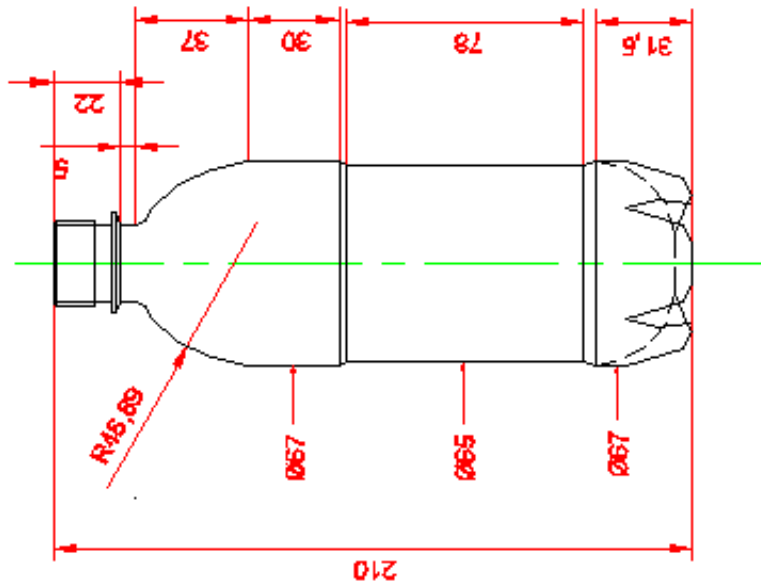


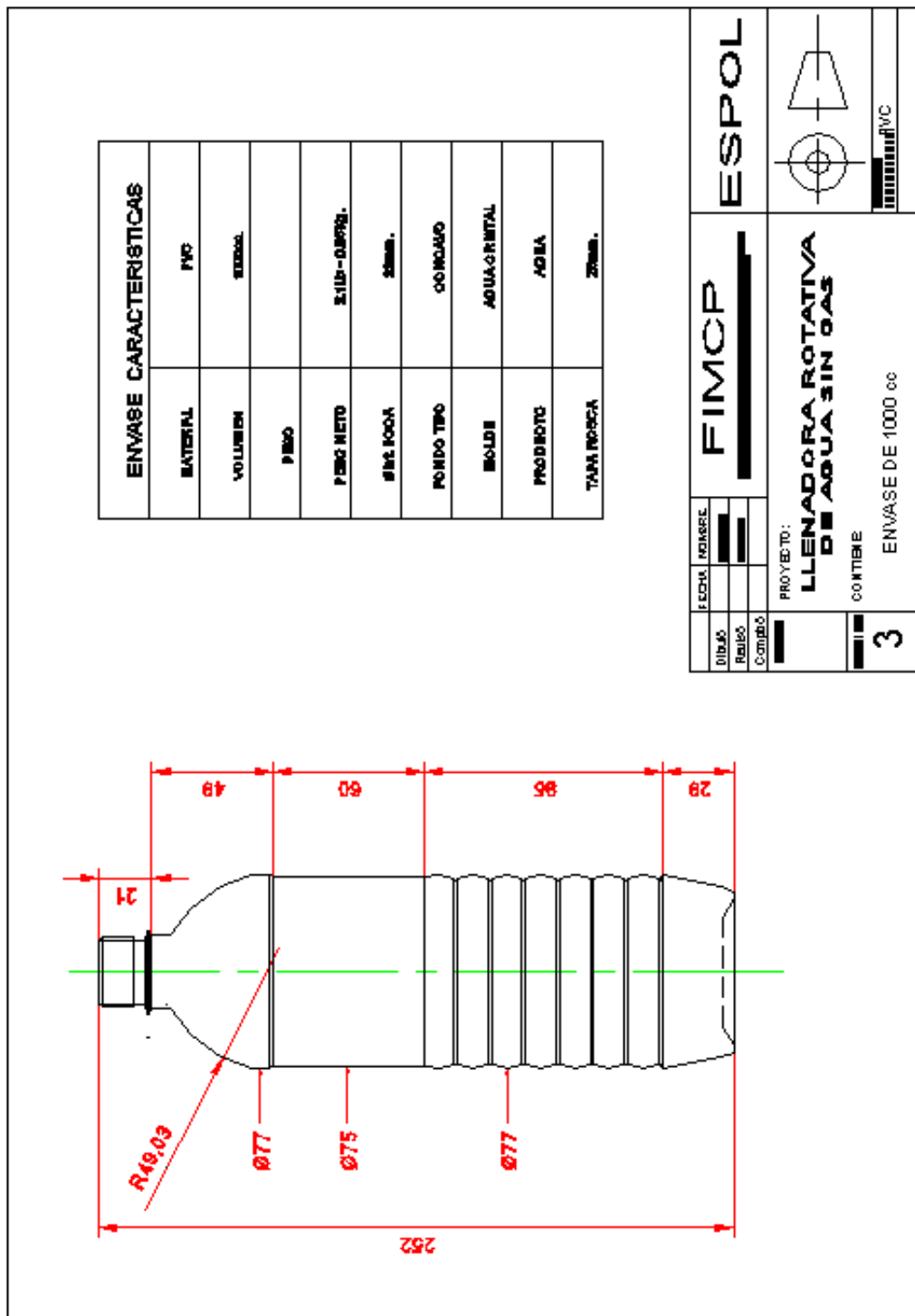
FIGURA 53. DIAGRAMA ELECTRICO DE FUERZA Y CONTROL

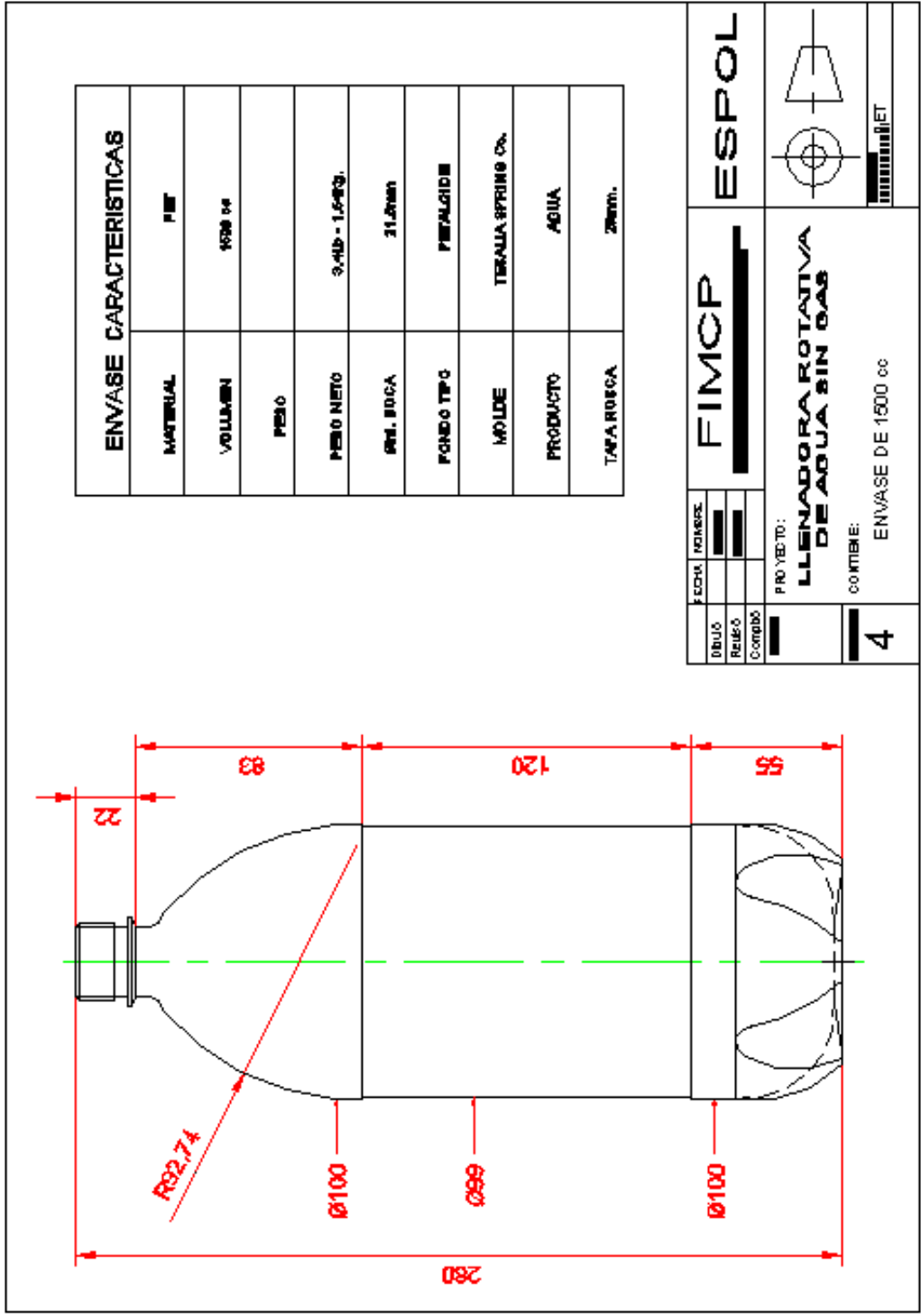


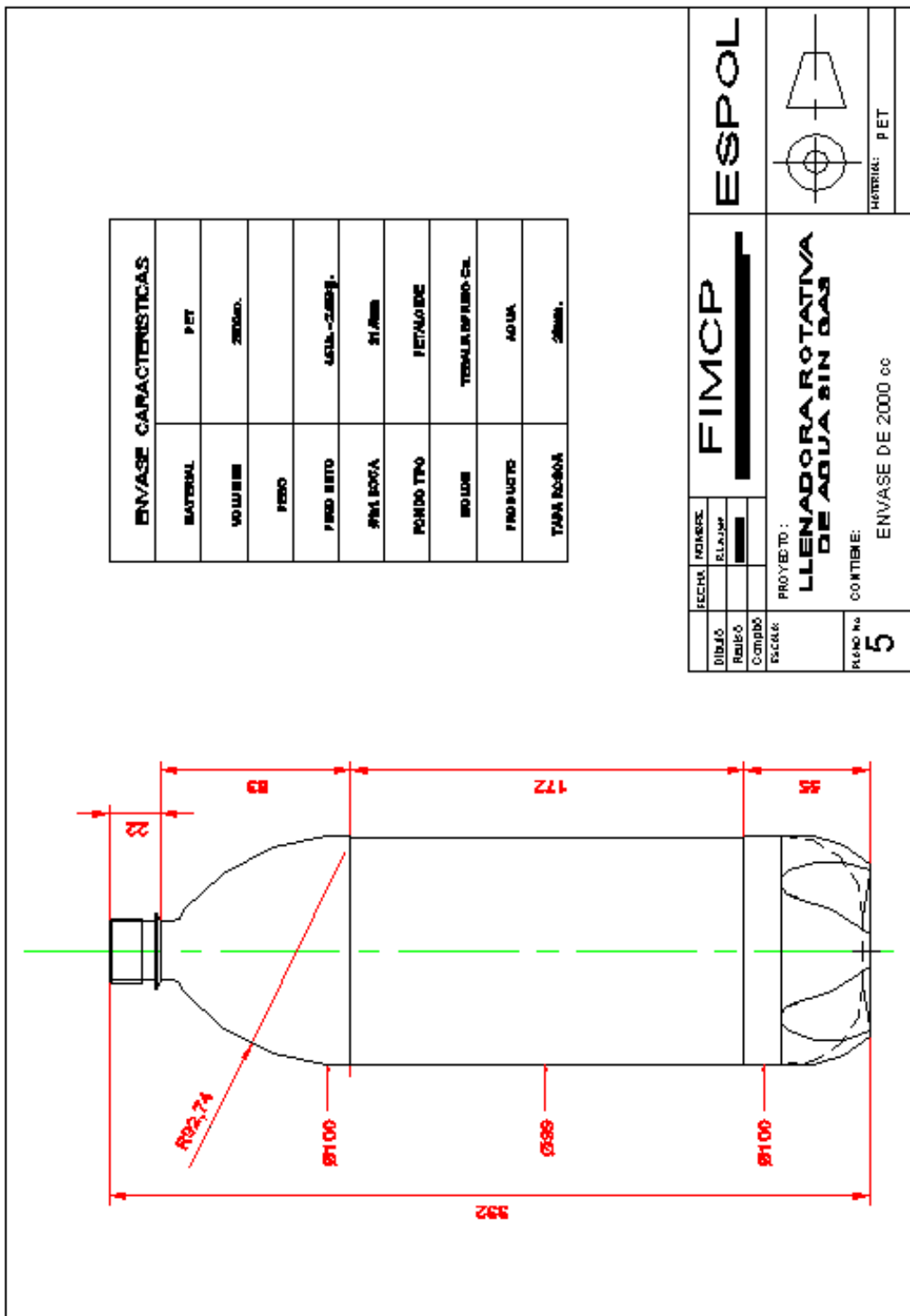


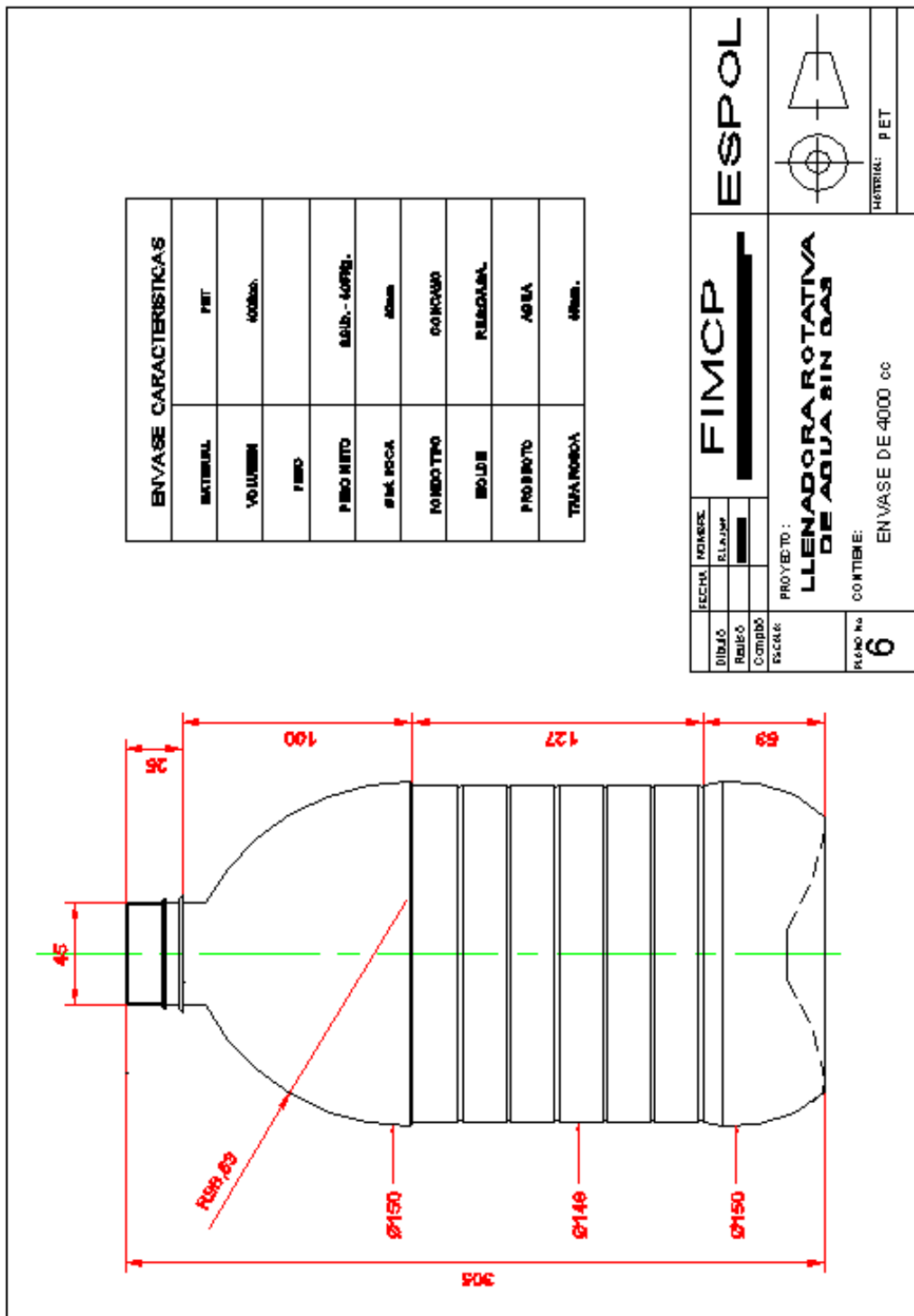
ENVASE CARACTERISTICAS	
MATERIAL	PET
VOLUMEN	500cc.
PESO	
PESO NETO	1.2lb. • 0.65kg.
Alt. BOCA	21.5mm
FONDO TIPO	PEVALOIDE
MOLDE	TRIALIA SPRING Co.
PRODUCTO	AGUA
TAPA ROSCA	24mm.

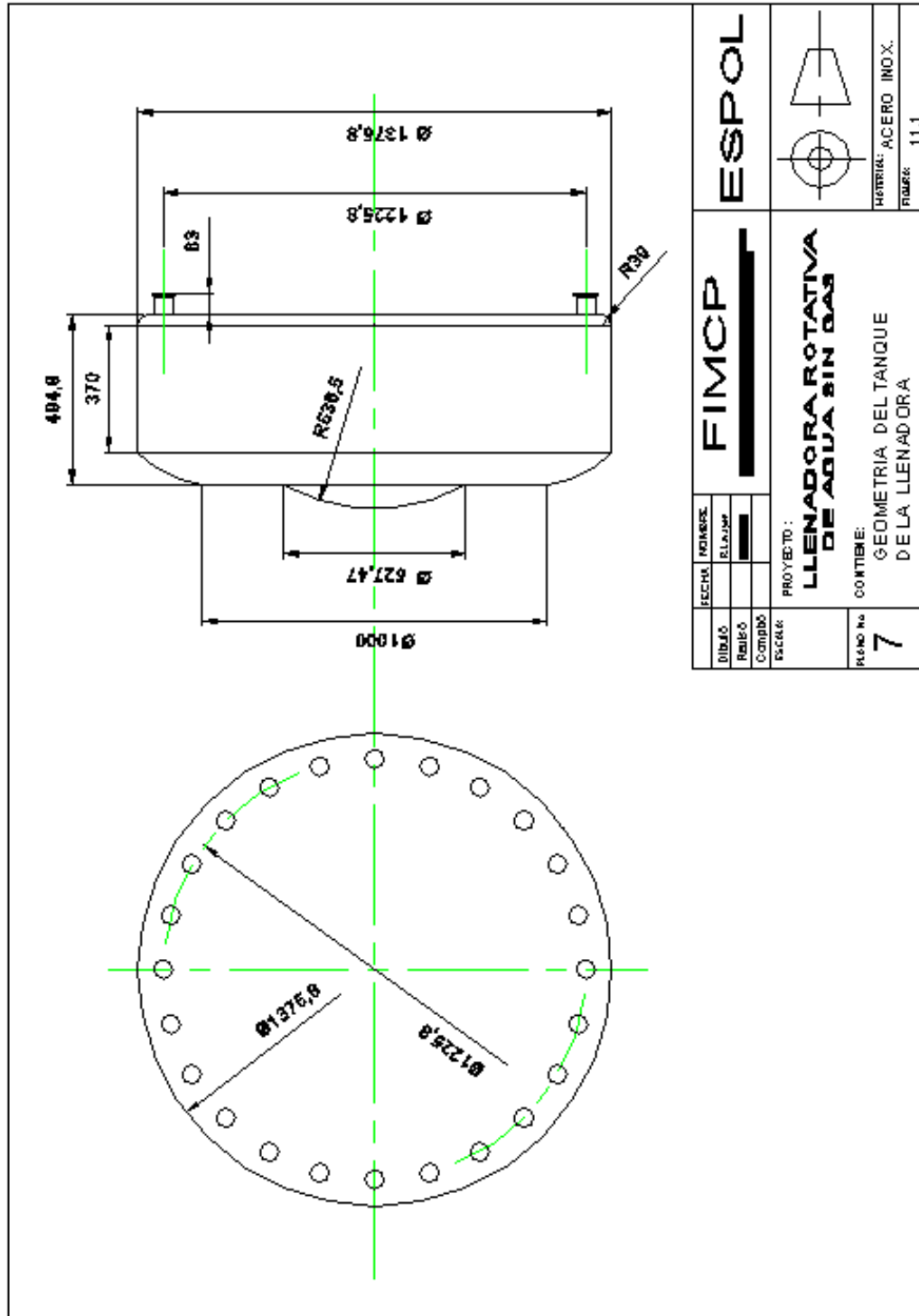
FECHA	NUMERO	FIMCOP 	ESPOL
DIBUJO			
Revisó			
Comprobó		PROYECTO: LEENADORA ROTATIVA DE AGUA SIN GAS	
		CONTIENE: ENVASE DE 500 cc	
		2	



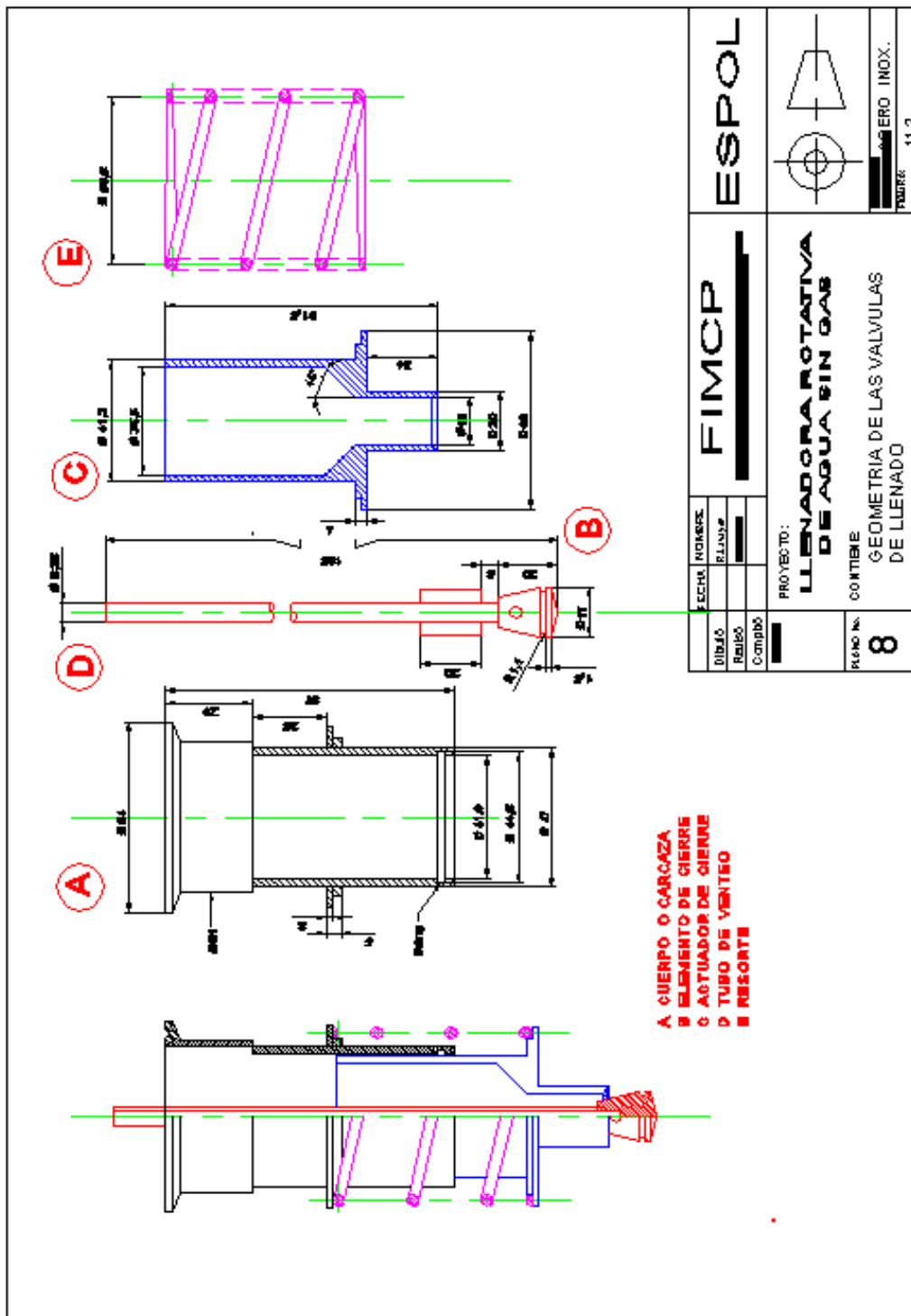


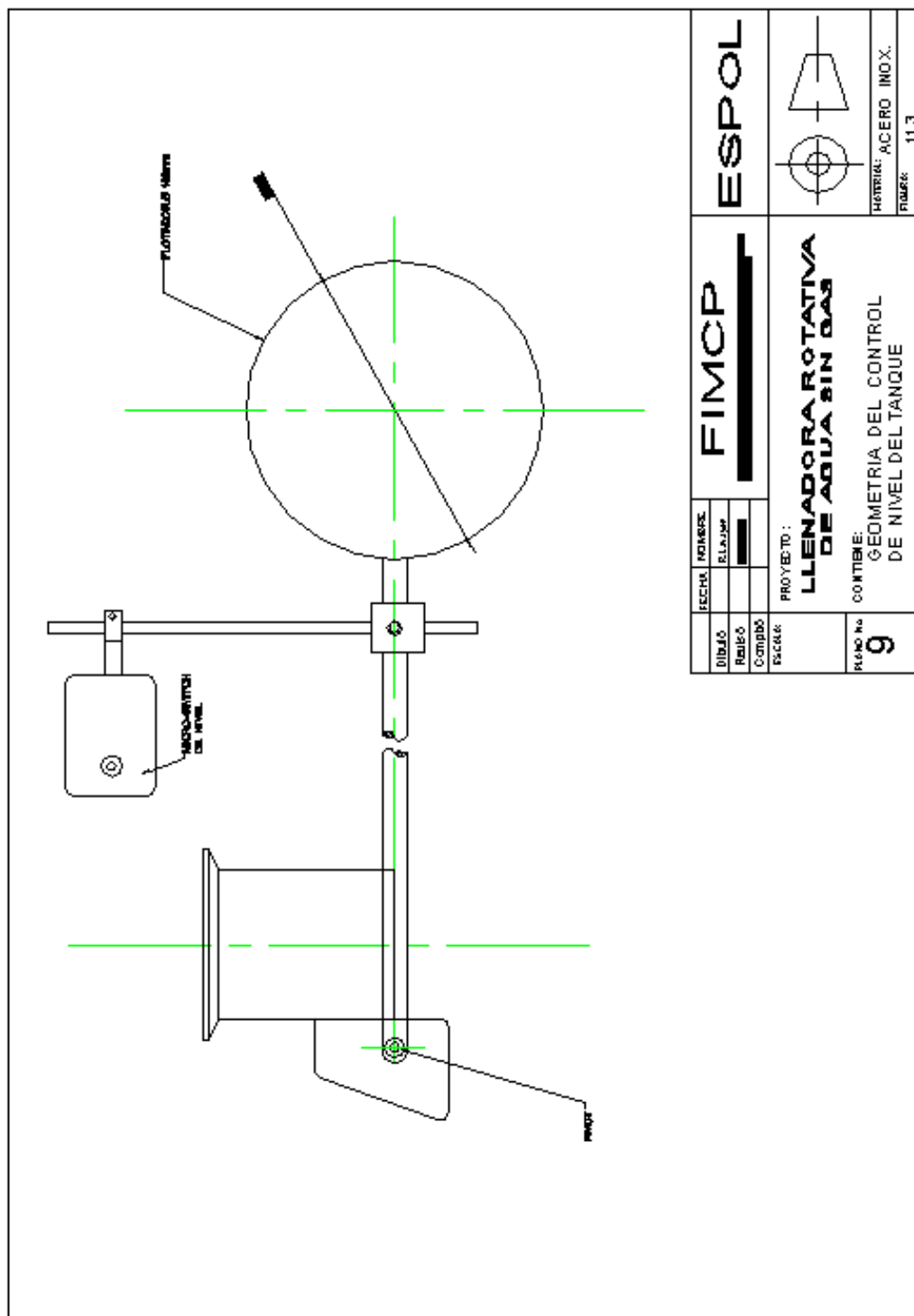


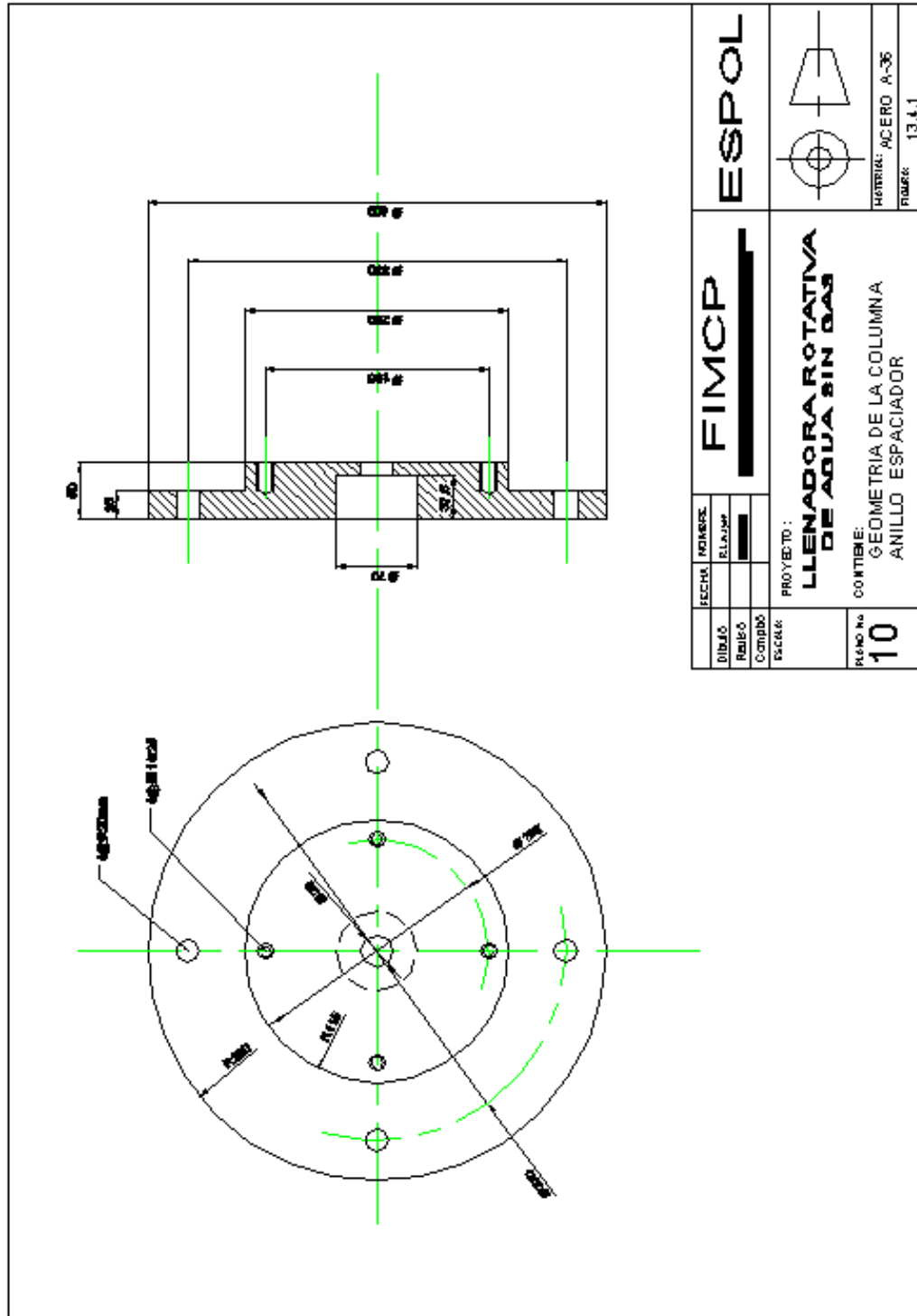




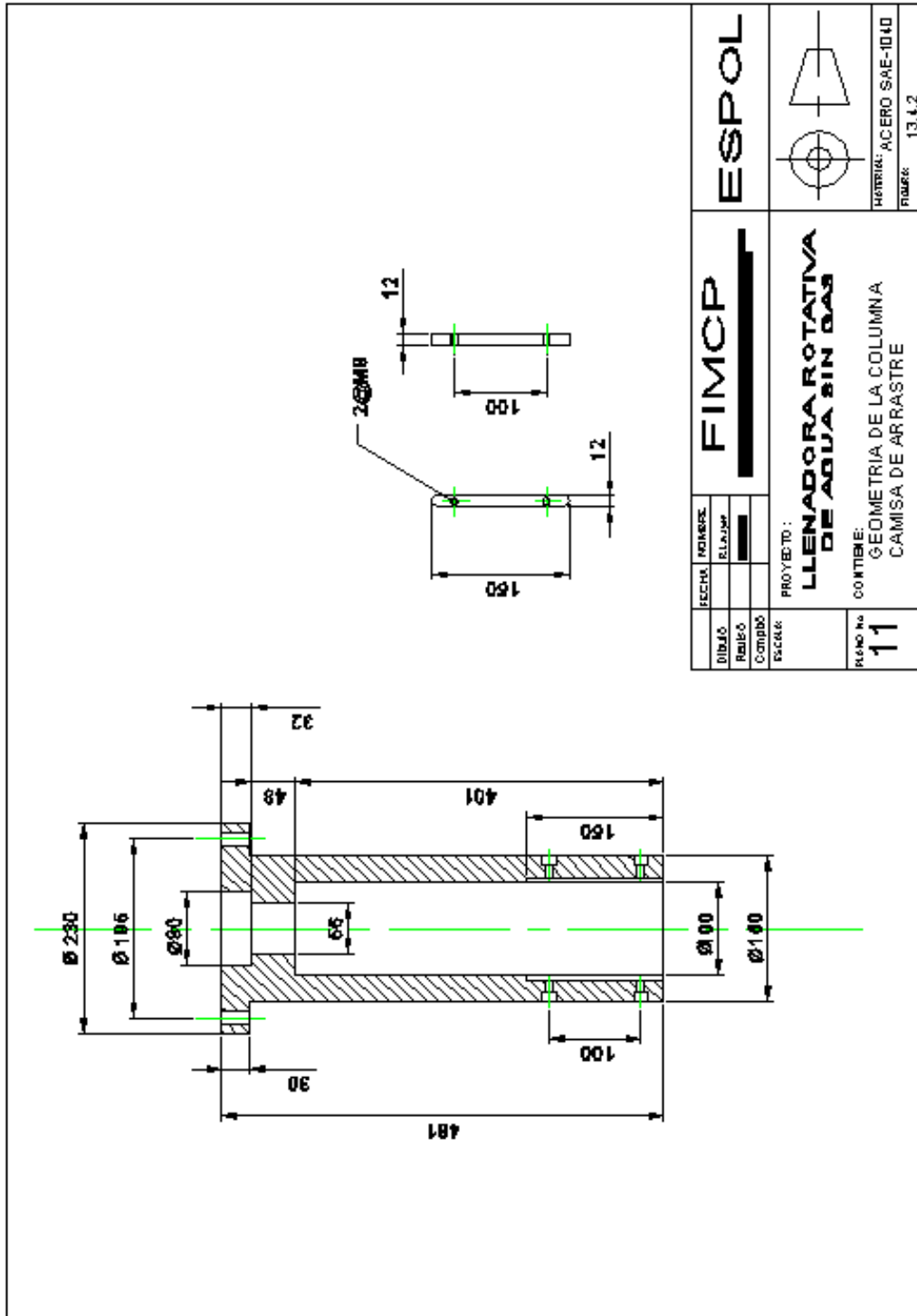
FECHA	NO. REVIS.	RELACION	FIMCOP 	ESPOL
DIBUJO	REVIS. O	COMBOS		
ESCALA:	PROYECTO:	LLENADORA ROTATIVA DE AGUA SIN GAS		
PLANO No.	CONTIENE:	GEOMETRIA DEL TANQUE DE LA LLENADORA		
7		HERRIA: ACERO INOX. PLANO: 11.1		

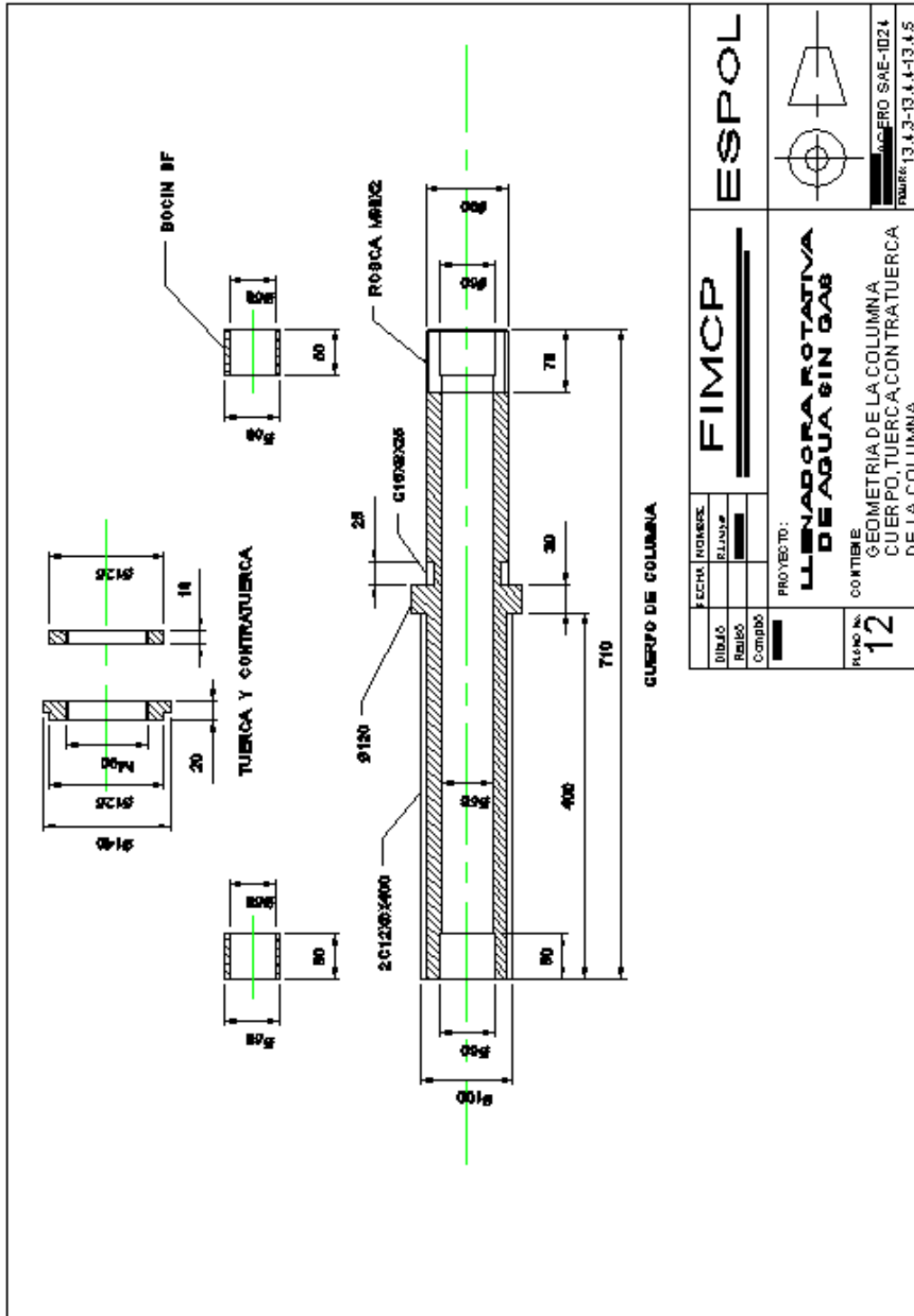




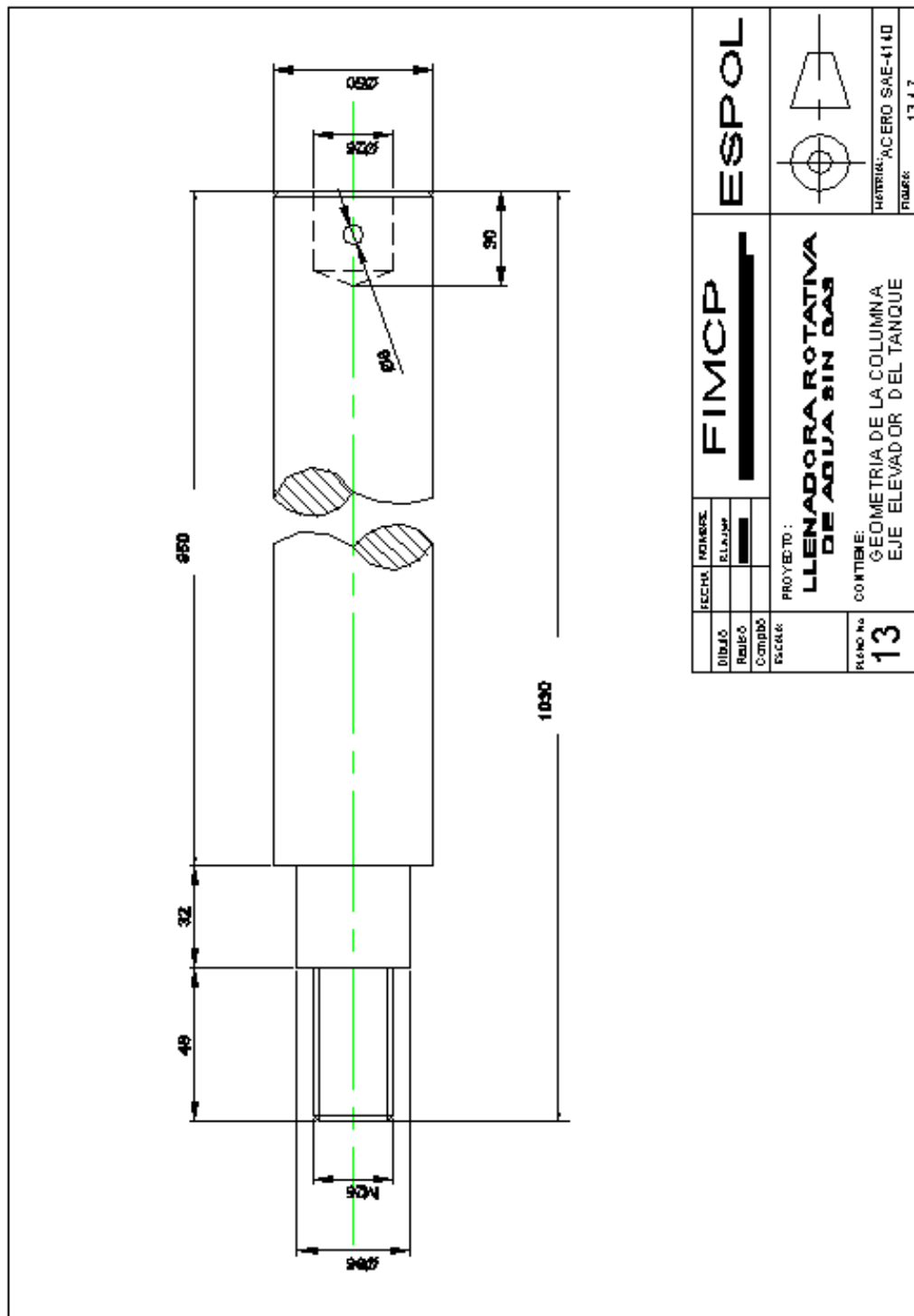


FECHA	NO. REVIS.	FIMCP		ESPOL
DIBUJO	ELABOR.	[Redacted]		
REVIS.	COMPROB.	[Redacted]		
ESCALA	PROYECTO:	LLENADORA ROTATIVA DE AGUA SIN GAS		
	CONTIENE:	GEOMETRIA DE LA COLUMNA ANILLO ESPACIADOR		
PLANO No	10			
				HERRIA: ACERO A-36
				FIGURA: 13.4.1

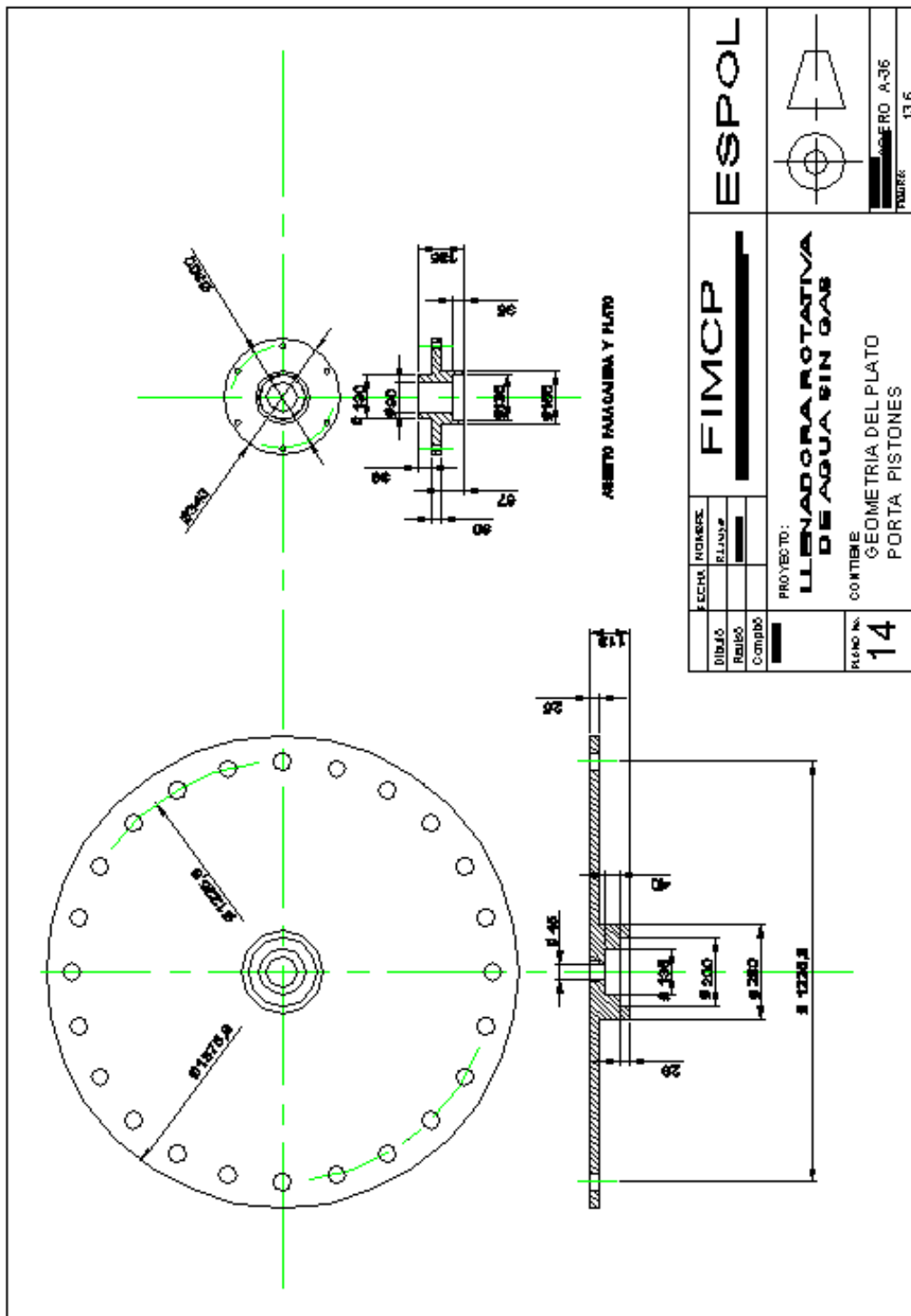




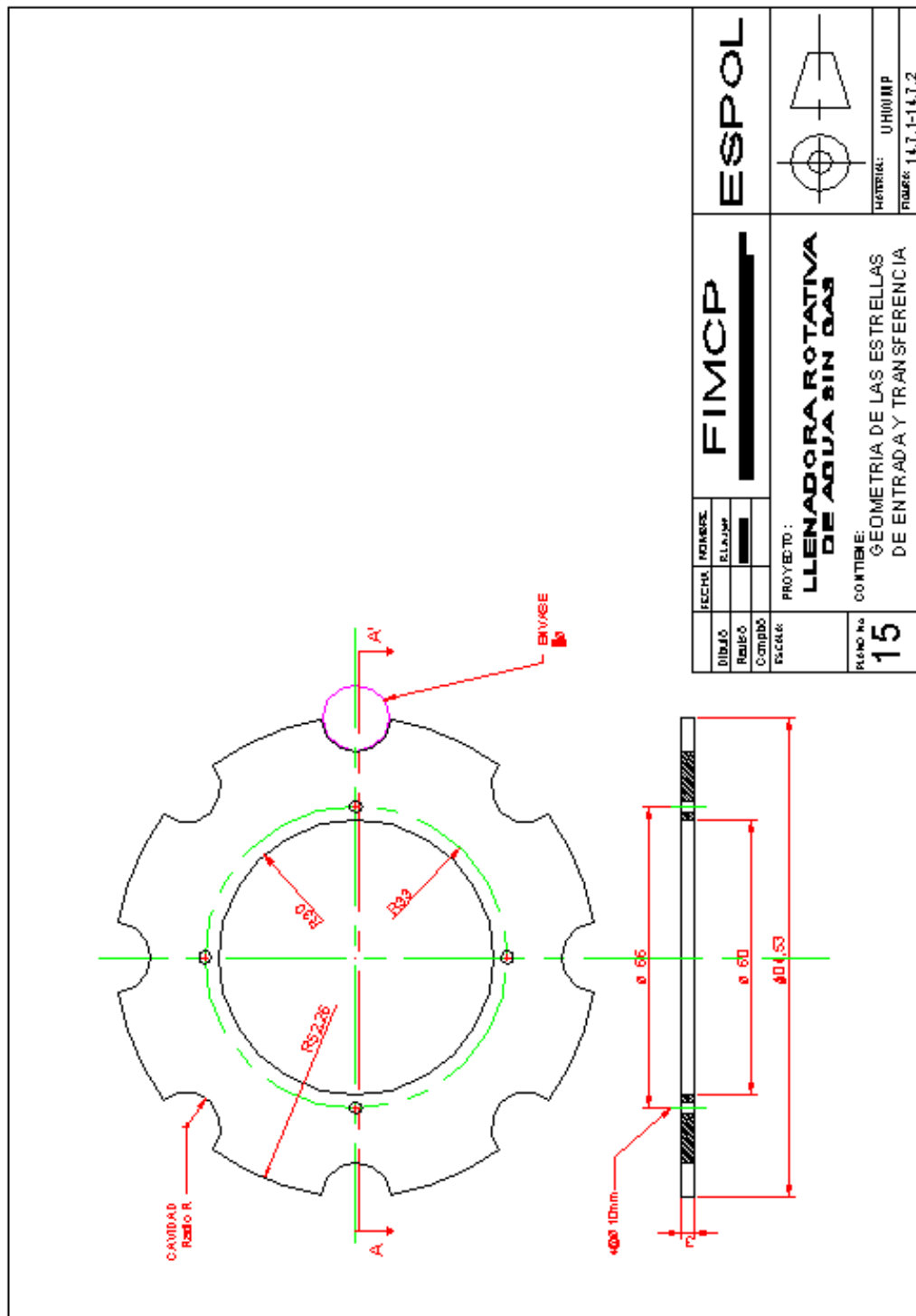
FECHA	NOMBRE	
DIBIJO	ELABORADO	
REVISOR	COMPROBADO	
PROYECTO: LLENADORA ROTATIVA DE AGUA 6IN GAS		
CONTRIBUYENTE: GEOMETRIA DE LA COLUMNA CUERPO, TUERCA CONTRATURCA DE LA COLUMNA		
PLANO No.		
12	MATERIAL: ACERO SAE-1024 NORMA: 13.4.3-13.4.4-13.4.5	

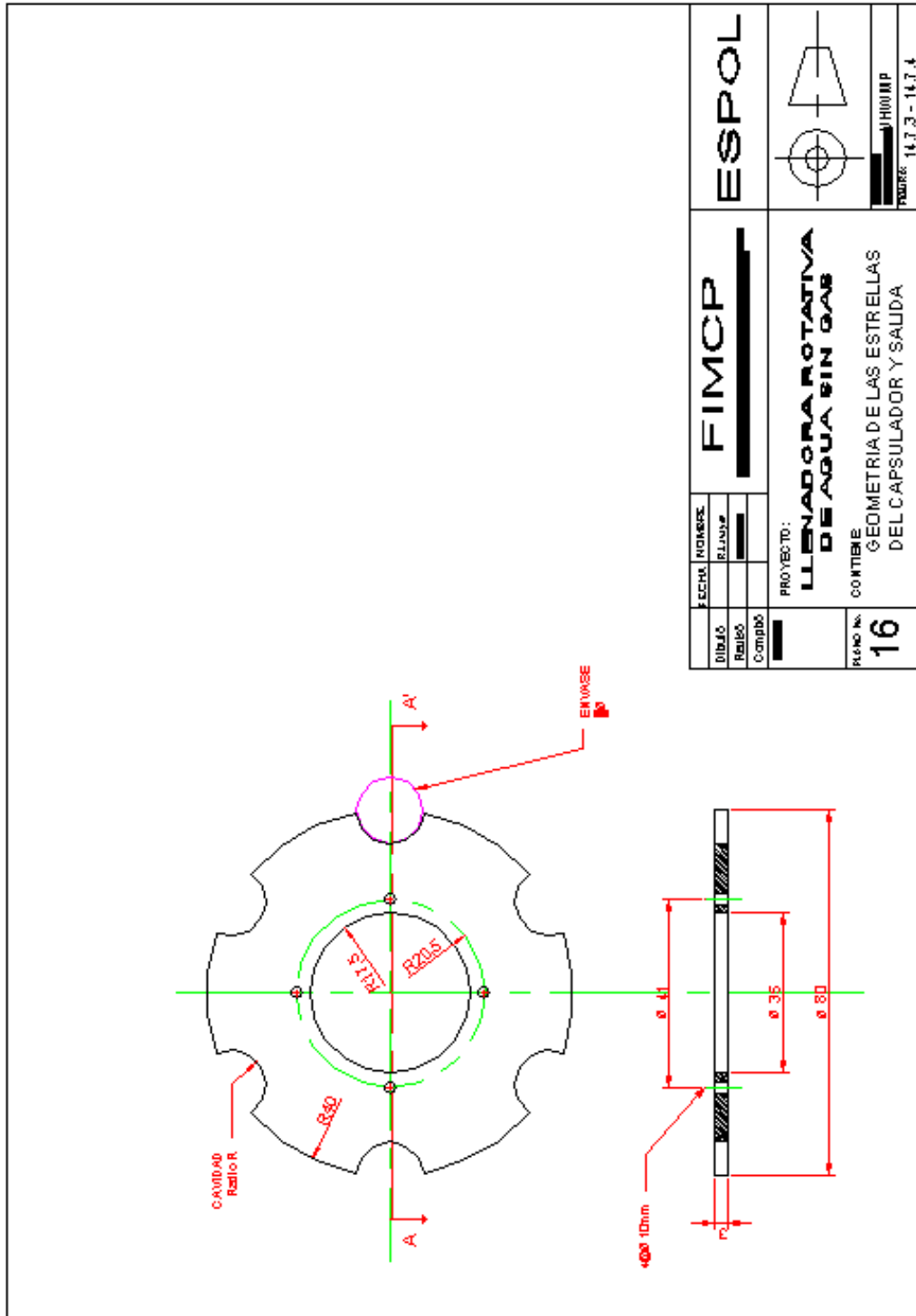


FECHA	NO. REVIS.	FIMCP 	ESPOL
DIBUJO	ELABOR.		
REVIS.	COMPROB.		
ESCALA	PROYECTO :		
PROYECTO : LLENADORA ROTATIVA DE AGUA SIN GAS		CONTIENE: GEOMETRIA DE LA COLUMNA EJE ELEVADOR DEL TANQUE	
PLANO No 13		HERRIA: ACERO SAE-4140 FIGURA: 13.4.7	

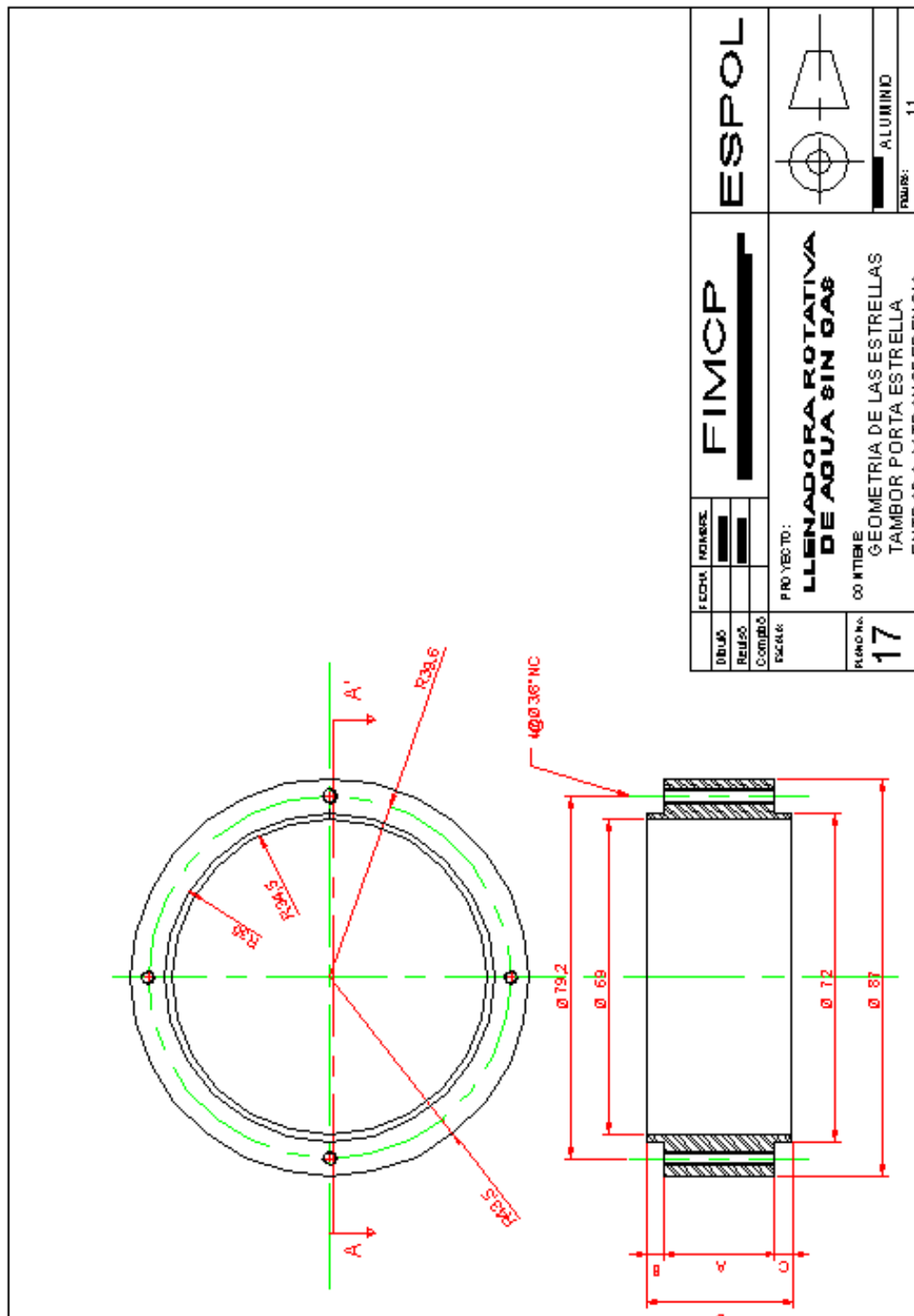


FECHA	NOMBRE	FIMCP	ESPOL
DIBUJO	RELACION		
REVISOR	Comprobó	PROYECTO: LEENADORA ROTATIVA DE AGUA SIN GAS	
PLANO N. 14		CONTIENE GEOMETRIA DEL PLATO PORTA PISTONES	
		FIGURA: A-36 13.6	

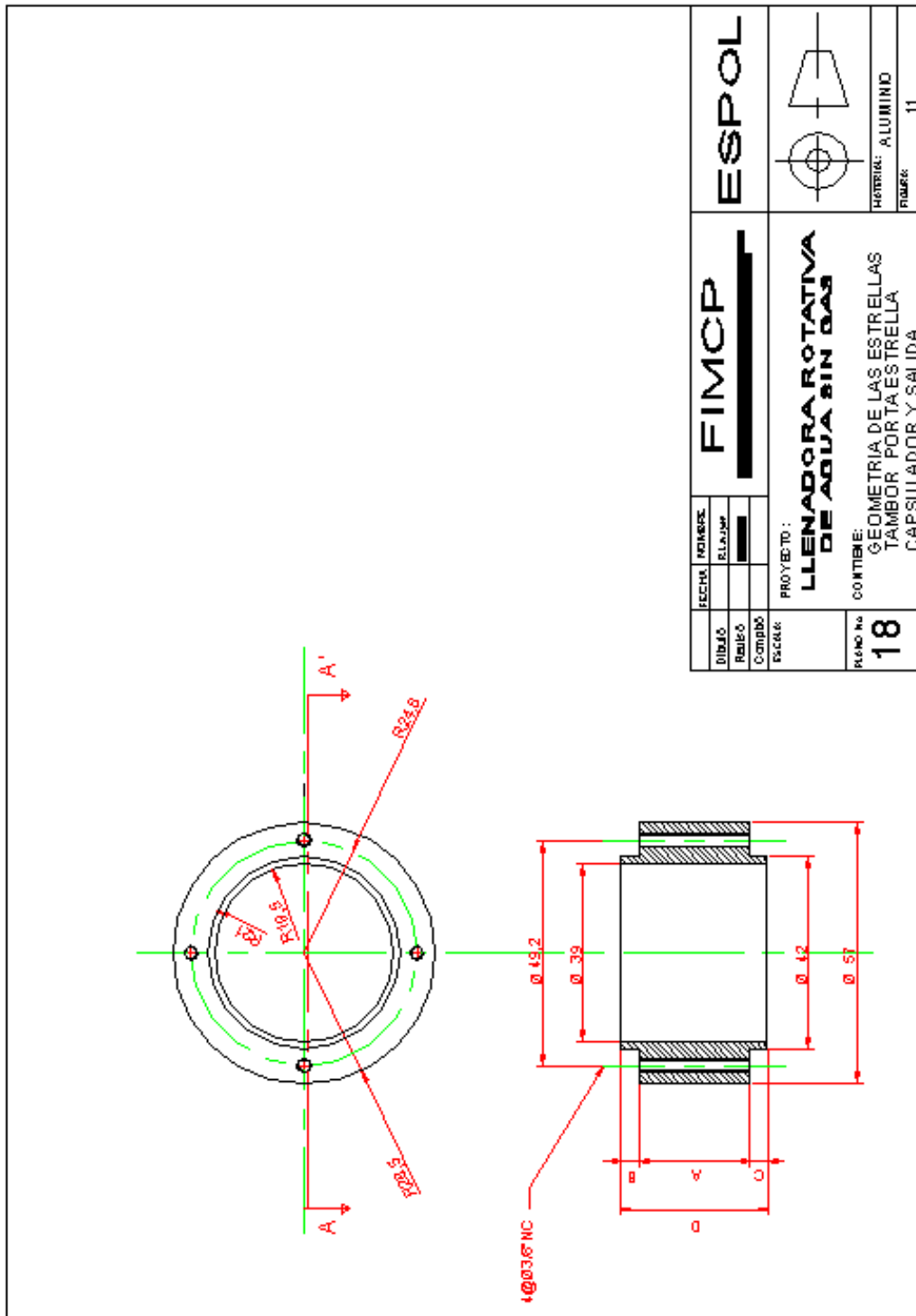




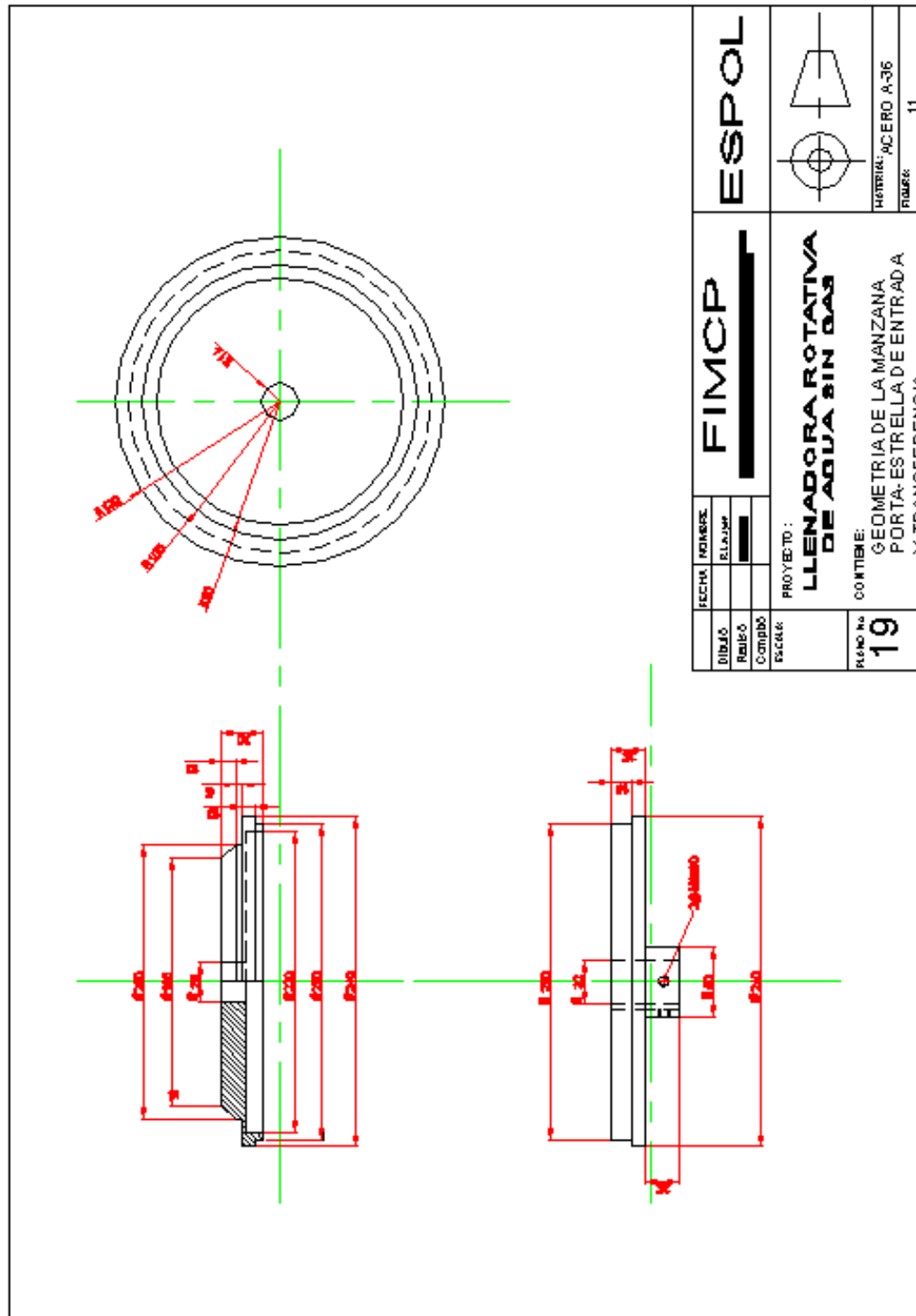
FECHA	NOMBRE	FIMCP	ESPOL
DIBUJO	RELACION		
REVISOR	COMPROBADO		
PROYECTO:		LLENADORA ROTATIVA DE AGUA SIN GAS	
CONTENIDO:		GEOMETRIA DE LAS ESTRELLAS DEL CAPSULADOR Y SALIDA	
PLANO N.		16	
		PLANO: 14.7.3 - 14.7.4	



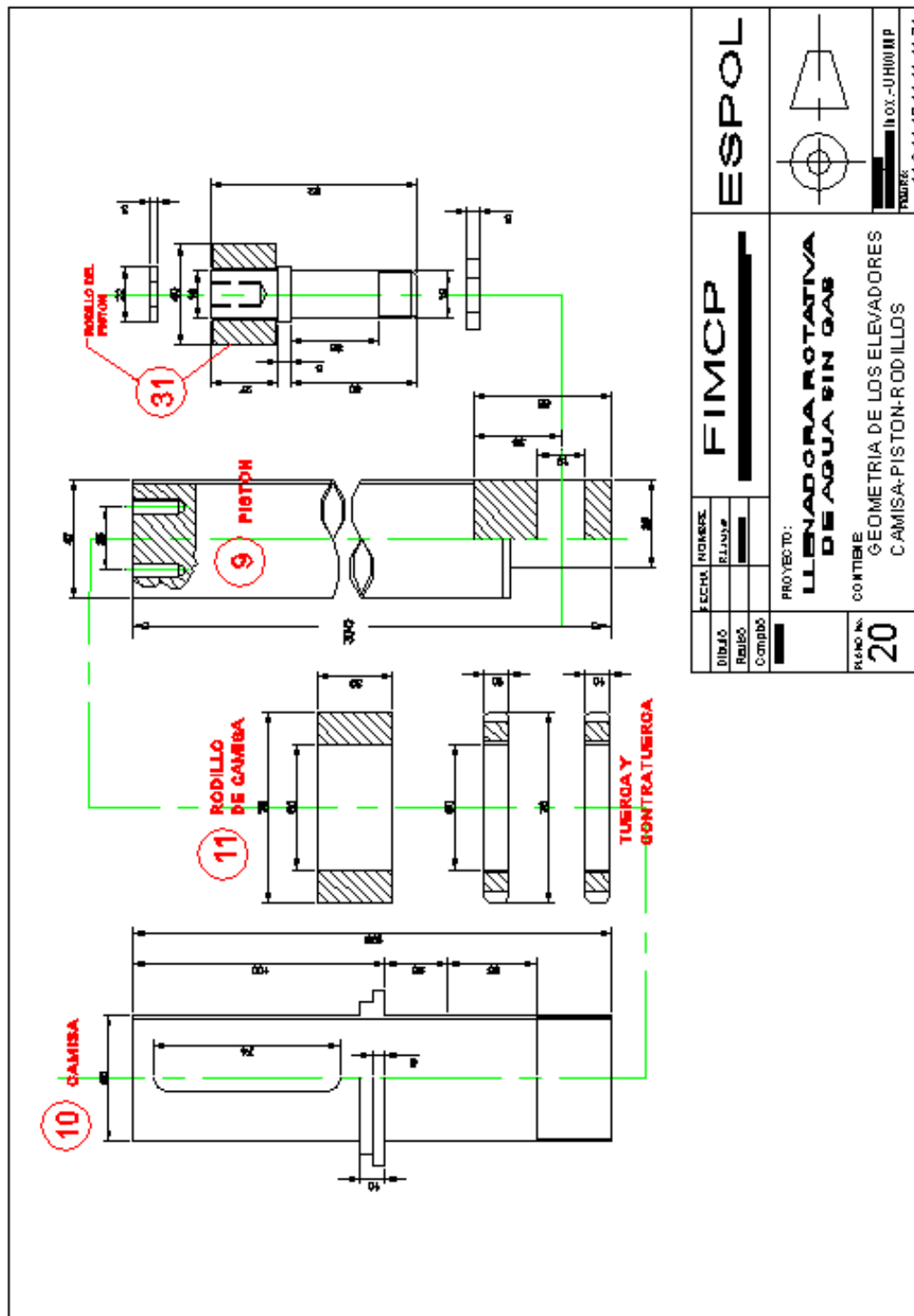
FECHA	NOMBRE		ESPOL
DIBUO			
REVISO			
COMBIBO		LLENADORA ROTATIVA DE AGUA SIN GAS	
ESCALA	PROYECTO:	GEOMETRIA DE LAS ESTRELLAS TAMBOR PORTA ESTRELLA ENTRADA Y TRANSFERENCIA	MATERIAL: ALUMINIO
	RANCHO No. 17		PAGES: 11

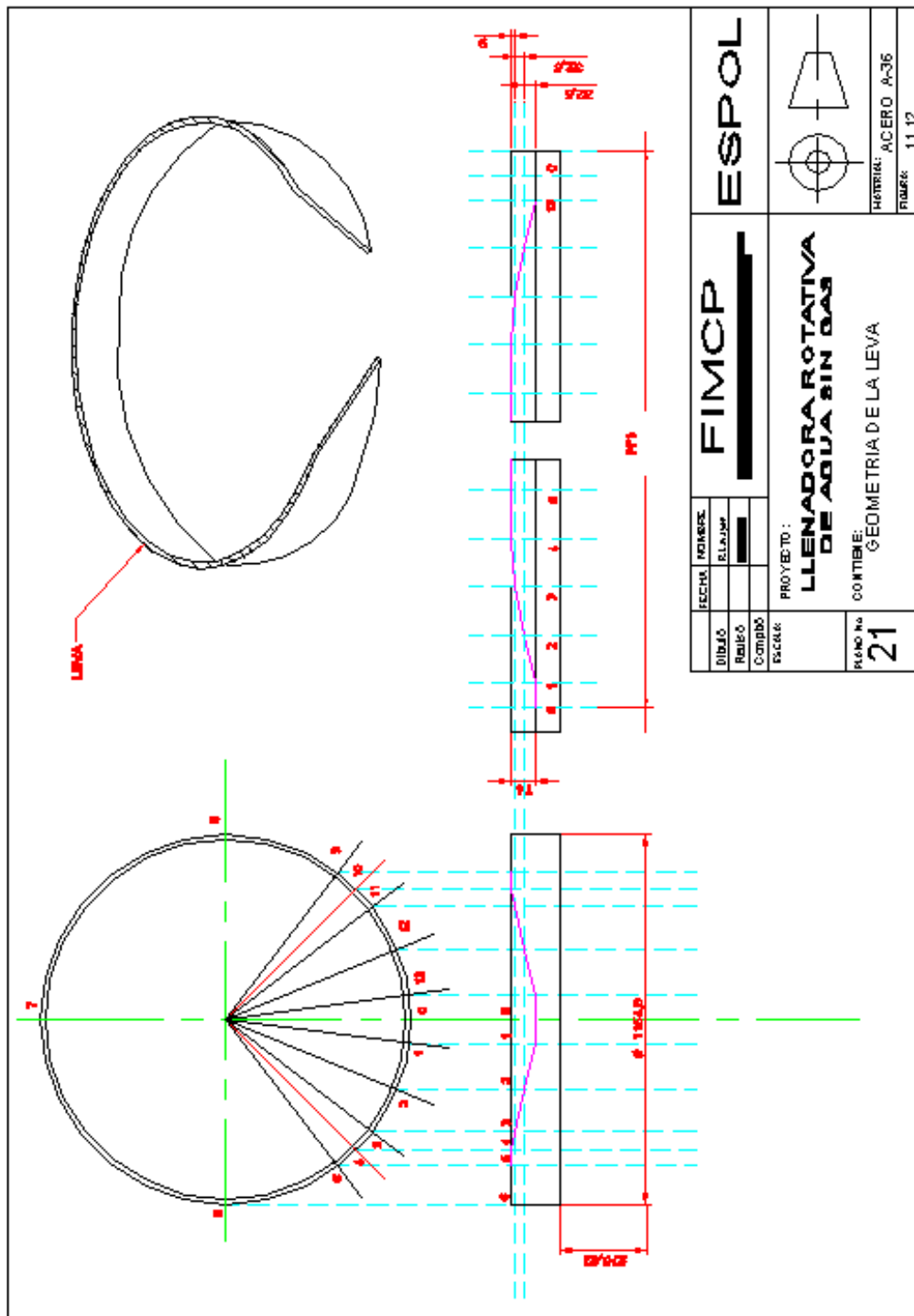


FECHA	NO. REVIS.	ESPOL
DIBUJO	ELABOR.	FIMCP
REVISOR	COMPROB.	
ESCALA:	PROYECTO:	
	LLENADORA ROTATIVA DE AGUA SIN GAS	
	CONTIENE: GEOMETRIA DE LAS ESTRELLAS TAMBOR PORTA ESTRELLA CAPSULADOR Y SALIDA	
PLANO No		
18		
		MATERIAL: ALUMINIO
		FIGURA: 11

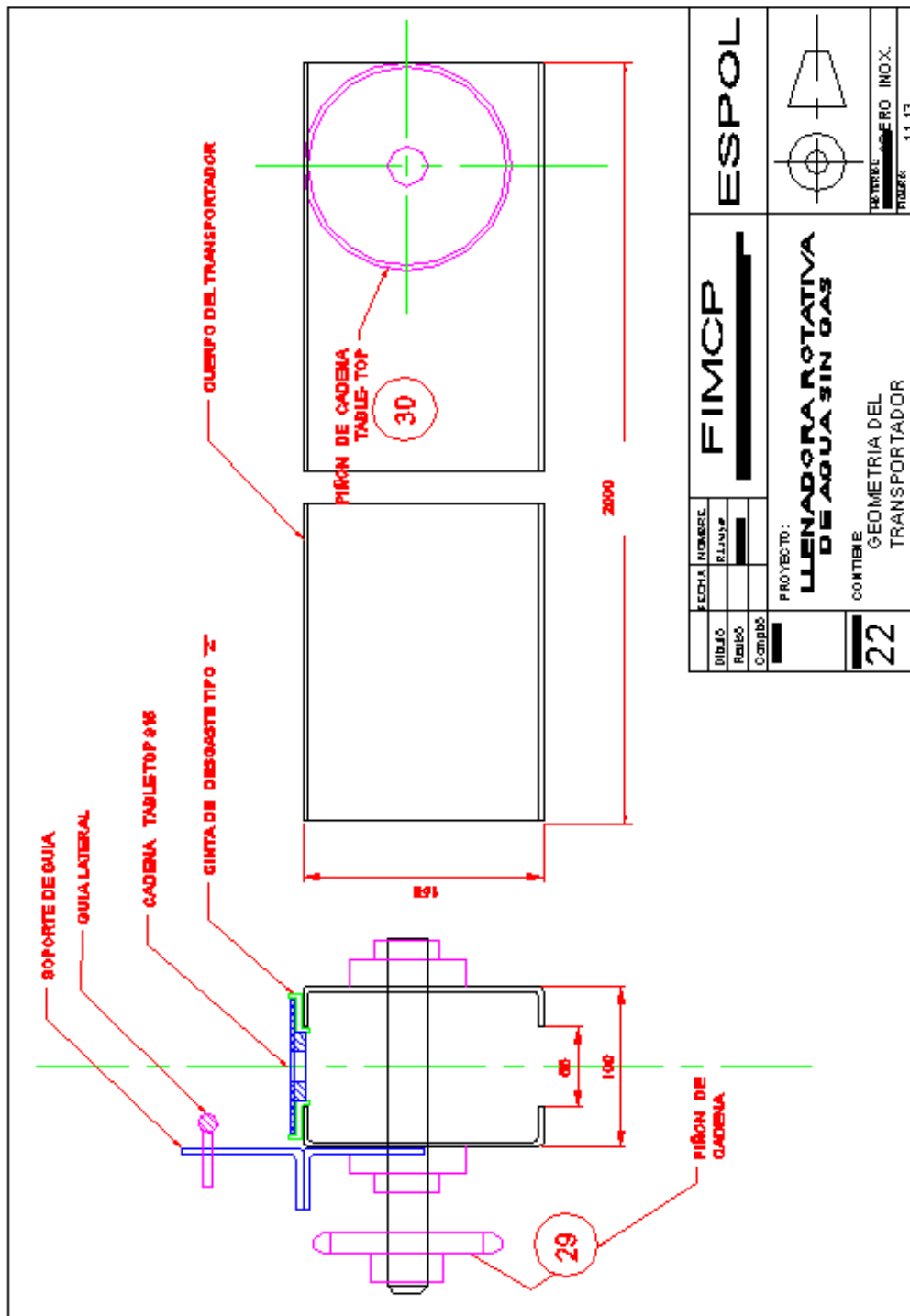


FECHA	NOMBRE	FIMCP		ESPOL
DIBUJO	RELACION	[Redacted]		
REVISOR	COMPROBADO	[Redacted]		
ESCALA:	PROYECTO:	LLENADORA ROTATIVA DE AGUA SIN GAS		
PLANO No	CONTIENE:	GEOMETRIA DE LA MANZANA PORTA-ESTRELLA DE ENTRADA Y TRANSFERENCIA		
19				
				MATERIAL: ACERO A-36
				FIGURA: 11

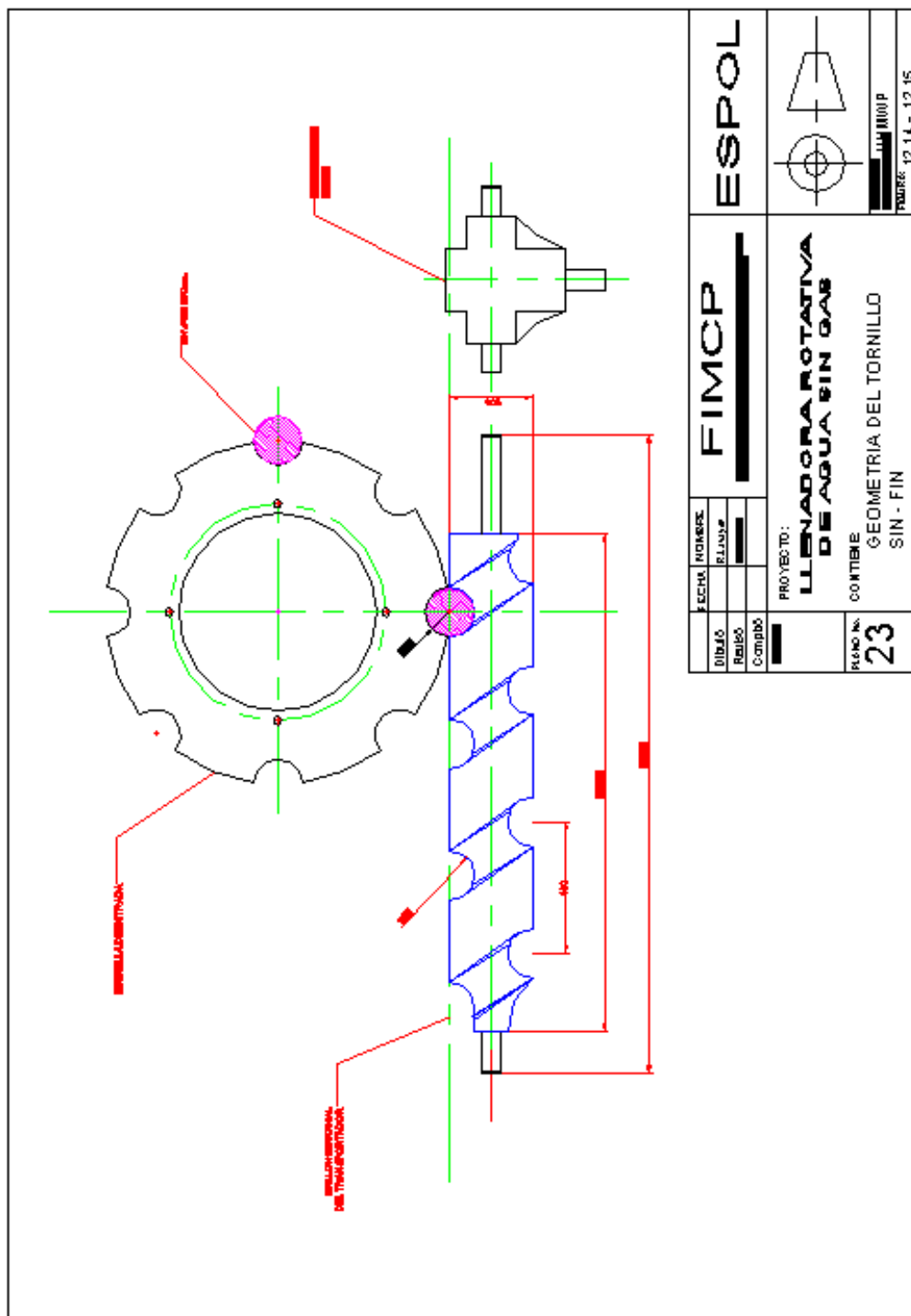




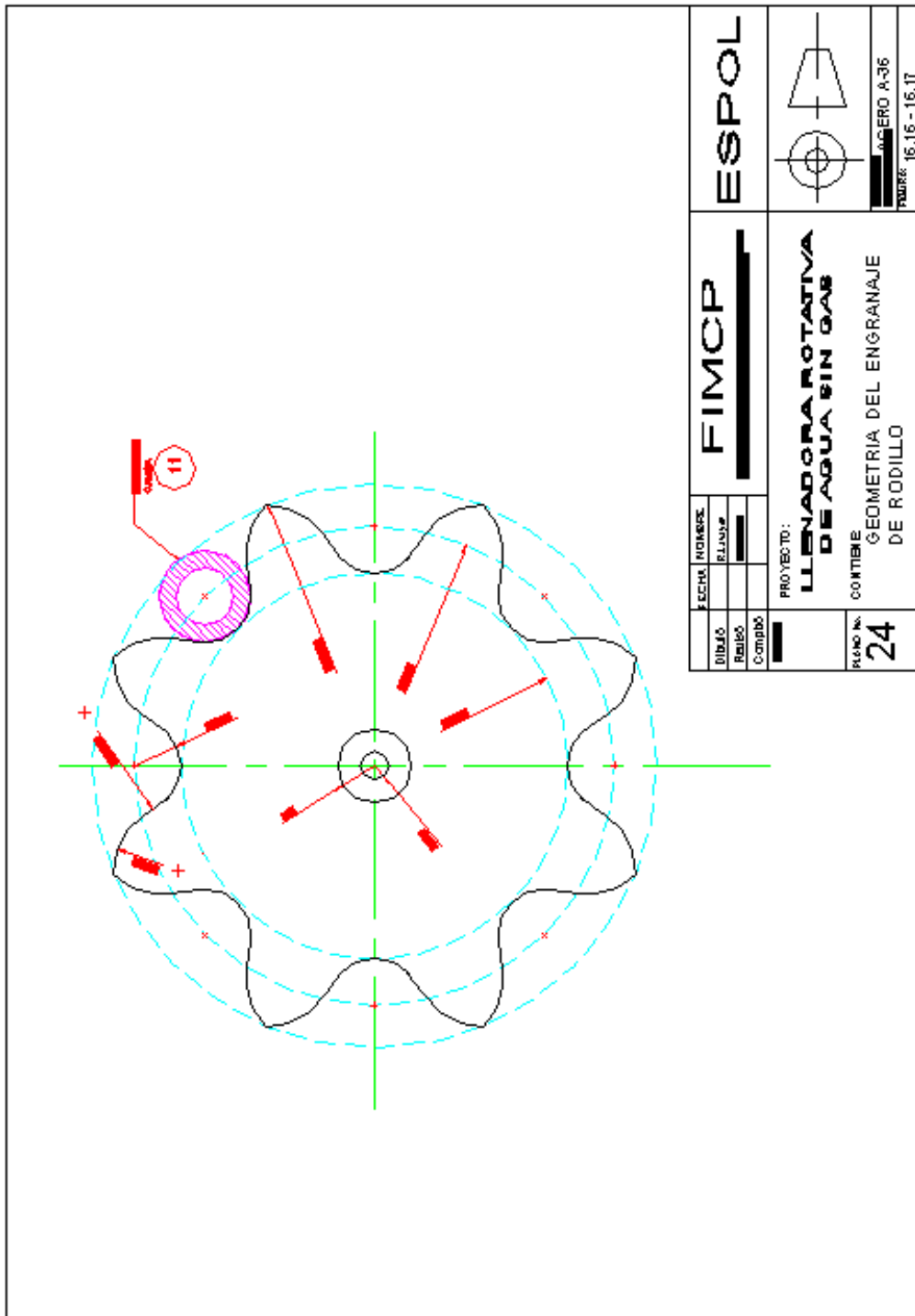
FECHA		NOMBRE		ESPOL	
DIBUJO		RELAJAR		FIMCP	
RELIEVO		CÓMPUTO		LLENADORA ROTATIVA	
ESCALA		PROYECTO:		DIE AGUA SIN GAS	
PLANO No		CONTIENE:		GEOMETRIA DE LA LEVA	
21				MATERIAL: ACERO A-36	
				FIGURA: 11.12	



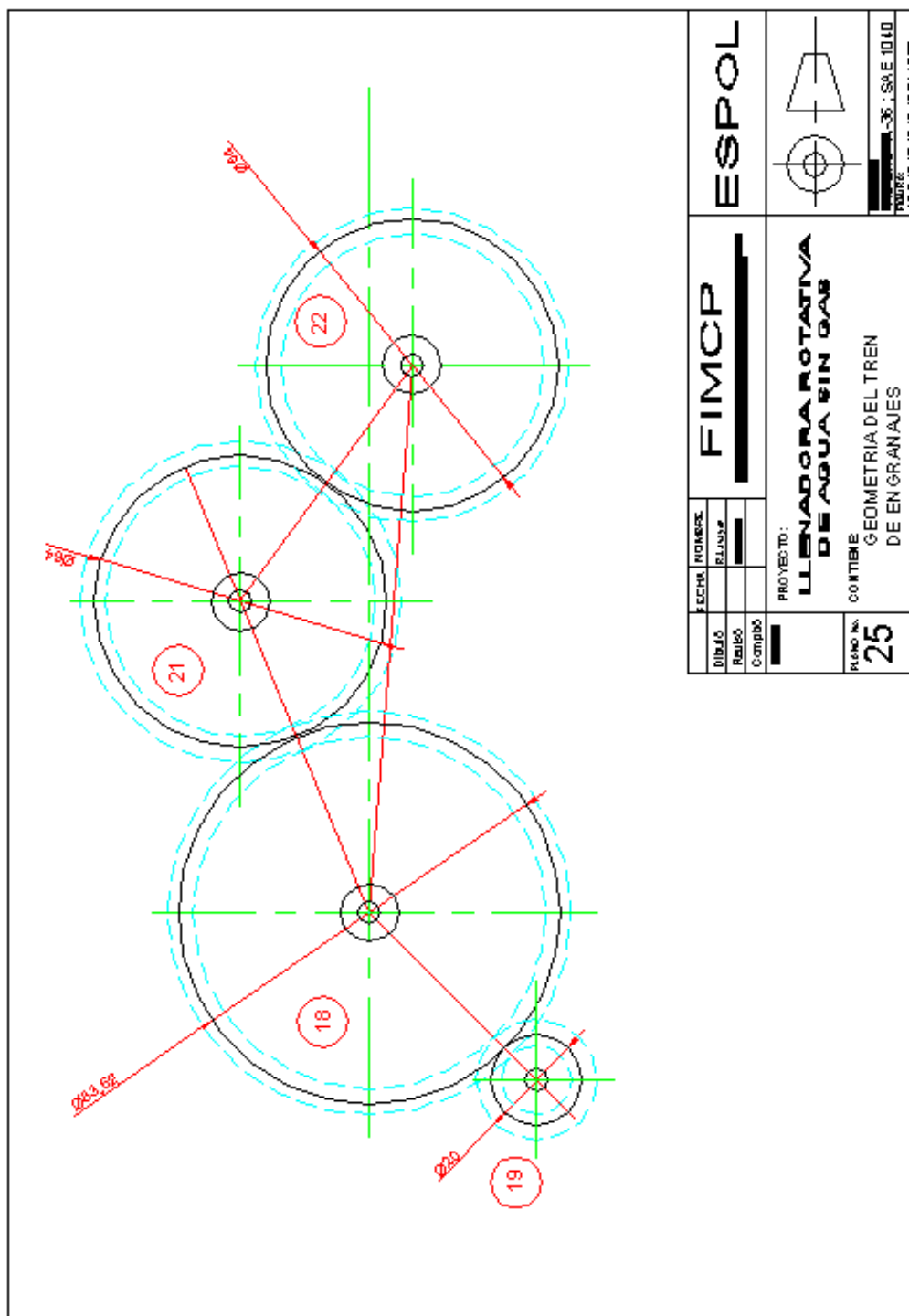
FECHA	NOMBRE	FIMCP ESPOL
DIBUJO	PLANO	
REVISO	CÓMPUTO	
PROYECTO: LLENADORA ROTATIVA DE AGUA SIN GAS CONTIENE: GEOMETRIA DEL TRANSPORTADOR		
22		DIBUJO: [Symbol] PROYECTO: [Symbol]
11.13		REVISOR: [Symbol] INOX.



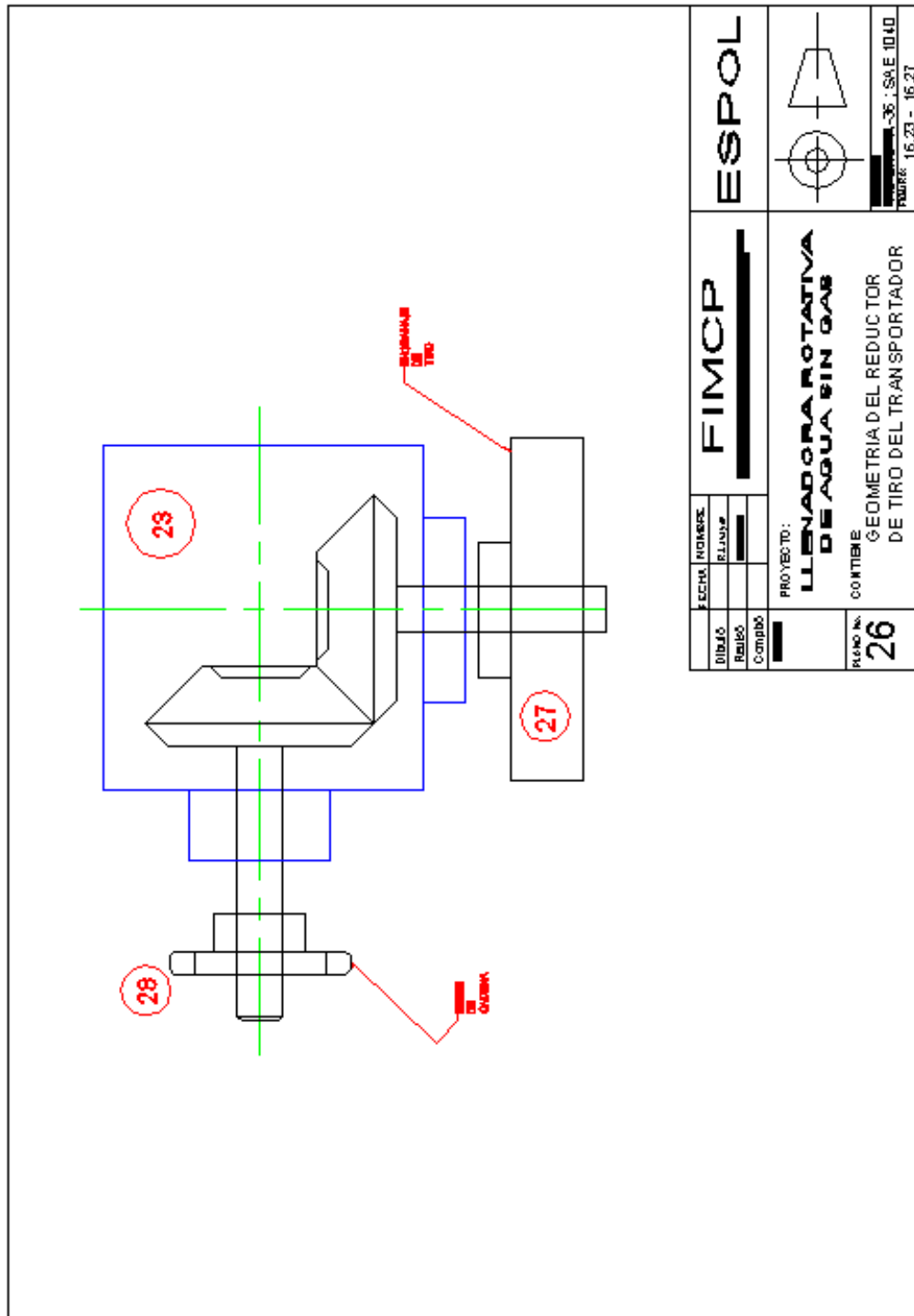
FECHA	NOMBRE	ESPOL
DIBAJÓ	RAJONÓ	
REVISÓ	COMPROBÓ	
PROYECTO: LLENADORA ROTATIVA DE AGUA SIN GAS		 FIMCP
PLAN N.º 23		
CONTIENE GEOMETRIA DEL TORNILLO SIN - FIN		FUENTE: 12.14 - 12.15



FECHA	NOMBRE	FIMCP	ESPOL
DIBAJÓ	RAJÓ		
REVISÓ	COMPRO		
PROYECTO:		LLENADORA ROTATIVA DE AGUA SIN GAS	
CONTIENE:		GEOMETRIA DEL ENGRANAJE DE RODILLO	
PLANO N.º	24	ACERO A-36 Fuente: 16.16 - 16.17	



DIBUJO	FECHA	NOMBRE	FIMCP	ESPOL
RELIEVO	BLANQUEO			
CAMPO				
	PROYECTO: LLENADORA ROTATIVA DE AGUA SIN GAS			
	CONTIENE: GEOMETRIA DEL TREN DE ENGRANAJES			
ESCALA:	25			MODELO: 36 . SAE 1040 15.5 15.19 15.19 15.19 15.21 15.22



FECHA	NOMBRE	FIMCP	ESPOL
DIBAJÓ	RELAJÓ		
REVISÓ	COMPROBÓ		
PROYECTO: LLENADORA ROTATIVA DE AGUA SIN GAS			
CONTIENE: GEOMETRIA DEL REDUCTOR DE TIRO DEL TRANSPORTADOR		PLANO N.º 26	
		S. SA E 1040 FOLIO: 16.23 - 16.27	

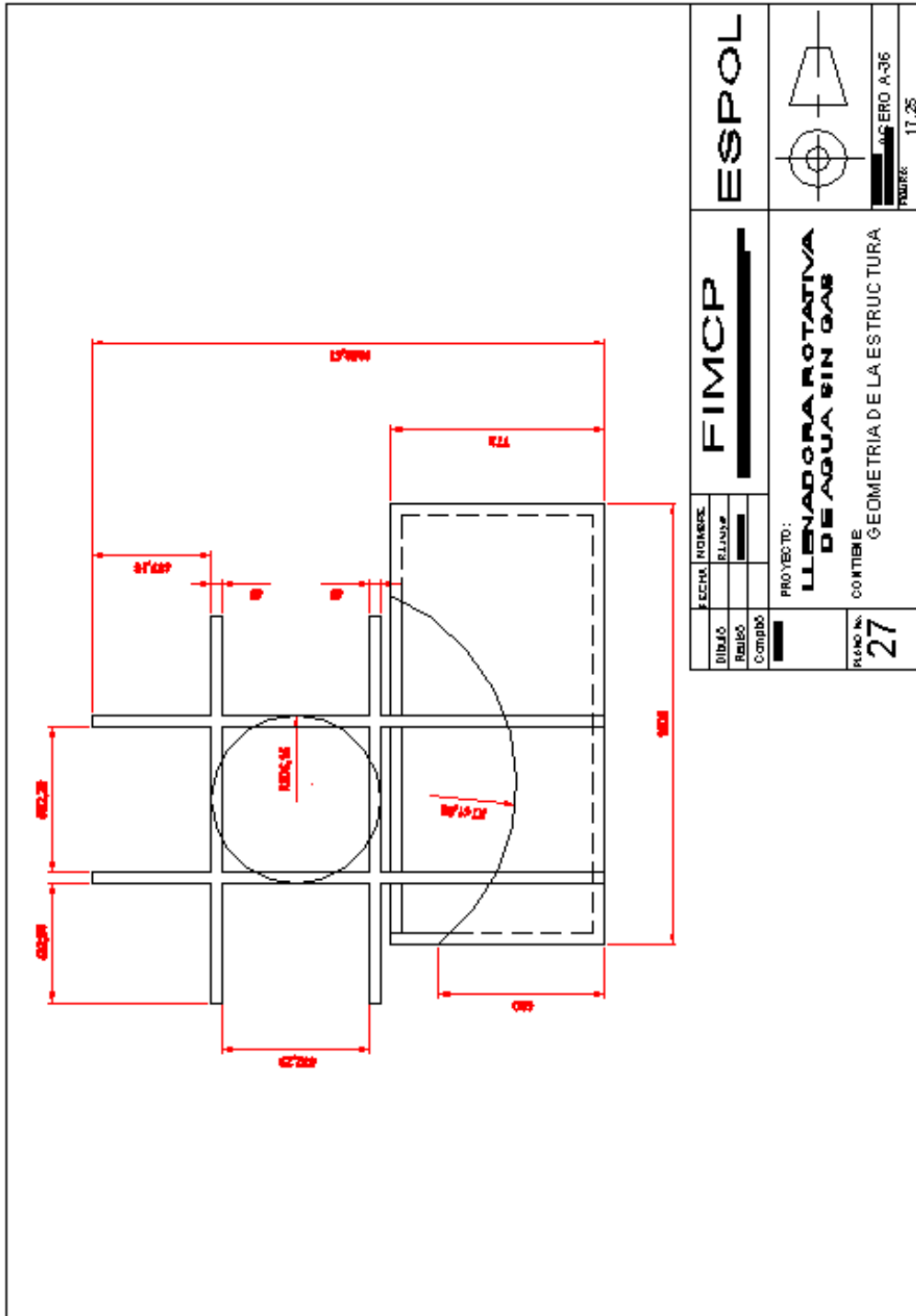


TABLA (1). MATRIZ DE DECISIÓN PARA LA SELECCIÓN DE LA LLENADORA QUE SE VA A DISEÑAR

Objetivos :	Alta Producción	Bajo Costo De Operación	Bajo Mantenimiento	Operación Continua	Calificación Final
Calificación :	0.25	0.25	0.25	0.25	
Alternativas					
Llenadora Lineal Semiautomática	40 %	40 %	50 %	30 %	40 %
Llenadora Lineal Automática	70 %	75 %	60 %	75 %	70 %
Llenadora Rotativa Automática	90 %	40 %	50 %	95 %	84 %

TABLA (2). POSIBLES PRODUCTOS QUE SE PUEDEN LLENAR.

TIPOS DE PRODUCTOS				
ALIMENTOS & BEBIDAS	COSMÉTICOS	FARMACÉUTICOS	QUÍMICOS	OTROS
AGUA	PERFUMES	ALCOHOL	ACEITE DE MOTOR	ALIMENTO DE CANES
JUGO DE FRUTAS	ESENCIAS DE ACEITES	SOLUCIONES SALINAS	TINTAS	SHAMPOO MASCOTAS
TÉ	JABON LIQUIDO	JARABE MEDICO	SILICON	FERTILIZANTES
CAFÉ LÍQUIDO	SHAMPOO		PINTURA	

TABLA (4). DETERMINACION DE LAS VARIABLES DE LOS PRAMETROS DE DISEÑO.

PARÁMETRO DE DISEÑO	R E S U L T A D O S		
PRODUCTO	A G U A		
ENVASE	MATERIAL	TAMAÑO CC	FORMA
	PET	500	GENERICA
FROMA DE LLENADO	POR GRAVEDAD		
SENTIDO DE LLENADO	ALIMENTACIÓN POR IZQUIERDA		

**TABLA (6). PARAMETROS PARA LA DETERMINACION
DE LAS DIMENSIONES GENERALES**

PARÁMETROS	R E S U L T A D O S		
PRODUCCIÓN ESTIMADA	ENVASE (cc)	MINIMA (BPD)	MÁXIMA (BPD)
		500	80.000
NÚMERO DE VALVULAS	24		
VELOCIDAD ESTIMADA (BPM)	240		
PASO DEL TANQUE DE LLENADO (mm)	160		
DIÁMETRO DE CIRCULO DE PASO (mm)	1225.8		

TABLA 8 RESULTADOS DEL ANÁLISIS CINEMATICO DE LOS ELEMENTOS MOVILES

	VELOCIDADES ANGULARES DE LOS ELEMENTOS MOVILES															
	6	7.1	7.2	7.3	7.4	16	17	18	19	21	22	27	28	29	30	
DP mm	1225.8	418.1	418.1	320	320	418.1	418.1	418.1	100	320	320	150			129.6	
R mm	612.9	209.05	209.05	160	160	209.05	209.05	209.05	50	160	160	75			64.63	
W RPM	10	29.4	29.4	38.4	38.4	29.4	29.4	29.4	123	38.4	38.4	82.12	123.2	94.53	94.53	
W Rad/seg	1.05	3.08	3.08	4.02	4.02	3.08	3.08	3.08	12.88	4.02	4.02	8.6	12.9	9.9	9.9	

TABLA (10). CAUDAL TEORICO Y REAL PARA UNA VÁLVULA DE LLENADO AGUA.

CONDICIONES	CABEZAL PIEZOMETRICO Z1 = 472 mm		VOLUMEN DEL ENVASE 500 cc.	
	CAUDAL Q X 10⁻⁴ m³/ seg	VELOCIDAD V m / seg	COEFICIENTE DE VÁLVULA K	PERDIDAS h_lm m
NETO	1.25			
TEORICO	3.9	2.82	0.04	0.16
REAL	2.2	1.59	0.91	1.15

**TABLA (11). RESULTADOS DEL ANALISIS DE FLEJO-COMPRESION
PARA EL DISEÑO DEL EJE ELEVADOR DEL TANQUE.**

TIPO DE ACERO	Resisten. Ceden. Sy MPa	Modulo Elastic. E GPa	Carga P KN	Momento M Nm	Diámetro Eje d mm
AISI 304	242.0	190	20	374.46	40
SAE 1018	276.2	207			40
SAE 1040	380.0	207			38
SAE 4337	685.0	207			35

**TABLA (12). MATRIZ DE DECISIÓN PARA SELECCIÓN
DE MATERIAL PARA CONTRUCCIÓN DEL
EJE ELEVADOR DEL TANQUE DE LLENADO.**

Objetivos:	Bajo costo	Resistencia mecánica	Maquinabilidad	Disponibilidad Comercial	Resistencia Corrosión	Calificación final
Calificación	0.2	0.3	0.15	0.2	0.15	
Alternativas:						
AISI 304	25 %	60 %	70 %	100 %	100 %	69 %
SAE 1018	80 %	50 %	75 %	100 %	45 %	69 %
SAE 1040	75 %	63 %	65 %	100 %	50 %	71 %
SAE 4337	60 %	85 %	50 %	100 %	60 %	74 %

**TABLA (13). ESFUERZOS PRINCIPALES PRESENTES
EN EL CUERPO DE COLUMNA.**

ACERO PERFORADO OVAKO 280 / SAE 1024	Sy MPa	σ MAX MPa x 1	σ MIN MPa x - 1	τ MAX MPa	n Estático
Dimensiones (mm).					
ID 40 X OD 63 X 710	441	38.71	20.5	29.6	11.39
ID 40 X OD 71 X 710		25.22	13.36	19.29	17.48

TABLA (14). ESFUERZOS DE FATIGA PRESENTES EN EL CUERPO DE COLUMNA.

ACERO PERFORADO OVAKO 280 / SAE 1024	Sut MPa	Se MPa	σ_m MPa	σ_a MPa	n Fatiga
Dimensiones (mm).					
ID 40 X OD 63 X 710	617	152.96	9.1	29.6	4.9
ID 40 X OD 71 X 710			5.93	19.29	7.36

TABLA (15). RESULTADOS DEL ANALISIS DE FLEXION Y TORSIÓN DEL CUERPO DE COLUMNA.

ACERO PERFORADO OVAKO 280 / SAE 1024	Sy MPa	Sut MPa	Se MPa	n Estático	n Fatiga
Dimensiones (mm).					
ID 40 X OD 63 X 710	441	617	152.96	11.39	4.9
ID 40 X OD 71 X 710				17.48	7.4

TABLA (16). RESULTADOS DEL ANALISIS DEL DISEÑO DEL TREN DE ENGRANAJES.

PASO P	DIENTES Z_{19}	Diámetro de Paso DP_{19} mm	Ancho de Cara F mm	Limite de ancho de cara		Solución
				MIN mm	MAX mm	
5	20	101.6	16.7	47.8	79.8	NO
6	24		20.3	39.9	66.3	NO
8	32		26.7	29.7	49.8	NO
10	40		33.4	23.9	39.9	SI

TABLA (17). NUMERO DE DIENTES Y DIÁMETROS PRIMITIVOS DEL TREN DE ENGRANAJES

	E N G R A N A J E				
	18	19	21	22	27
N	167	40	127	127	59
DP mm	424	101	322	322	150
P	10				