

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

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

“Rediseño de una Lavadora de Bidones para Envasado
de Agua Tratada”

TESIS DE GRADO

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Roberto Andrés Caicedo Chica

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2008

AGRADECIMIENTO

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

DEDICATORIA

MIS PADRES

A MIS HERMANOS

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Ernesto Martínez L.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Manuel Helguero G.
VOCAL

Ing. Federico Camacho B.
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”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

Roberto Caicedo Chica

RESUMEN

Existe una empresa en la ciudad de Guayaquil dedicada al tratamiento y envasado de agua la cual viene laborando por 2 años. Los propietarios de esta empresa quieren expandirse en el mercado por lo cual se requiere aumentar la producción. Como principal inconveniente se tiene que la producción no se puede aumentar debido a que el tiempo de demora en el proceso de lavado de los bidones para el agua es mucho mayor que el tiempo de envasado. Por lo tanto se necesita la instalación de una máquina más rápida o con mayor capacidad de lavado en este proceso. La empresa cotizó varias alternativas, pero debido a la falta de dinero, la empresa no está en capacidad de adquirir una nueva máquina, o su vez aumentar el personal o la jornada de trabajo. Por lo cual esta empresa me ha contratado para realizar las mejoras necesarias al sistema de lavado manual de bidones para agua que existe actualmente en la empresa.

El objetivo de la Tesis es aplicar los conocimientos adquiridos, para realizar el rediseño de una lavadora manual para bidones de una empresa de tratamiento de agua, se establecerán las condiciones de diseño óptimo para disminuir el tiempo en el proceso de lavado de los bidones que son utilizados en el proceso de envasado del agua tratada el cual es realizado manualmente, en donde los tiempos de lavado varían entre 40 y 60 bidones

por hora; queriendo llegar a obtener un tiempo estándar de 120 bidones por hora, mediante la automatización de la máquina.

Mediante los conocimientos adquiridos, se hará un levantamiento de los planos para la elaboración del equipo existente, para determinar los parámetros de rediseño de la máquina, se diseñara cada una de las partes necesarias que se requiera para mejorar el desempeño del equipo tales como la estructura, al igual que se harán los cálculos necesarios para la selección de los equipos necesarios, analizando costos y alternativas posibles. Además de la selección de los materiales a utilizarse, y la realización de cronogramas y de un plan de trabajo para la ejecución de las modificaciones.

Como resultado, se entregarán los planos estructurales, planos eléctricos, planos del sistema hidráulico, planos del sistema motriz y planos del sistema de transporte. Además de los cronogramas de actividades, tablas de costos de materiales, equipos, y mano de obra. Finalmente, se espera que la implementación de estas modificaciones sea analizada por la empresa, para así poder solucionar sus problemas de producción.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	I
INDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS	VI
SIMBOLOGIA	VII
INDICE DE FIGURAS.....	VIII
INDICE DE TABLAS.....	IX
INDICE DE PLANOS	X
ANTECEDENTES.....	1
CAPITULO 1	
1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	3
1.1 Proceso de tratamiento de agua.....	3
1.1 Proceso de envasado de agua tratada en bidones	10
1.1 Definición del problema	14
CAPITULO 2	
2. ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN	17

2.1 Línea automática de llenado y lavado	20
2.2 Línea semi-automática de llenado y lavado	22
2.3 Modificación de lavadora manual	23
2.4 Selección de la alternativa viable	24

CAPITULO 3

3. MODIFICACIÓN DE LAVADORA.....	29
3.1. Parámetros para la limpieza de los bidones.....	31
3.2. Verificación de cumplimiento de los parámetros y diseño de forma .	33
3.3. Cálculo estructural.....	37
3.4. Sistema hidráulico	61
3.5. Sistema motriz.....	74
3.6. Sistema de transporte	89
3.7. Sistema de control.....	94

CAPITULO 4

4. EJECUCIÓN DE MODIFICACIÓN.....	98
4.1. Cronograma.....	98
4.2. Plan de trabajo	100

CAPITULO 5

5. ANÁLISIS DE COSTOS.....	101
5.1. Costo de material	101
5.2. Costo de equipos.....	102
5.3. Costo de mano de obra	103

CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	104
--	-----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

AISI	American Iron and Steel Institute
ASTM	American Society for Testing Materials
BTU	Unidad Térmica Británica
°C	Grados centígrados
°F	Grados Fahrenheit
h	Hora
HP	Caballos de fuerza
J	Joule
Kg	Kilogramo
lts	Litros
M	Mega
m	Metros
m ²	Metros Cuadrados
m ³	Metros Cúbicos
min	Minutos
mm	Milímetros
N	Newton
Pa	Pascal
ppm	Partículas Por Millón
psi	Libras Por Pulgadas Cuadradas
Pulg	Pulgada
PVC	Cloruro de polivinil
rad	Radianes
rpm	Revoluciones Por Minuto
seg	Segundo
UV	Ultravioleta
W	Vatios

SIMBOLOGÍA

ϕ	Diámetro
ε	Emisividad
τ	Esfuerzo Cortante
σ	Esfuerzo Normal
η	Factor de seguridad
Δ	Intervalo
ω	Velocidad angular
A	Área
C	Coefficiente de calor, Carga nominal
f	Coefficiente de fricción
Gr	Coefficiente de Grashof
h_c	Coefficiente de convección
h_r	Coefficiente de radiación
I	Inercia
k	Radio De Giro
L	Longitud
m	Flujo Másico
M	Momento
m_v	Relación de velocidad
Nu	Número de Nusselt
P	Fuerza
Pr	Número de Prandlt
Q	Tasa de transferencia de calor, caudal
R	Radio
S_e	Resistencia a la fatiga
S_{ut}	Resistencia máxima a la tensión
S_y	Límite de fluencia
T	Torque
V	Velocidad
W	Peso
x	Distancia entre ejes

ÍNDICE DE FIGURAS

		Pág.
Figura 1.1	Flujo de proceso de tratamiento de agua	5
Figura 1.2	Filtros de carbón y arena.....	7
Figura 1.3	Proceso de envasado.....	10
Figura 1.4	Pidones etiquetados.....	14
Figura 1.5	Llenado del bidón previo al enjuague.....	16
Figura 1.6	Operador agitando el bidón.....	16
Figura 2.1	Lavadora manual.....	18
Figura 2.2	Lavadora semiautomática	19
Figura 2.3	Lavadora semiautomática rotativa.....	19
Figura 2.4	Lavadora automática.....	20
Figura 3.1	Soporte en forma de trípode.....	30
Figura 3.2	Máquina lavadora manual sin cubierta.....	30
Figura 3.3	Tiempos por etapa	31
Figura 3.4	Esquema de máquina lavadora.....	34
Figura 3.5	Soporte para bidón actual	35
Figura 3.6	Soporte para bidón modificado.....	35
Figura 3.7	Diagrama de cuerpo libre del eje.....	38
Figura 3.8	Análisis de un punto exterior sometido a esfuerzos combinados	42
Figura 3.9	Diagrama de Mohr.....	43
Figura 3.10	Esquema de la bancada.....	54
Figura 3.11	Fuerzas sobre la bancada	54
Figura 3.12	Diseño de soldadura	57
Figura 3.13	Diagrama del circuito hidráulico	63
Figura 3.14	Esquema de cisternas.....	64
Figura 3.15	Área de transferencia de calor en la cisterna de lavado.....	69
Figura 3.16	Distribución de temperatura	73
Figura 3.17	Mecanismo de Ginebra	76
Figura 3.18	Esquema de sistema de engranaje.....	81
Figura 3.19	Fuerzas en el engranaje.....	82
Figura 3.20	Esquema de rodillos.....	92
Figura 3.21	Esquema de ubicación de los transportadores.....	93
Figura 3.22	Esquema de rodillo.....	93
Figura 3.23	Diagrama de leva para control automático.....	97

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1	Matriz de decisión 28
Tabla 2	Perdidas por fricción 65
Tabla 3	Requerimientos de bombas 66
Tabla 4	Áreas de transferencias 70
Tabla 5	Matriz de decisión 79
Tabla 6	Diagrama de Gantt..... 99

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Sistema de control actual
Plano 2	Sistema de control automático

ANTECEDENTES

Hoy en día la producción de bebidas es muy competitiva; existiendo en el mercado un sin número de empresas dedicadas al procesamiento y embotellado de bebidas, tales como el agua de mesa; existiendo entre ellas muchas empresas pequeñas que tratan de abarcar parte del mercado. Pero no siempre estas pequeñas empresas poseen los recursos económicos y equipos adecuados para aumentar su capacidad de producción.

Estas empresas con la finalidad de aumentar su competitividad y eficiencia tratan de adquirir equipos o máquinas económicas, de fácil manejo, instalación y mantenimiento.

Las máquinas que se pueden adquirir en el mercado exterior, son muy eficientes y muchas de las veces cumplen con los requerimientos de producción, pero a su vez su importación puede ser muy costosa al igual que los trabajos de mantenimiento, en donde muchas veces debido a la falta de repuestos en el mercado local es necesario su importación y a su vez mantenerlos en inventario, incrementando el costo de mantenimiento.

Como una de las alternativas de solución a este problema, esta la construcción de maquinaria en el país, con la finalidad de obtener una

máquina de bajo costo en fabricación y mantenimiento. Cumpliendo con las normas de seguridad e higiene que deben tener este tipo de máquinas.

Debido a la necesidad de aumentar la producción, se tiene como principal propósito disminuir el tiempo de producción, luego de identificar que el proceso de lavado es el que genera el cuello de botella, es decir el proceso que provoca la mayor demora en la producción. Por lo que en esta tesis se analizará dicho proceso.

La alternativa de utilizar una lavadora viene del hecho que este proceso de lavado se realiza de forma manual, en donde aumentar la producción dependerá mucho de la cantidad de operadores y su desempeño en realizar esta operación. Por lo cual se realizará un rediseño de una máquina lavadora manual, verificando sus componentes y realizando las mejoras necesarias.

CAPITULO 1

1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El objetivo de este capítulo es dar a conocer el proceso de envasado de agua tratada en bidones plásticos.

1.1. Proceso de tratamiento de agua

El procesamiento de purificación del agua depende del origen de esta. Por lo general estas empresas obtienen el agua potable que proviene de la red pública. Aun cuando el agua potable cumple con las condiciones sanitarias, siempre es necesario realizarle un tratamiento, debido a impurezas y bacterias que puede obtener el agua, durante el traslado por tubería desde la planta potabilizadora hasta la empresa. Para el tratamiento del agua se

utilizan varios procesos, figura 1.1. En donde luego de cada proceso se obtiene diferentes tipos de agua.

1. Agua para servicios generales
2. Agua blanda
3. Agua tratada
4. Agua purificada por rayos ultravioletas
5. Agua purificada por ozonización

Cloración de agua

La cloración del agua es un tratamiento químico mediante cloro, en donde el agua es llevada a una cisterna de almacenamiento, donde permanece en contacto con este químico por al menos dos horas, tiempo en el cual se eliminan la mayor parte de las bacterias, virus, hongos, esporas y algas que se encuentran presentes en el agua.

Este tratamiento es muy eficaz, pero requiere una dosificación y análisis constante. Debido a que si la dosificación de Cloro no es suficiente el tratamiento del agua no es eficaz, y al contrario una

dosificación excesiva le dará características negativas de olor y sabor.

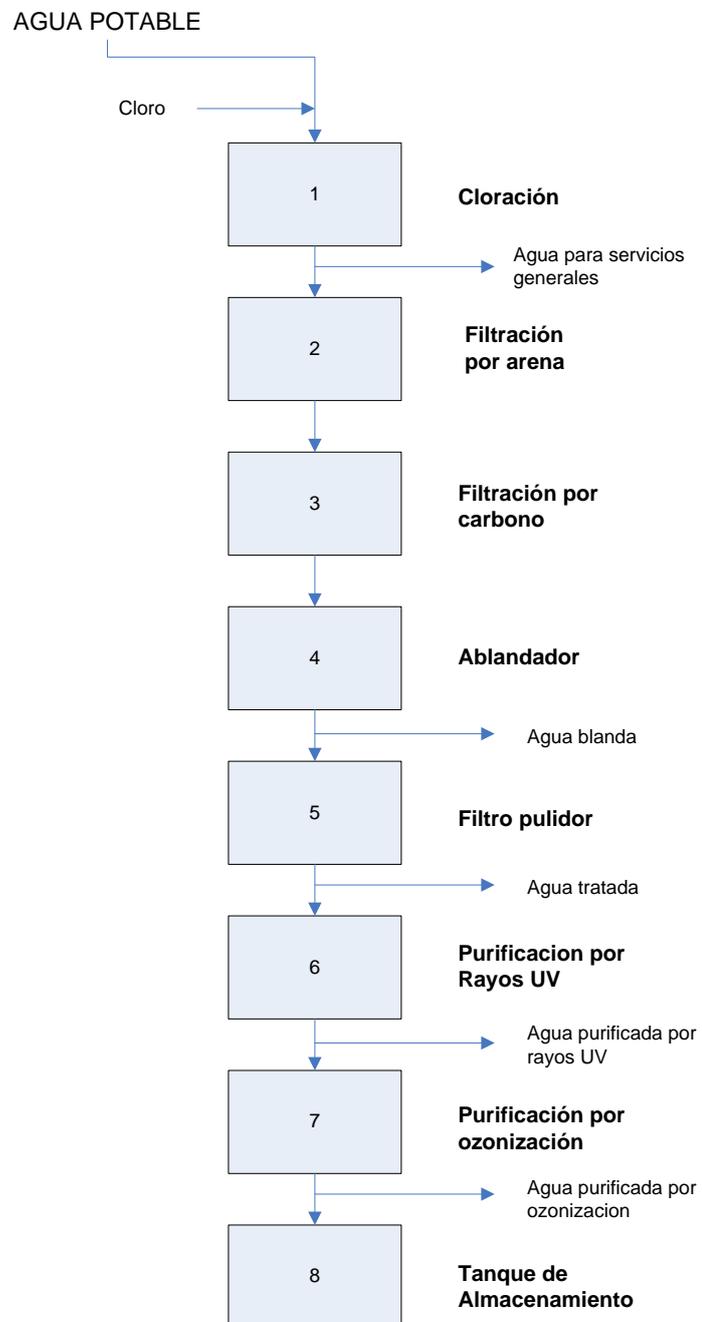


FIGURA 1.1 FLUJO DE PROCESO DE TRATAMIENTO DE AGUA

Esta dosificación de cloro tiene que ser tal que a la salida del proceso de filtración con arena quede un cloro residual entre 3 a 4 ppm.

Filtro de arena

La filtración por arena, se la utiliza con frecuencia para separar los sólidos en suspensión con un tamaño de hasta 10 micras. La filtración consiste en hacer pasar el agua a través de una unidad que contiene cinco diferentes tipos de arena con distintas granulometrías. Ver figura 1.2

Filtro de carbón

Este tipo de filtro tiene la función de eliminar los excesos de cloro, eliminando olores y sabores. El carbón activado se selecciona en base a las características físico-químicas del agua, eliminando los contaminantes químicos que puedan estar presentes, tales como pesticidas, herbicidas, metilato de mercurio e hidrocarburos clorinado.

El carbón “activado” es un carbón con millones de poros en su superficie, esto proporciona una gran área superficial para que ocurra el proceso de adsorción, donde las moléculas de impurezas se adhieren a su superficie. Ver figura 1.2



FIGURA 1.2 FILTROS DE CARBÓN Y ARENA

Ablandador

El ablandamiento del agua es un proceso por el cual se eliminan los iones que hacen a un agua ser dura, en la mayoría de los casos estos iones son de calcio y magnesio. En ciertos casos los iones de hierro también causan la dureza del agua. El mejor camino para ablandar un agua es usar una unidad de ablandamiento de aguas y conectarla directamente con el suministro de agua.

El ablandamiento del agua es muy importante debido a que el agua dura, causa un alto riesgo de depósitos de cal en los sistemas de agua de los usuarios, tales como problemas de incrustaciones en las tuberías.

Filtros pulidores

El agua es enviada a través de dos filtros de membrana en serie con porosidades menores a las 5 micras, estos filtros tienen la función de abrillantar el agua además de retener posibles remanentes de sólidos en suspensión.

Este proceso se realiza generalmente en dos etapas, la primera etapa con filtros de hasta 5 micras, y la segunda con un filtro más fino de hasta 1 micra.

Estos pulidores son fabricados en polipropileno, y son controlados bajo estrictas normas. Al finalizar este proceso se obtiene un agua brillante y cristalina.

Purificación por rayos ultravioleta

Este proceso consiste en hacer pasar el flujo de agua por el interior del purificador el cual posee una o más lámparas de silicio cuarzo; las cuales emiten rayos ultravioletas con longitudes de onda entre 200 y 300 nanómetros. Al pasar el flujo de agua por esta radiación, la energía es absorbida por el mecanismo reproductor de las bacterias y virus, alterando su material genético, de manera que no pueden reproducirse. Eliminando los microorganismos entre el 99.9% y 99.99%.

Purificación de agua por ozonización

Este proceso consiste en generar una corriente de ozono por medio del oxígeno del aire la cual es inyectada al agua. Considerando que la molécula de ozono es un poderoso oxidante con una velocidad de reacción tres mil veces mayor a la del cloro. Con la capacidad de destruir bacterias, virus, hongos, esporas, algas y protozoos. Además de recuperar las características comunes del agua eliminando todo tipo de sabores, colores y olores extraños.

Tanque de almacenamiento

En este tanque se realiza la mezcla del agua debidamente filtrada y purificada con el ozono, por lo general es de acero inoxidable.

1.2. Proceso de envasado de agua tratada en bidones

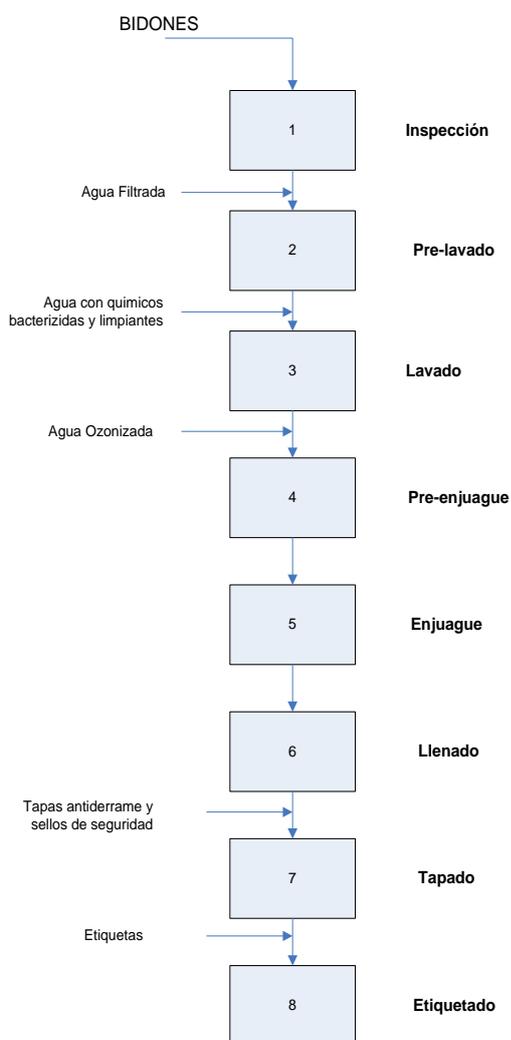


FIGURA 1.3 PROCESO DE ENVASADO

Bodegas

Se tiene una bodega donde se almacenan los materiales para el envasado, tales como los bidones, etiquetas, tapas y sellos de seguridad.

Inspección de bidones

Antes de ingresar los bidones al proceso de lavado, estos son inspeccionados manualmente uno por uno, con la finalidad de detectar aquellos que tengan presencia de malos olores o partículas extrañas. Los bidones que tengan olor o estén en malas condiciones son descartados.

Lavado

Debido a que estos envases son retornables, estos deben ser lavados a diferencia de los envases no retornables que únicamente pasan por un proceso de enjuague.

Normalmente, antes de realizar el lavado. Los bidones son prelavados con agua filtrada.

Luego se continúa con el lavado, el cual se realiza 4 etapas con temperatura y productos no cáusticos que no dañen el envase.

En la primera etapa se realiza un intenso lavado interno y externo del bidón, mediante chorros de alta presión, utilizándose para este proceso agua de limpieza acondicionada con químicos con propiedades bactericidas y limpiantes en las concentraciones adecuadas y a un temperatura de 60 °C.

Enjuagado

Se realiza un enjuagado interno y externo con agua de similares características a la luego envasada, con la finalidad de eliminar cualquier resto de agua de lavado en la superficie del envase. Finalmente el envase es tratado con agua hiperozonizada, que garantizase a la desinfección total del envase.

Envasado

En este proceso el bidón llevado a la llenadora. Al bidón ingresa agua tratada y ozonizada con sistema a pico cerrado. El cual es un sistema en el que se cierra herméticamente la boca de llenado,

permitiendo la salida del aire por el centro del pico de llenado. Estos bidones son llenados en forma automática, con una cantidad de agua previamente especificada.

Tapado

El tapado se hace con Tapas Antiderrame (sistema stop spill), brindando una gran seguridad en el sellado e inviolabilidad del producto hasta que este llegue al consumidor. Estas tapas son previamente desinfectadas manualmente siguiendo las normas de higiene.

Además se coloca una cinta de seguridad en material termocontraible, asegurando aun más la inviolabilidad del producto.

Etiquetado

Normalmente se utilizan rótulos adhesivos, de material plástico o de papel. Estos rótulos son colocados en un área específica del bidón.



FIGURA 1.4. BIDONES ETIQUETADOS

1.3. Definición del problema

Luego de haber analizado el proceso de tratamiento de agua y el proceso de envasado, se tiene como problema principal en esta pequeña empresa, la falta de una máquina lavadora de bidones. En esta empresa se realiza este proceso manualmente, pero tomando en cuenta las normas de higiene que se deben cumplir para este tipo de productos.

Al igual que en los proceso automáticos, primero se realiza una inspección de los bidones, ya que al ser envases retornables, estos pueden regresar en mal estado, con olores o con elementos extraños. Eliminando así aquellos que no son óptimos para un correcto envasado.

El proceso de lavado, comienza con un remojo en una tina plástica, donde esta es llenada a cierto nivel con agua y un detergente alcalino clorado en dosis recomendada. Mediante cepillos y escobillas se procede a limpiar manualmente el bidón en su parte exterior e interior.

Luego se procede a llenar el bidón con una solución de igual características, para luego ser agitado fuertemente, tratando de eliminar toda clase de suciedad en el interior. Figura 1.5 y 1.6.

A continuación se procede al enjuague del bidón, con agua tratada, de igual manera este es llenado y luego agitado para un correcto enjuague. Finalmente se deja escurrir el agua para luego llevarlos al proceso de llenado.

Este procedimiento de lavado no es el adecuado en una planta de este tipo, debido a que principalmente no se pueden llegar a cumplir las normas de higiene que se necesitan en este tipo de productos, además que el tiempo de todo este proceso no se lo puede llegar a estandarizar, debido a que es un proceso manual y el tiempo varía por cada operador, debido a varios factores, como fatiga, condiciones de trabajo, estado de ánimo, entre otros.



FIGURA 1.5 LLENADO DEL BIDÓN PREVIO AL ENJUAGUE



FIGURA 1.6 OPERADOR AGITANDO EL BIDÓN

CAPITULO 2

2. ALTERNATIVAS DE SOLUCION

En este capitulo se analizarán cada una de las alternativas que se tiene para solucionar el problema en el proceso de lavado de los bidones. Determinando cual es la mas viable para la empresa.

Existen varios tipos de lavadoras que se pueden utilizar en este proceso. De acuerdo a su funcionamiento las máquinas lavadoras se pueden clasificar en manuales, semiautomáticas y automáticas.

a) Lavadoras manuales

Las lavadoras manuales son máquinas en donde se necesita que un operador realice todo el trabajo necesario en el proceso de lavado. Estas no poseen mecanismos que proporcionen el

movimiento de los elementos. El operador tiene la tarea de colocar los bidones plásticos en la lavadora, accionar las bombas para el enjuague y lavado, y manualmente proporcionar el movimiento de la máquina para que los bidones se trasladen a cada cámara



FIGURA 2.1 LAVADORA MANUAL

b) Lavadoras semi-automáticas

Las lavadoras semiautomáticas son aquellas máquinas en la que se necesita de un operador que realice ciertas tareas en el proceso, estos equipos a diferencia de los manuales poseen

ciertos mecanismos que pueden proporcionar el movimiento de la máquina e incluso el accionamiento de las bombas.



FIGURA 2.2 LAVADORA SEMIAUTOMÁTICA



FIGURA 2.3 LAVADORA SEMIAUTOMÁTICA ROTATIVA

c) Lavadoras automáticas

Las lavadoras automáticas son aquellos equipos que no requieren que un operador realice tarea alguna durante el proceso de lavado. En estos equipos los bidones ingresan y automáticamente se produce el traslado a cada una de las cámaras de lavado y enjuagado, respectivamente. Al igual que el accionamiento automático de las cada una de las bombas.



FIGURA 2.4 LAVADORA AUTOMÁTICA

2.1 Línea automática de llenado y lavado

La instalación de una línea automática es una de las opciones que se tiene para solucionar el problema de lavado de bidones.

La instalación de este tipo de equipo tiene muchas ventajas como:

- Realizar el control de ambos procesos en un solo centro de trabajo
- Cumplir con las normas de sanidad requeridas para este tipo de productos.
- Obtener un tiempo estándar en este proceso mejorando así la planificación de la producción.
- Aumentar la producción diaria de agua envasada en bidones.
- Reducción total del personal de trabajo en este proceso.
- Mejorar la eficiencia de todo el proceso
- Reducción de costo por reprocesamiento

A su vez la instalación de una línea de llenado y lavado automática tiene sus desventajas:

- Inversión inicial elevada
- Altos costos de mantenimiento
- Capacitación del personal de operación
- Se debe realizar un diseño de planta apropiado

- Los tiempos de producción de la máquina deben ser acordes a las necesidades de la planta
- Demora en el proceso de importación
- Fuga de divisas

2.2 Línea semi-automática de llenado y lavado

Otra de las opciones que se tiene es la instalación de una línea semiautomática, la cual al igual que la automática también tiene sus ventajas:

- La inversión es menor en comparación con la de una línea automática
- Adquirir una máquina que cumpla con las normas de sanidad para este tipo de productos
- Aumentar la producción diaria de agua envasada en bidones
- Reducción parcial del personal de trabajo en el proceso
- Disminuir la cantidad de productos rechazados

La instalación de una línea de llenado y lavado semiautomática también tiene sus inconvenientes y desventajas:

- Se requiere de personal humano para realizar parte del trabajo en el proceso, como la colocación y el retiro de los bidones
- Los tiempos de producción no se pueden llegar a estandarizar debido a que aun existe personal humano interviniendo directamente en el proceso
- Capacitación del personal de operación
- Realizar un rediseño adecuado de la planta
- Demora en el proceso de importación
- Fuga de divisas

2.3 Modificación de lavadora manual

También existe la posibilidad de modificar el diseño de una lavadora manual, de manera que esta funcione de manera semiautomática, obteniendo ventajas como:

- El costo de construcción de la máquina es menor
- Se adquiere una máquina acorde a las necesidades de producción de la empresa
- Reducción de costos por mantenimiento
- Amplio mercado de repuestos locales

- Se puede ajustar a la disponibilidad del tamaño de la planta, aprovechando el espacio de esta.
- Fortalece el área de construcción de maquinarias en el país.

Al igual que las opciones anteriores la modificación de una máquina lavadora manual también trae consigo ciertas desventajas tales como:

- Falta de experiencia en el diseño y construcción de la máquina
- Dificultades en la construcción de ciertos mecanismos
- Dificultades en el montaje
- Problemas para adquirir los sistemas eléctricos necesarios
- No siempre se obtiene lo planeado

2.4 Selección de la alternativa viable

A: Línea automática de llenado y lavado

B: Línea semiautomática de llenado y lavado

C: Modificación de una lavadora manual

Para la selección de la alternativa viable, se realizó una matriz de decisiones con las alternativas analizadas anteriormente, tabla 1.

Tomando en cuenta cuatro factores importantes al momento de tomar una decisión tales como, el costo de inversión, la reducción de personal, los costos de mantenimiento y la adaptabilidad al área de la empresa.

Costo de inversión

El costo de inversión es un factor muy importante a considerarse al momento de adquirir una máquina. Al momento de querer adquirir un equipo del exterior se deben tomar en cuenta otros factores, como el pago de aranceles, pago de transportación y el tiempo de desaduanización. Siendo este uno de los factores principales para que las empresas ecuatorianas descarten la opción de invertir en equipos nuevos e importados.

Reducción de personal

Otro factor a considerar es la reducción del personal. La finalidad de esto es obtener un proceso de lavado más rápido y eficiente. Con un proceso semiautomático y más aun con uno automático, se asegura la confiabilidad del lavado de los bidones, cumpliendo con los parámetros de sanidad.

Además un proceso manual o semiautomático, el tiempo de lavado esta en función de la destreza del operador. Impidiendo tener una planificación exacta de la producción. Sin olvidar que la disminución de personal también reduce costos de producción.

Costo de mantenimiento

Como se indicó anteriormente uno de los factores más importantes que se consideran a la hora de adquirir un nuevo equipo es la capacidad económica de la empresa. Por lo que los costos de mantenimiento también son un factor importante, se deben considerar los costos de repuestos, tomando en cuenta si estos existen en el mercado local. Los costos de

importación de los repuestos que no se encuentren localmente al igual de los servicios que puedan ofrecer los representantes de la marca del equipo.

Adaptabilidad al área de la empresa

Otro factor que se debe considerar, es la adaptabilidad del equipo al área de la empresa, es decir evitar un rediseño de planta, debido a problemas de espacio. Se debe tratar de utilizar el espacio disponible de la planta evitando realizar modificaciones en ella, lo cual genera gastos.

Luego de realizar la matriz de decisión se llegó a la conclusión de que la alternativa más viable es la construcción de una máquina lavadora. Ya que los costos de inversión son menores, al igual que los gastos de mantenimiento, y se obtiene una reducción de personal, además de la opción de ajustar el equipo al tamaño disponible en la planta. Sin embargo esta decisión depende del departamento encargado del proyecto y de los factores que ellos consideren más importante.

TABLA 1
MATRIZ DE DECISIÓN

MATRIZ DE DECISION								
BENEFICIOS		PESO	A		B		C	
1	Baja Inversión	10	1	10	3	30	4	40
2	Reducción de personal	7	4	28	3	21	4	28
3	Costo de mantenimiento	9	2	18	2	18	3	27
4	Adaptabilidad al área de instalación	8	3	24	3	24	4	32
				80			93	127

4: MUY BUENO 3: BUENO 2: REGULAR 1: MALO

CAPITULO 3

3. MODIFICACION DE LAVADORA MANUAL

Para iniciar con el diseño de la lavadora de bidones semiautomática, se necesita conocer la capacidad a la que se quiere que trabaje la máquina. En este caso dicha capacidad será de 120 bidones por hora. Para lo cual se requiere diseñar todo el sistema motriz ya que actualmente solo existe un soporte en forma de trípode, sobre el cual descansa el soporte de bidones giratorio. Este soporte se asienta sobre un rodamiento axial y dos bridas. Donde el operador es el que controla el movimiento y tiempo de lavado. Figura 3.1



FIGURA 3.1 SOPORTE EN FORMA DE TRIPODE



FIGURA 3.2 MAQUINA LAVADORA MANUAL SIN CUBIERTA

3.1 Parámetros para la limpieza de bidones

La máquina que se va a diseñar es del tipo rotativa. Para el proceso de lavado se necesitan 3 fases como se explicó anteriormente en el capítulo 1; prelavado, lavado y enjuague. El sistema utiliza 8 estaciones, cada estación emplea un tiempo de 30 segundos para realizar la tarea correspondiente, Figura 3.3.

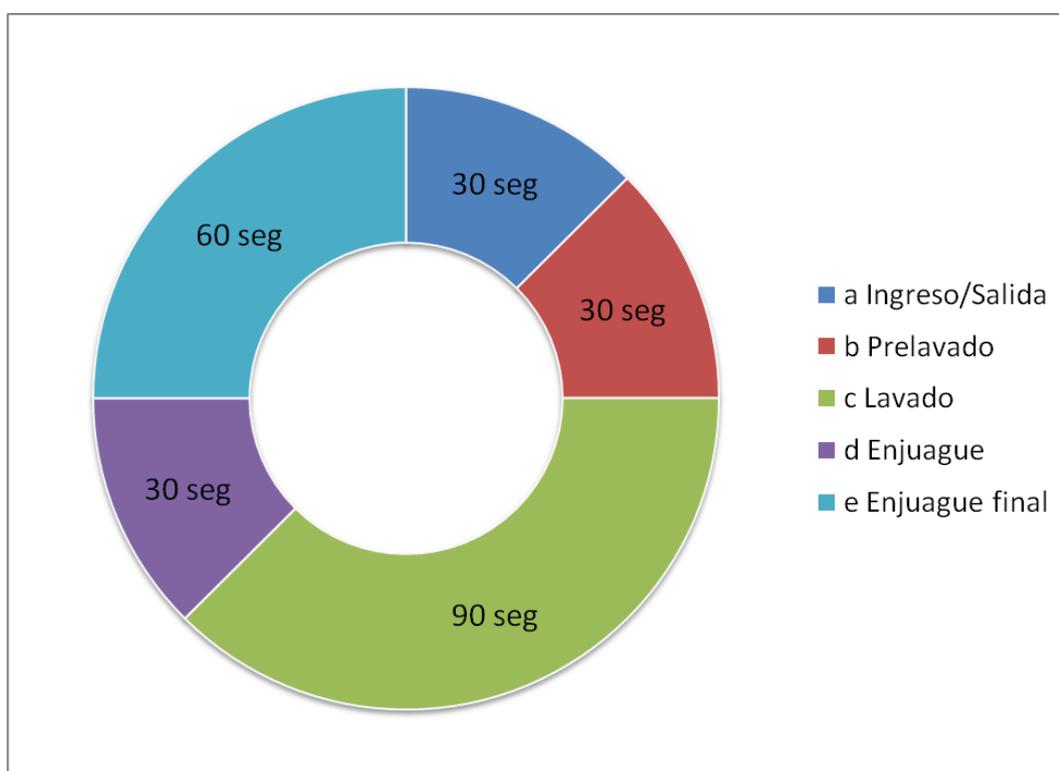


FIGURA. 3.3 TIEMPOS POR ETAPA

Por lo que en una hora (3600 segundos) se puede llegar a lavar 120 bidones.

$$\frac{3600 \text{ seg}}{30 \text{ seg / bidon}} = 120 \text{ bidones}$$

A continuación se establecen las fases de lavado:

- a) Ingreso y salida de los bidones
- b) Prelavado interior y exterior utilizando agua recuperada
- c) Lavado interior y exterior de bidones con solución caustica a 60°C
- d) Enjuague con agua recuperada
- e) Enjuague final con agua fresca

El proceso de lavado cuyo tiempo de duración es de 240 segundos, comienza en la estación de Ingreso/Salida, donde el bidón es colocado boca abajo, introduciendo el cuello de este en el soporte de arrastre, esta tarea se realiza manualmente por el operador, el cual también tiene la tarea de retirar los bidones ya lavados.

El agua que se utiliza en cada estación es almacenada en tres tipos de cisternas, las cuales están ubicadas debajo de las estaciones correspondientes. Mediante un sistema de bombeo se hace circular el agua contenida en las cisternas, la cual es rociada a presión sobre los bidones al igual que en su interior. Además se utiliza un intercambiador de calor para mantener la temperatura en la cisterna que contiene la solución caustica utilizada en la fase de lavado.

3.2 Verificación de cumplimiento de los parámetros y diseño de forma

Como se mencionó anteriormente todo el proceso de lavado se divide en tres etapas utilizando ocho estaciones en total. Una estación corresponde al ingreso y salida de bidones y otra para el prelavado. Tres estaciones corresponden para el lavado, y dos para el enjuague. Y por ultimo la estación restante para el enjuague final.

La máquina lavadora a diseñar es del tipo rotativa, por lo cual la geometría que tiene esta, es en forma de anillo. En su centro se ubica la estructura giratoria la cual rota sobre un eje vertical,

esta estructura posee 8 soporte donde se colocarán los bidones boca abajo.

Estos soportes están diseñados de forma que el ingreso y salida de los bidones sea lo más rápido posible, además de asegurar que el bidón permanezca fijo durante todas las fases de lavado.

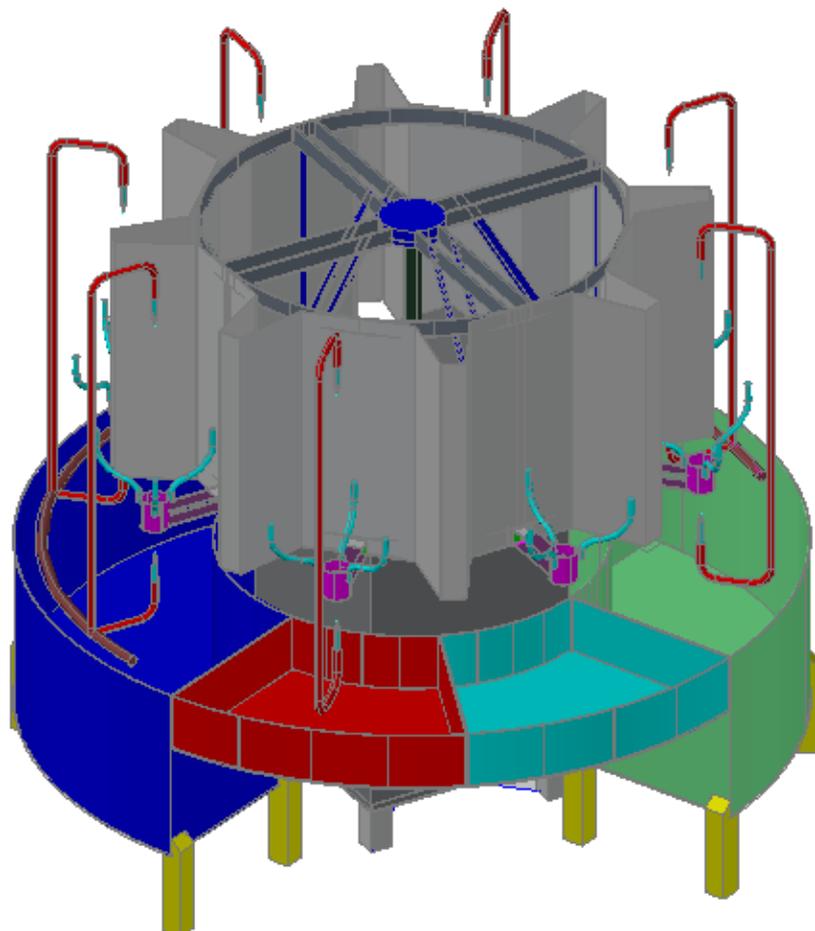


FIGURA 3.4 ESQUEMA DE MAQUINA LAVADORA



FIGURA 3.5 SOPORTE PARA BIDON ACTUAL

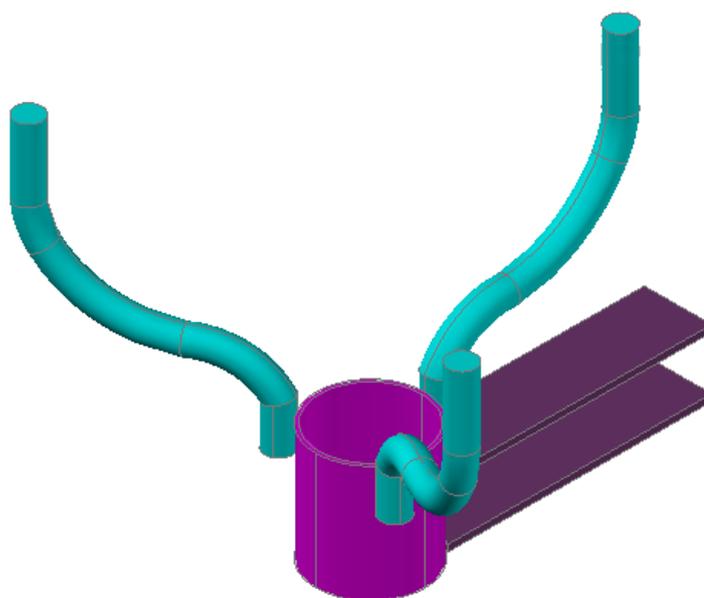


FIGURA 3.6 SOPORTE PARA BIDON MODIFICADO

Debajo de cada estación se encuentran las cisternas que contienen el agua a utilizarse para la estación respectiva. Ya sea esta agua limpia, agua con soda caustica o agua reciclada. Para cada etapa se utilizan dos boquillas, que son las encargadas de rociar el agua o detergente a presión, en el interior y exterior del bidón.

Para seleccionar los materiales de construcción es importante tomar en cuenta que las condiciones de trabajo son sumamente húmedas y en contacto con líquidos.

Ya que la máquina posee un movimiento intermitente giratorio, se utilizará un mecanismo de ginebra para generar dicho movimiento, todo el mecanismo de rotación se encuentra ubicado en la parte inferior de la máquina.

El eje giratorio será un tubo colocado verticalmente, en sus extremos tendrá un bocín, los cuales le darán mayor estabilidad. Este tubo irá en el interior de otro tubo de mayor diámetro, el cual estará unido con bridas en cada extremo, uno a la bancada y otro a la estructura giratoria.

3.3 Cálculo estructural

Diseño del eje

Consideraciones

- El eje se ubica verticalmente.
- Para el análisis de esfuerzos se consideran que las fuerzas actúan sobre el eje.
- El eje es sometido a una carga axial, P , y a un torque constante, T . Figura 3.7
- Se diseña el eje a cargas estáticas.

Análisis dinámico

Para producir el movimiento rotacional del eje, se debe aplicar cierta energía cinética rotacional, la cual se determina mediante la velocidad angular y la inercia total de la estructura que va a girar.

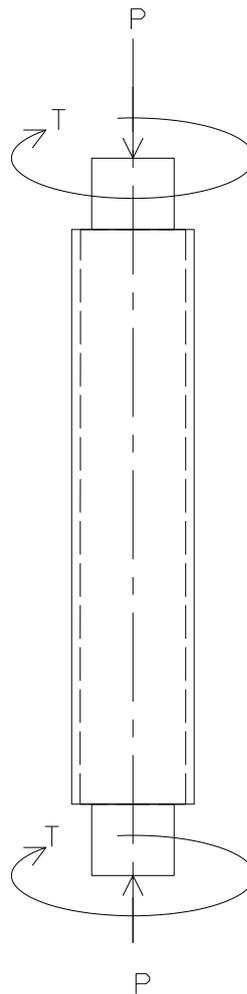


FIGURA 3.7 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE

Inercia de toda la máquina

Para determinar la inercia total de la máquina, se debe realizar la sumatoria de las inercias del eje, de la estructura y de los bidones.

Inercia de la estructura

Para determinar la inercia de la estructura, se utiliza la ecuación 1, para esto es necesario conocer el radio de giro y la masa total de la estructura (1). Los cuales son obtenidos mediante el programa AutoCAD, dando como resultado un valor de 0.50m para el radio de giro y una masa de 77.87 kg.

$$I = mk^2 \quad (1)$$

$$I = 77.87 \text{ kg} \times (0.5 \text{ m})^2 = 19.4675 \text{ kg m}^2$$

Inercia de cada bidón

Para calcular la inercia de cada bidón, se utiliza el teorema de ejes paralelos (2), ecuación 2, debido a que los bidones giran sobre un eje desplazado del centroide de la máquina. Cada bidón tiene un peso aproximado de 0.75 kg, y un radio de 0.14m. Teniendo una distancia entre ejes de 0.655m.

$$I = \frac{1}{2}mR^2 + mx^2 \quad (2)$$

$$I = \frac{1}{2}(0.75\text{kg}) \times (0.14\text{m})^2 + (0.75\text{kg}) \times (0.655\text{m})^2 = 0.33\text{kg m}^2$$

Inercia del tubo

La inercia del tubo se la obtiene con la ecuación 3 (2), utilizando un tubo de 3/4" cedula 40, cuyo diámetro exterior es 26.7mm, con un espesor de 2.87mm, siendo el diámetro interior 20.96mm.

$$I = \frac{1}{2}m(r_{ext}^2 + r_{int}^2) \quad (3)$$

$$I = \frac{1}{2}(0.672kg) \times (0.01335^2 + 0.01048^2) = 9.67 \times 10^{-5} kg m^2$$

Al sumar todas las inercias, se obtiene la inercia total de la máquina.

$$I = 22.10 kg m^2$$

Energía cinética rotacional

La energía necesaria para que la estructura giratoria rote a una velocidad angular constante de 0.209 rad/seg. Se determina mediante la ecuación 4 (3).

$$T = \frac{1}{2}I\omega^2 \quad (4)$$

$$T = \frac{1}{2}(22.10) \times (0.209)^2 = 0.48 N.m$$

Análisis a diseño estático

Como se muestra en la figura 3.7, sobre el eje actúa una fuerza P y un torque T.

La fuerza P corresponde a la sumatoria de:

- | | |
|--------------------------|-------|
| 1. Peso de la estructura | 764N |
| 2. Peso de los bidones | 58.8N |

Siendo el peso total soportado por el eje de 822.8N

Debido a que se tienen esfuerzos combinados, se analiza un punto A en el exterior del tubo, figura 3.8

$$\sigma_y = \frac{P}{A} = \frac{4P}{\pi(d_{ext}^2 - d_{int}^2)} \quad (5)$$

$$\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{32Tr}{\pi(d_{ext}^4 - d_{int}^4)} \quad (6)$$

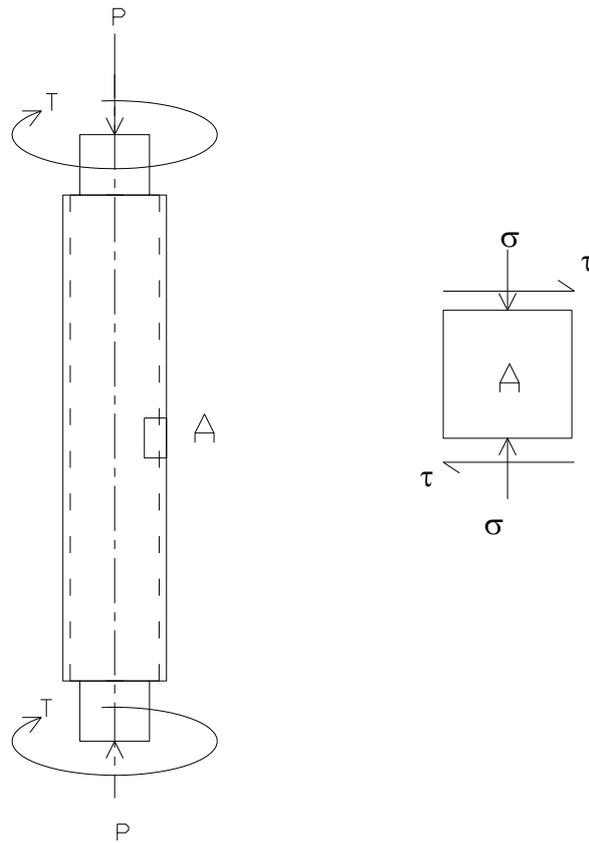


FIGURA. 3.8 ANALISIS DE UN PUNTO EXTERIOR SOMETIDO A ESFUERZOS COMBINADOS

Las ecuaciones anteriores 5 y 6 permiten calcular el esfuerzo axial en compresión y el esfuerzo cortante debido a torsión para un eje de diámetro d . Mediante el círculo de Mohr, se determina el esfuerzo cortante máximo. Figura 3.9. La ecuación 7 y 8 también representan el valor del esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (7)$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{2P}{\pi(d_{ext}^2 - d_{int}^2)}\right)^2 + \left(\frac{32Tr}{\pi(d_{ext}^4 - d_{int}^4)}\right)^2} \quad (8)$$

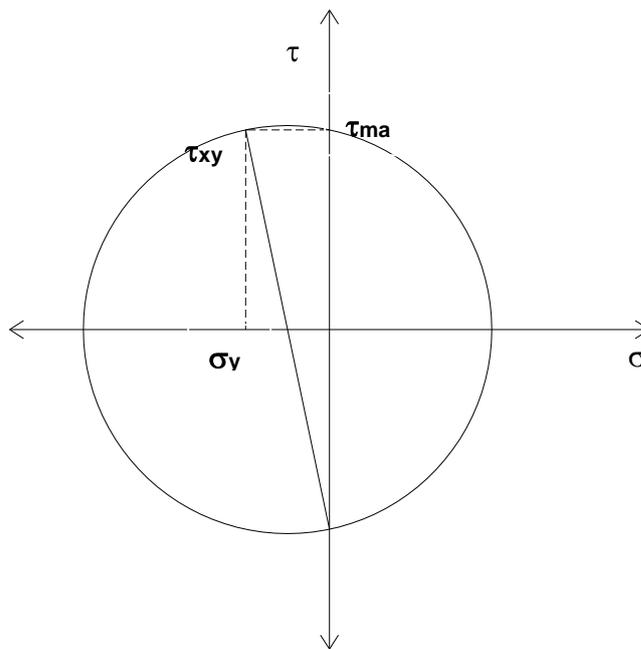


FIGURA. 3.9 DIAGRAMA DE MOHR

Remplazando los valores determinados anteriormente, $P=822.8\text{N}$ y $T=0.48\text{ N.m}$, en la ecuación 8.

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{2 \times 822.8\text{N}}{\pi \times (0.02697^2 - 0.02096^2)}\right)^2 + \left(\frac{32 \times 0.48\text{N.m} \times 0.0134}{\pi \times (0.0267^4 - 0.02096^4)}\right)^2} = 1.92\text{ MPa}$$

Para el diseño estático, se utilizará como material del tubo un acero ASTM A 53 GRB, cuyo límite de fluencia es $S_y = 241 \text{ MPa}$

Utilizando la teoría del esfuerzo cortante máximo, se tiene que el esfuerzo máximo permisible es $S_{ys} = 0.5S_y$. Por lo que el factor de seguridad para este diseño es de 62.7

$$\eta = \frac{0.5 \times 241 \text{ MPa}}{1.92 \text{ MPa}} = 62.7$$

Al tubo se le soldarán en los extremos dos ejes de acero SAE 1018 ($S_y = 275.8 \text{ MPa}$), de un diámetro de 15mm cada uno. Realizando el mismo análisis de esfuerzos combinados se tiene que el esfuerzo máximo cortante en este caso es de 2.43 MPa. Teniendo un factor de seguridad de 56.7

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{2 \times 822.8 \text{ N}}{\pi \times (0.015 \text{ m})^2}\right)^2 + \left(\frac{16 \times 0.48 \text{ N.m}}{\pi \times (0.015 \text{ m})^3}\right)^2} = 2.43 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{0.5 \times 275.8 \text{ MPa}}{2.43 \text{ MPa}} = 56.7$$

Análisis de diseño a fatiga

Para el diseño a fatiga se deben tomar ciertas consideraciones en la resistencia del material, para esto existen factores de corrección los cuales se deben utilizar en el diseño a fatiga.

Se analizará el eje que esta unido al tubo, el material de este eje es un acero SAE 1018, cuya resistencia máxima a la tensión es $S_{ut} = 475.7 \text{ MPa}$ y su límite de fluencia $S_y = 275.8 \text{ MPa}$

Como se mencionó anteriormente en el diseño a fatiga se deben realizar ciertas correcciones a la resistencia del material. S_e , representa la resistencia a la fatiga corregida, y se la calcula con la ecuación 9 (4).

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_e' \quad (9)$$

- **Limite de resistencia a la fatiga S_e' .**

El valor de S_e' determina con la ecuación 10, esta ecuación depende del material, en este caso es acero.

$$S_e' = 0.5S_{ut} \quad (10)$$

$$S_e' = 0.5 \times 475.7 \text{ MPa} = 237.85 \text{ MPa}$$

- **Factor de carga, C_{carga}**

Debido a que el eje se diseña a cortante máximo, se tiene

$$\text{que } C_{carga} = 0.577$$

- **Factor de temperatura, $C_{temperatura}$**

Para temperaturas menores a 450°C, el factor de

$$\text{temperatura es } C_{temperatura} = 1$$

- **Factor de confiabilidad, $C_{confiabilidad}$**

Para un diseño con confiabilidad del 90%, el factor

$$C_{confiabilidad} = 0.897$$

- **Factor de superficie, $C_{superficie}$**

Para determinar el factor de superficie se debe conocer el acabado superficial del elemento, en este caso es maquinado. El factor se calcula con la ecuación 11, donde

para un acabado superficial maquinado los valores de A y b son 4.51 y -0.265 respectivamente (4).

$$C_{\text{superficie}} = A(S_{ut})^b \quad (11)$$

$$C_{\text{superficie}} = 4.51(475.5)^{-0.265} = 0.88$$

- **Factor de tamaño, $C_{\text{tamaño}}$**

Para calcular el factor de tamaño, se utiliza la ecuación 12 (4).

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189d^{-0.097} \quad (12)$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189(15)^{-0.097} = 0.914$$

Con todos los factores ya determinados, se calcula el valor de resistencia a la fatiga corregida

$$S_e = 0.577 \times 0.914 \times 0.88 \times 1 \times 0.897 \times 235.85 \text{ MPa} = 99.01 \text{ MPa}$$

Cargas fluctuantes

El eje esta sometido a una carga axial alternante, y a un torque repetitivo. Para un diseño a fatiga es necesario considerar los

concentradores de esfuerzos que existen. Siendo estos determinados mediante curvas tomadas de (4), considerando el tipo de carga que se va a analizar. Estos valores son $K_f = 1.585$ y $K_{fs} = 1.666$

Se deben determinar los valores de carga media y alternante, al igual que el torque medio y alternante. Para esto utilizamos el grupo de ecuaciones 13

$$P_m = \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2} \quad (13a)$$

$$P_a = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2} \quad (13b)$$

$$T_m = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} \quad (13c)$$

$$T_a = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} \quad (13d)$$

El peso mínimo que soportara el eje, será cuando no este cargada la máquina, es decir ningún de bidón esta dentro del proceso. Además debido a que el eje gira cada 3.75seg, el eje es sometido a un torque repetitivo donde el valor mínimo siempre será 0.

$$P_m = \frac{822.8 + 764}{2} = 793.4 \text{ N}$$

$$P_a = \frac{822.8 - 764}{2} = 29.4 \text{ N}$$

$$T_m = \frac{0.48 + 0}{2} = 0.24 \text{ N.m}$$

$$T_a = \frac{0.48 - 0}{2} = 0.24 \text{ N.m}$$

Siendo los esfuerzos alternantes y medios ya corregidos, los siguientes:

$$\sigma_{ym} = K_f \frac{4P_m}{\pi d^2} = 1.585 \times \frac{4 \times 793.4}{\pi \times 0.015^2} = 7.12 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ya} = K_f \frac{4P_a}{\pi d^2} = 1.585 \times \frac{4 \times 29.4}{\pi \times 0.015^2} = 0.26 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xym} = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} = 1.666 \times \frac{16 \times 0.24}{\pi \times 0.015^3} = 0.607 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xya} = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} = 1.666 \times \frac{16 \times 0.24}{\pi \times 0.015^3} = 0.607 \text{ MPa}$$

Se debe calcular ahora los esfuerzos por Von Mises alternante y medio, utilizando las ecuaciones 14 y 15 respectivamente (4).

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + \sigma_{ya}^2 - \sigma_{xa}\sigma_{ya} + 3\tau_{xya}^2} \quad (14)$$

$$\sigma'_a = \sqrt{0 + 0.26^2 - (0 \times 0.26) + (3 \times 0.607^2)} = 1.08 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + \sigma_{ym}^2 - \sigma_{xm}\sigma_{ym} + 3\tau_{xym}^2} \quad (15)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{0 + 7.12^2 - (0 \times 7.12) + (3 \times 0.52^2)} = 7.19 \text{ MPa}$$

Para determinar el factor de seguridad, empleamos la relación de Goodman modificada (4), ecuación 16.

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (16)$$

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{1.08}{99.01} + \frac{7.19}{475.7}$$

$$\eta_f = 38.3$$

Análisis de rigidez y estabilidad

Además de realizar un análisis de esfuerzos, en este caso es necesario realizar un análisis de rigidez y estabilidad al eje, ya que este trabaja verticalmente soportando una carga axial, comportándose como una columna, la cual puede fallar por flexión lateral o pandeo.

Primero se debe determinar que tipo de columna es, sea esta corta o larga. Se considera al eje una columna con un extremo

fijo y libre, mediante tabla (4) se determina que para estas condiciones, la longitud efectiva es $2L$ ecuación 17.

$$L_e = 2L \quad (17)$$

Para determinar la razón de esbeltez, L_e/k , es necesario conocer el radio de giro de la sección del elemento, el cual se calcula con la ecuación 18 (4).

$$k = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} \quad (18)$$

$$k = \sqrt{\frac{\frac{\pi(d_{ext}^4 - d_{int}^4)}{64}}{\frac{\pi(d_{ext}^2 - d_{int}^2)}{4}}} = \sqrt{\frac{(0.0267^4 - 0.0209^4)}{16(0.0267^2 - 0.0209^2)}} = 8.48 \times 10^{-3} m$$

$$\frac{L_e}{k} = \frac{2 \times 0.4}{8.48 \times 10^{-3}} = 94.27$$

Para determinar que tipo de columna es, se debe comparar con el valor limite entre la región de Euler y la región de Johnson (4), el cual se determina con la ecuación 19.

$$(S_r)_D = \sqrt{\frac{2E\pi^2}{S_y}} \quad (19)$$

$$(S_r)_D = \sqrt{\frac{2 \times (206.8 \times 10^9) \pi^2}{241 \times 10^6}} = 130.15$$

Comparando L_e/k con $(S_r)_D$, se determina que es una columna corta, por lo que para determinar el esfuerzo crítico se utiliza la ecuación de Johnson (4), ecuación 20.

$$L_e/k < (S_r)_D \quad 94.27 < 130.15$$

$$\sigma_{cr} = S_y - \frac{1}{E} \left(\frac{S_y L_e / k}{2\pi} \right)^2 \quad (20)$$

$$\sigma_{cr} = 241E6 - \frac{1}{206.8E9} \left(\frac{241E6 \times 94.27}{2\pi} \right)^2 = 177.77 \text{ MPa}$$

Anteriormente para el análisis estático, se utilizó ecuación 5, para determinar el esfuerzo por compresión, siendo este de 3,83 MPa. Siendo el factor de seguridad para la columna de 46.4

$$\eta = \frac{177.77}{3.83} = 46.4$$

Diseño de la bancada

La bancada tiene la finalidad de soportar todo el sistema motriz.

Consideraciones

- La bancada con tubos cuadrados.
- El material seleccionado para los tubos estructurales es de acero ASTM A-36.
- Los perfiles serán unidos mediante soldadura.

Diseño estático

La bancada debe soportar todo el sistema motriz, es decir la estructura giratoria, el eje y el motor. Siendo, W , el peso total aproximado que debe soportar la bancada de 851.22N

Debido a limitaciones de espacio, la bancada tendrá una base cuadrado de 500 mm. Figura 3.10. En este caso el peso es soportado por los dos perfiles.

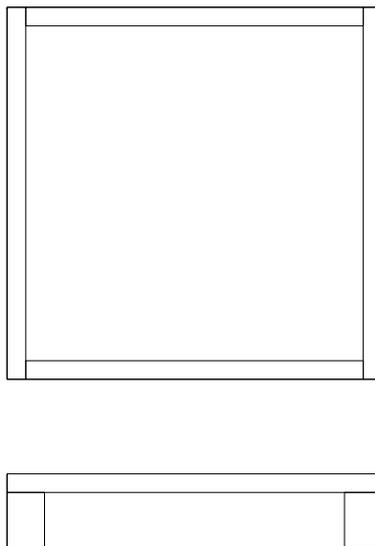


FIGURA 3.10 ESQUEMA DE LA BANCADA

Del diagrama de cuerpo libre, figura 3.11, se determinan las reacciones en los apoyos.

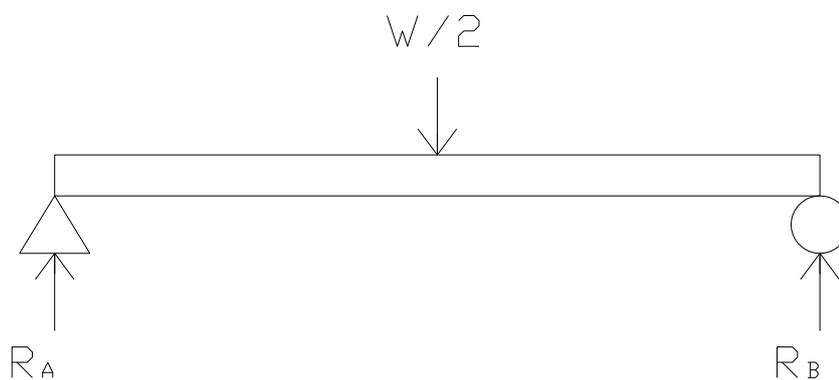


FIGURA 3.11 FUERZAS SOBRE LA BANCADA

$$R_A = R_B = \frac{W}{4}$$

$$R_A = R_B = \frac{851.22}{4} = 212.805N$$

Como se ve en la figura 3.11, el tubo esta sometido a esfuerzos por flexión, debido a un momento, M.

$$M = R_A \times \frac{L}{2}$$

$$M = 212.805 \times \frac{0.5}{2} = 53.20 \text{ N.m}$$

Los esfuerzos por flexión se determinan mediante la ecuación 21. Como se quiere seleccionar el tamaño del perfil, el valor a determinar será w.

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{w} \quad (21)$$

Para un factor de seguridad de 5, se tiene que w debe ser de

$$1.07 \text{ cm}^3$$

$$w = \frac{M\eta}{S_y}$$

$$w = \frac{53.2 \times 5}{248 \times 10^6} = 1.07 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 1.07 \text{ cm}^3$$

Del catalogo (10) de tubos estructurales, escogemos el de mayor w que mas se aproxime al determinado. En este caso $w = 1.18cm^3$, que corresponde a un tubo estructural de 25mm de ancho y espesor 2mm.

$$\eta = \frac{S_y w}{M} = \frac{(248 \times 10^6) \times (1.18 \times 10^{-6})}{53.2} = 5.5$$

Uniones soldadas

Para el diseño de la bancada, los elementos que la conforman serán unidos mediante un proceso de soldadura.

Para el análisis de soldadura es importante definir a que tipo de esfuerzos estará sometido el cordón de soldadura. Para este caso existen esfuerzos por flexión y esfuerzos cortante por carga axial, por lo tanto se trata de esfuerzos combinados y se analizara a cortante máximo.

El diseño de soldadura será alrededor de la estructura, figura 3.12. Con los perfiles soldados a filete con un cordón de soldadura con garganta (h) de 2mm.

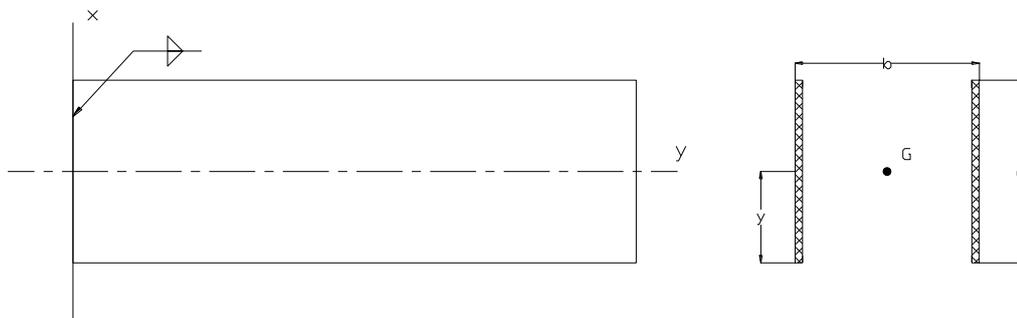


FIGURA 3.12 DISEÑO DE SOLDADURA

La ecuación 22, permite determinar el esfuerzo cortante axial. Donde A_G es el área de la garganta, la cual esta dada por la ecuación 23 (5).

$$\tau = \frac{F}{A_G} \quad (22)$$

$$A_G = 1.414hd \quad (23)$$

$$\tau = \frac{212.805 \text{ N}}{1.414 \times 0.002 \times 0.025} = 3 \text{ MPa}$$

El esfuerzo por flexión se determina mediante la ecuación 24 (5). Donde I_u es la inercia unitaria, para este diseño se calcula con la ecuación 25 (5) y la ubicación del centro de gravedad esta dada por la ecuación 26 (5).

$$\sigma = \frac{Mc}{0.707hI_u} \quad (24)$$

$$I_u = \frac{d^3}{6} \quad (25)$$

$$\bar{y} = \frac{d}{2} \quad (26)$$

$$I_u = \frac{(0.05)^3}{6} = 4.16 \times 10^{-5} \text{ m} \quad \bar{y} = \frac{0.05}{2} = 0.025 \text{ m}$$

$$\sigma = \frac{53.2 \times 0.025}{0.707 \times 0.002 \times 4.16 \times 10^{-5}} = 22.61 \text{ MPa}$$

Ya que se trata de esfuerzos combinados, el esfuerzo cortante resultante se determina con la ecuación 27.

$$\tau_{\text{max}} = \sqrt{\tau^2 + \sigma^2} \quad (27)$$

$$\tau_{\text{max}} = \sqrt{3^2 + 22.61^2} = 22.8 \text{ MPa}$$

Analizando a cortante máximo, se tiene que $S_{ys} = 0.5S_y$. Por lo tanto el factor de seguridad para este diseño de soldadura es 5.5

$$\eta = \frac{0.5 \times 248 \text{ MPa}}{22.21 \text{ MPa}} = 5.5$$

Selección de rodamiento

Para la selección del rodamiento se debe tomar en cuenta las fuerzas que actúan sobre el eje, para luego determinar las cargas equivalentes, ecuaciones 28 (6)

$$P_r = XF_r + YF_a \quad (28a)$$

$$P_a = F_a + 1.2F_r \quad (28b)$$

Donde

P_r = carga radial equivalente

P_a = carga axial equivalente

F_r = carga radial

F_a = carga axial

X = factor radial

Y = factor de empuje

Considerando que la carga radial es nula, y que a velocidades bajas el factor de empuje $Y=1$, se tiene que la carga radial es igual a la equivalente.

$$P_r = F_a = 822.8N$$

El rodamiento se selecciona del catalogo de rodamientos NTN (6), con la ecuación 29 se determina el valor de la carga dinámica. El cual se utilizará para seleccionar el rodamiento.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (28)$$

$$C = \left(\frac{60nL_{10h}}{10^6} \right)^{1/p} P$$

Siendo $L_{10h} = 20000 \text{ horas}$ y $n = 2 \text{ rpm}$, y sabiendo que se va a seleccionar un rodamiento de bolas el valor de $p = 3$

$$C = \left(\frac{60nL_{10h}}{10^6} \right)^{1/p} P$$

$$C = \left(\frac{60 \times 2 \times 20000}{10^6} \right)^{1/3} P = 1.34P$$

$$C = 1.34 \times 822.8N = 1102.55N$$

Con el valor de carga dinámica obtenido, se selecciona un rodamiento tipo axial que cumpla con esta carga. Tomando en cuenta que el eje tiene un diámetro de 15mm, podemos seleccionar un rodamiento con esta medida interior, del catálogo (6) se selecciona el rodamiento 51102.

El rodamiento será colocado en cada extremo del eje, junto con el acople al motorreductor, y a la estructura giratoria. Además se utilizará un buje de bronce en cada extremo. El espesor de pared para bujes de bronce será de 4.19mm. Su diámetro exterior será de 35.08mm y el interior de 26.7mm.

3.4 Sistema hidráulico

Caudal consumido en cada etapa

El sistema hidráulico esta compuesto por tubería de acero inoxidable de 3/4" y 1" de diámetro. Para la limpieza se utilizan 2 rociadores de agua en cada estación de lavado. Siendo total 14 rociadores, los cuales consumen 21.7 lts/min a una presión de 20 psi (1.38 bar).

Dimensionamiento de cisternas

Para el todo el proceso de lavado, se utilizarán 3 cisternas.

- 1 cisterna de 0.2784 m^3 para el lavado
- 1 cisterna de 0.0645 m^3 para el prelavado
- 1 cisterna de 0.1855 m^3 para el enjuague

Es importante recalcar que la etapa de enjuague final no utiliza reservorio de agua, ya que este se hace con agua fresca tomada directamente de una tubería de la planta.

Selección de bombas

Para la selección de las bombas hay que tomar en cuenta las pérdidas menores que existen en el sistema debido a la fricción y accesorios en el sistema.

Pérdidas menores

Para determinar las pérdidas, es necesario tomar en cuenta las longitudes de las tuberías, así como los accesorios que conforman el circuito, al igual del material que se utiliza y de la velocidad del fluido.

Para realizar el análisis de pérdidas, el sistema de cañerías se dividió en secciones. El circuito hidráulico para la etapa de lavado consta de 3 ramales X, Y y Z. Existe otro circuito para la etapa de enjuague, la cual solo consta de 2 ramales.

Para determinar las pérdidas en cada sección se utilizó la ecuación 29 (8).

$$h = f \frac{L}{D} \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (29)$$

Donde:

f = factor de fricción de la tubería

L= longitud de la tubería

D= diámetro de la tubería

V= velocidad del fluido

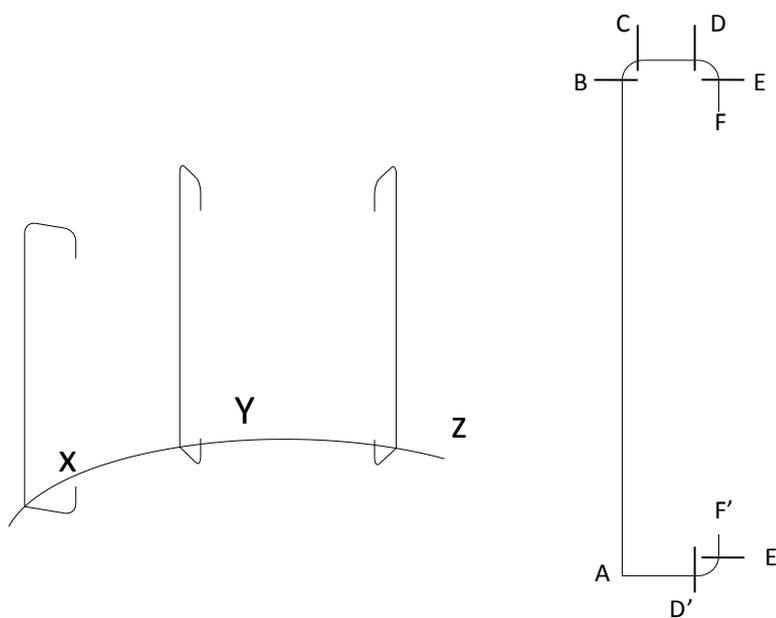


FIGURA 3.13 DIAGRAMA DEL CIRCUITO HIDRAULICO

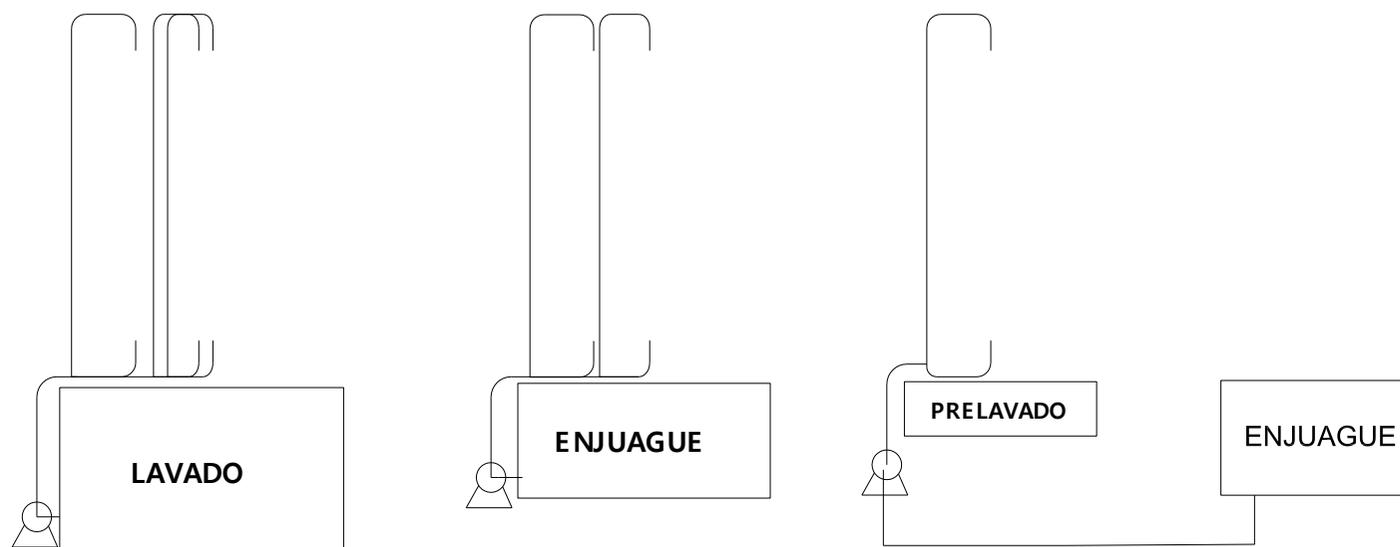


FIGURA 3.14 ESQUEMA DE CISTERNAS

A continuación se muestra una tabla con las pérdidas correspondiente a cada sección, tabla 2. Para los accesorios se determina la relación L/D mediante tablas (8).

TABLA 2
PERDIDAS POR FRICCION

Sección	Perdidas (m)
AB	1.15E-06
CD	1.18E-07
EF	2.64E-08
Codo 90°	6.80E-07

Para determinar el cabezal necesario de cada bomba, utilizamos la ecuación 30 (8). Donde z es la altura que debe alcanzar el fluido. La cual es de 85 cm

$$h_p = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_f \quad (30)$$

$$h_p = 14.082 - 0.32 + 9.025E - 6 + 0.85 + 2.57E - 5 = 14.61m$$

Para el circuito utilizado en el lavado se utilizan 6 rociadores, siendo el consumo de 130.2lts/min. Y Para el circuito de

enjuague donde se utilizan 4 rociadores el consumo es de 86.8lts/min. Para las demás estaciones el consumo es de 43.4lts/min.

Con el cabezal mínimo requerido y el caudal que se necesita se selecciona una bomba que cumpla con estos requerimientos. Se seleccionarán bombas marca GOULDS PUMP, en la tabla se indica la potencia de la bomba, de acuerdo al cabezal y al caudal requerido.

TABLA 3
REQUERIMIENTO DE BOMBAS

Numero de rociadores	Caudal Consumido (lts/min)	Potencia de la bomba (HP)
2	43.4	0.5
4	86.8	0.75
6	130.2	1

Para el sistema con 2 rociadores, se utiliza una bomba tipo CC ENDSUCT C 2BF de 0.5 HP de potencia, para el sistema de 4 rociadores, una bomba CC ENDSUCT C 9BF de 0.75 HP y por ultimo una bomba CC ENDSUCT C 7SH de 1 HP.

Sistema de calefacción

Para la etapa de lavado se necesita que la solución de soda caustica este a una temperatura de 60°C. Para obtener el calentamiento de la solución se utiliza un intercambiador de calor de tubos

Capacidad del intercambiador

El intercambiador debe tener la capacidad de elevar la temperatura de 0.25 m³ de soda caustica que esta a 25°C a 60°C en un tiempo de 30 minutos.

Consideraciones

- Se analizará en las condiciones mas criticas
- La emisividad para el acero inoxidable es $\varepsilon = 0.6$

Para el análisis se utilizarán las siguientes temperaturas:

Temperatura inicial de la solución, $T_i = 25^\circ\text{C}$

Temperatura final de la solución, $T_f = 60^\circ\text{C}$

Temperatura interior de la cisterna, $T_{pi} = 58^\circ\text{C}$

Temperatura exterior de la cisterna, $T_{pe} = 54^{\circ}\text{C}$

Temperatura del ambiente, $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$

La energía necesaria para calentar la soda de la determina con la ecuación 31 (9). Las propiedades son tomados a temperatura promedio del agua, 42.5°C , además de considerar que la solución se comporta similar al agua.

$$Q = mC\Delta T \quad (31)$$

$$Q = (991 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.25\text{m}^3) \times 4180 \frac{\text{J}}{\text{Kg}^{\circ}\text{K}} \times (60 - 25)^{\circ}\text{K} = 36245825 \text{ J}$$

$$Q = \frac{36245825 \text{ J}}{30 \times 60 \text{ seg}} = 20.14 \text{ KW}$$

Pérdidas de calor

- **Calor perdido por convección**

Para determinar las pérdidas por convección en placas verticales, es necesario determinar el coeficiente de convección, ecuación 32 (9)

$$h_c = \frac{NuK}{L} \quad (32)$$

Las propiedades del agua se analizan a la temperatura entre el exterior de cisterna, 54°C y la temperatura ambiente 25°C. Siendo esta $T_f=108.5^\circ\text{F}$, para determinar Nu, se debe conocer el numero de Prandtl, Pr, y el de Grashof, Gr. En este caso son 0.72 y 1.73179E-6, respectivamente. Por medio de tabla (9), se determina que $Nu=17.41$

$$h_c = \frac{17.41 \times 0.15462}{1.3451} = 2 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Para determinar la cantidad de calor perdido, se utiliza la ecuación 33 (9)

$$Q = h_c A \Delta T \quad (33)$$

El área será la suma de la sección 1, 2, 3 y 4, siendo el área total 1.62 m²

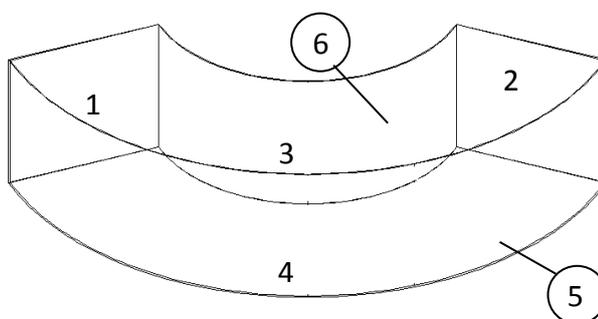


FIGURA 3.15 AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA CISTERNA DE LAVADO

TABLA 4
AREAS DE TRANSFERENCIAS

	SECCIÓN	ÁREA (M²)
1	Lateral izquierda	0.18
2	Lateral derecha	0.18
3	Curvatura posterior	0.42
4	Curvatura frontal	0.84
5	Piso	0.20
6	Superior	0.20

$$Q = 2 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \times \frac{1.62}{0.3048^2} \text{pie}^2 \times 84.2 \text{ } ^\circ\text{F} = 2936.48 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Para las placas horizontales con el lado caliente hacia abajo, se tiene la ecuación 34 (9).

$$h_c = \frac{k}{L} 0.27 (Gr Pr)^{1/4} \quad (34)$$

$$h_c = \frac{0.15462}{1.44} 0.27 (1.73179E - 7 \times 0.72)^{1/4} = 0.964 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$Q = 0.964 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \times \frac{0.20}{0.3048^2} \text{pie}^2 \times 84.2 \text{ } ^\circ\text{F} = 174.66 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Para determinar el caso en que el agua esta en contacto con el ambiente, se tiene la ecuación 35, a una temperatura media de 108.5°F, el valor de GrPr es 1.21E-6 (9)

$$h_c = \frac{k}{L} 0.14 (GrPr)^{1/3} \quad (35)$$

$$h_c = \frac{0.1557}{1.44} \times 0.14 (1.21E-6)^{1/3} = 1.6 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ F}$$

$$Q = 1.6 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ F} \times \frac{0.20}{0.3048^2} \text{pie}^2 \times 84.2 \text{ } ^\circ F = 290 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

- **Pérdidas por radiación**

Para determinar el calor perdido por radiación se debe determinar el coeficiente de radiación, mediante la ecuación 36 (9).

$$h_r = \frac{0.1714 \varepsilon \left[\left(\frac{T_{pe}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{amb}}{100} \right)^4 \right]}{T_{pe} - T_{amb}} \quad (36)$$

$$h_r = \frac{0.1714 \times 0.6 \times \left[\left(\frac{588.84 \text{ } ^\circ R}{100} \right)^4 - \left(\frac{536.61 \text{ } ^\circ R}{100} \right)^4 \right]}{588.84 \text{ } ^\circ R - 536.67 \text{ } ^\circ R} = 0.734 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ F}$$

Para determinar el calor perdido por radiación, se debe determinar el área de transferencia, siendo esta 1.66m^2

$$Q = 0.734 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \times \frac{1.66}{0.3048^2} \text{pie}^2 \times 84.2 \text{ } ^\circ\text{F} = 1104.3 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Sumando todas las pérdidas de radiación y convección, se tiene que las pérdidas son 4505.44 BTU/h (1.32 KW). Por lo tanto el calor necesario será 21.46 KW (73224.52 BTU/h).

Dimensión del intercambiador

Para determinar el área de transferencia que se necesita para calentar la solución de soda caustica, se utiliza la ecuación 37 (9). Donde ΔT_a , es la diferencia entre la temperatura de entrada del intercambiador, 80°C , y la temperatura de inicial de la solución, 25°C . Y ΔT_b , es la diferencia entre la temperatura de salida del intercambiador, 65°C y la temperatura final de la solución 60°C .

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (37)$$

$$\overline{\Delta T} = \frac{131^{\circ}F - 41^{\circ}F}{\ln\left(\frac{131^{\circ}F}{41^{\circ}F}\right)} = 77.47^{\circ}F$$

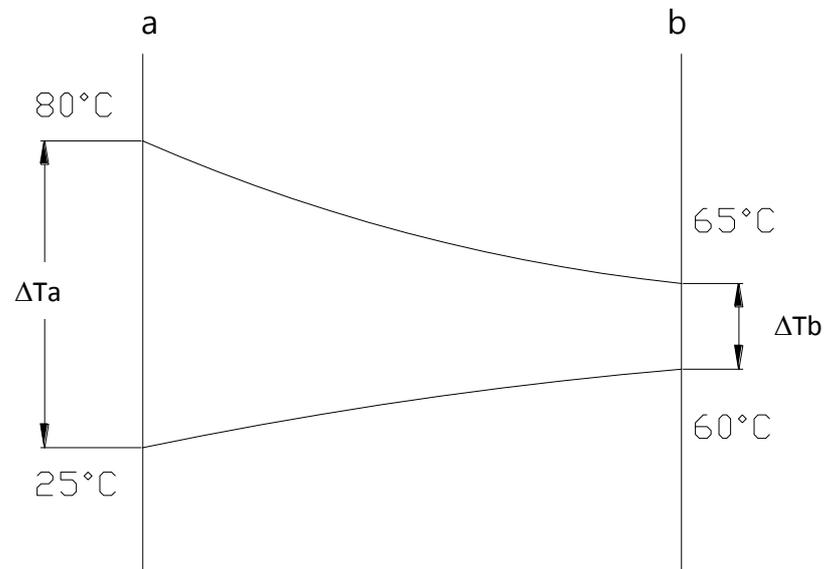


FIGURA 3.16 DISTRIBUCION DE TEMPERATURA

Para este tipo de intercambiadores el valor de la conductancia esta entre 150 y $275 \frac{BTU}{h^{\circ}F}$. Considerando el de menor valor de conductancia y utilizando la ecuación 38 (9), se determina el área de transferencia.

$$Q = UA\Delta T \tag{38}$$

$$A = \frac{Q}{U\Delta T} = \frac{73224.52}{150 \times 77.47} = 6.301 \text{ pie}^2 = 0.5853 \text{ m}^2$$

Utilizando tubos de 12.7mm (1/2") de diámetro y una longitud de 600mm (1.96 pies). Se determina el número de tubos necesarios, N, mediante la ecuación 39. Debido a que el número de tubos no puede ser una fracción se aproxima al inmediato superior, siendo este una cantidad de 25 tubos

$$A = \pi L D N \quad (39)$$

$$N = \frac{A}{\pi L D} = \frac{0.5853}{\pi \times 0.6 \times 0.0127} = 24.45 \text{ tubos}$$

3.5 Sistema motriz

Para el análisis del sistema motriz de la máquina primero es necesario determinar la potencia mínima requerida para la rotación del sistema de lavado. Sabiendo que el tiempo obtenido en la ecuación 1, fue de 3.75 segundos para realizar un desplazamiento de 45° ($\pi/4$), se tiene una velocidad angular

$$\omega = 0.20944 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

De los cálculos previamente realizados para el diseño del eje, se sabe que la energía cinética rotacional necesaria la mover la estructura es de 0.48 J, considerando que se desea mover dicha estructura a una velocidad angular de 0.20944 rad/seg. El valor de la potencia se obtiene con la ecuación 40 (1).

$$Pot = T\omega \quad (40)$$

$$Pot = 0.48 \times 0.20944 = 0.1 \text{ W}$$

Alternativas de rotación

El sistema mas importante de la lavadora es el sistema motriz que genera la rotación, el cual debe generar un movimiento alternativo de 45° cada 3.75 segundos, Para generar el movimiento alternativo se utilizará el mecanismo de rueda de ginebra, figura 3.17. Este mecanismo esta controlado por la cruz de ginebra la cual rotara cada 26.25 segundo, cuando la rueda haya girado un ángulo de 315 °. Esta rueda es la que deberá estar acoplada a un sistema motriz, para esto existen varias alternativas.

- a) Sistema de rotación con piñón y cadena
- b) Sistema de rotación neumático
- c) Sistema con motorreductor

Dimensiones del mecanismo de de ginebra

El radio de la manivela, R , es determinado mediante la ecuación 41. Donde la distancia entre centros será de 75 mm.

$$R = l \operatorname{sen} \frac{\pi}{k} \quad (41)$$

$$R = 75 \operatorname{sen} \left(\frac{180}{8} \right) = 28.7 \text{ mm}$$

Los espesores para la rueda y la cruz serán de 10mm, el material de la rueda será de bronce SAE 64 y el de la cruz un acero ASSAB 705.

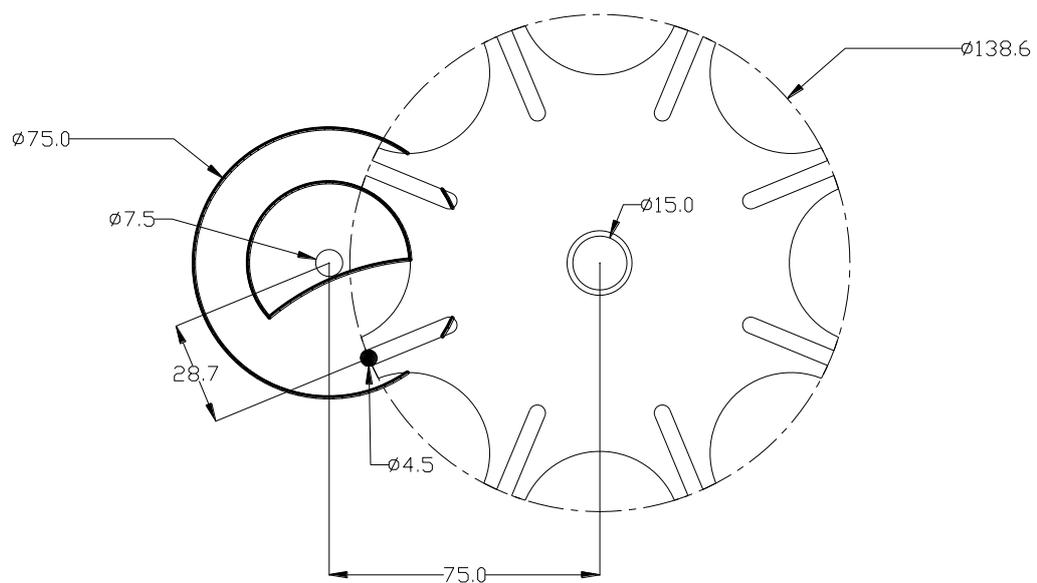


FIGURA. 3.17 MECANISMO DE GINEBRA

A continuación analizaremos algunas características de estos sistemas:

a) Sistema de rotación con piñón y cadena

- Costo de todo el sistema relativamente bajo
- Puede ser útil para trabajar a bajas velocidades
- El sistema de piñones y engranes permite reducir la velocidad del impulsor hasta la velocidad requerida para el trabajo
- Gran cantidad de elementos mecánicos, aumentando los trabajos de mantenimiento

b) Sistema de rotación neumático

- Alto costo, debido a la instalación de un compresor de aire, válvulas y tuberías
- Incremento de costos de mantenimiento de equipos
- Se puede utilizar para mecanismos con baja velocidad de rotación

- Usualmente se utiliza un mecanismo intermitente, el cual necesita de continuos chequeos debido a que tiende a descalibrarse con facilidad.

c) Sistema con motorreductor

- Costo relativamente bajo, se reducen el numero de elementos mecánicos, reduciendo los costos de mantenimiento
- Es un sistema compacto, ideal para espacios reducidos
- Se lo puede adquirir en el mercado local, además de recibir servicios de mantenimiento y repuestos
- Se eliminan los sistemas reductores de velocidades, los motorreductores entregan directamente la velocidad necesaria

Selección del sistema de rotación

A: Sistema Piñón-cadena

B: Sistema Neumático

C: Motorreductor

Para la selección del sistema de rotación, se realizó una matriz de decisiones, tabla 5, donde se determinó que debido a costos, facilidad de montaje, trabajos de mantenimiento y precisión. La mejor opción es un sistema de rotación con motorreductor.

TABLA 5
MATRIZ DE DECISION

MATRIZ DE DECISION								
BENEFICIOS		PESO	A		B		C	
1	Costo	9	4	36	2	18	3	27
2	Montaje	7	3	21	4	28	4	28
3	Mantenimiento	8	3	24	3	24	4	32
4	Precisión	10	4	40	3	30	4	40
				121			100	127

4: MUY BUENO 3: BUENO 2: REGULAR 1: MALO

Debido a que en el mercado local es difícil obtener un motorreductor con una salida de 2 RPM, se encontró localmente un motorreductor marca SITI con una salida de 20 RPM y una potencia de 3/4HP. Por lo que para obtener los 2 RPM de salida es necesario la utilización de un sistema de engranaje u otro método de reducción como poleas y bandas.

Diseño del sistema de engranaje

La relación de velocidad que debe tener el sistema de engranaje es de 1:10. Ecuación 42 (1). Debido a la poca disponibilidad de espacio no se puede realizar la reducción mediante dos engranes únicamente, debido al diámetro de cada engrane. Por lo que es necesario utilizar un sistema con tren de engranaje, en donde los engranes utilizados serán de menor diámetro, además de poder ubicar de mejor manera el motorreductor. Para el tren de engranes solo se necesitan dos etapas. Figura 3.18.

$$m_v = \frac{r_{sal}}{r_{ent}} = \frac{\text{Producto de número de dientes impulsores}}{\text{Producto de número de dientes impulsados}} \quad (42)$$

$$m_v = \frac{2rpm}{20rpm} = \frac{1}{10}$$

El tipo de engranaje a utilizar es de dientes rectos. Como se debe obtener una relación 1:10, el producto del número de dientes de engranajes impulsados debe ser 10 veces mayor que el producto de los dientes impulsores.

Finalmente, se escoge trabajar con dos engranes con un número de 12 dientes, uno de 36 dientes y uno de 40 dientes. Estos engranajes serán modulo 2.

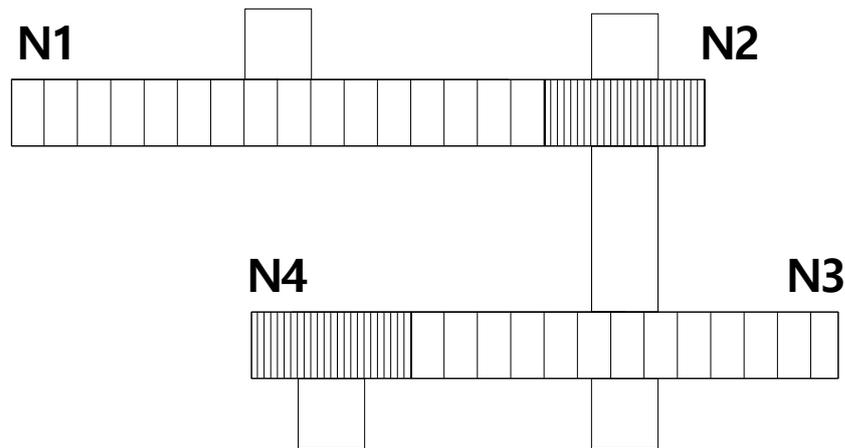


FIGURA 3.18 ESQUEMA DE SISTEMA DE ENGRANAJE

Los engranes impulsadores serán N4 Y N2, con un número de 12 dientes. Los engranes N1 y N3 serán los impulsados con un número de 40 dientes y 32 dientes, respectivamente.

$$m_v = \frac{N2 \times N4}{N1 \times N3} = \frac{12 \times 12}{40 \times 36} = \frac{144}{1440}$$

Diseño de engranajes

Para el diseño de engranajes se necesita analizar los esfuerzos a flexión y los esfuerzos superficiales.

Para determinar estos esfuerzos es necesario determinar la fuerza que actúa sobre los dientes del engranaje, la fuerza W es la única presente, y esta se descompone en W_t que es la componente tangencial y W_r que es la fuerza radial. Figura 3.19.

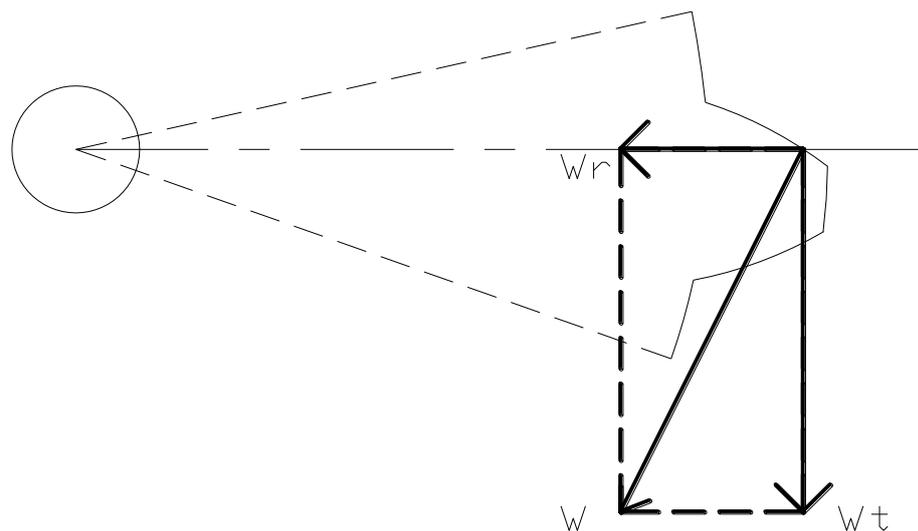


FIGURA 3.19 FUERZAS EN EL ENGRANE

Para determinar la fuerza W_t , se utiliza la ecuación 43 (4), donde T_p es el torque del piñón y d_p su diámetro. Para determinar T_p , se utiliza la ecuación 44 (4), donde P es la potencia requerida y ω_p la velocidad angular del piñón.

$$W_t = \frac{T_p}{d_p / 2} \quad (43)$$

$$T_p = \frac{P}{\omega_p} \quad (44)$$

La potencia requerida que fue calculada previamente fue de 0.1W

$$T_p = \frac{0.1W}{2rpm \times \frac{2\pi}{60seg}} = 0.48N.m$$

$$W_t = \frac{0.48N}{0.024/2} = 40N$$

El esfuerzo de flexión se determina mediante la ecuación 45 (5), para esto se deben determinar varios factores de corrección, los cuales son determinados por tablas (5).

$$\sigma_{bp} = \frac{W_t P_d}{F J_p} \frac{K_a K_m K_s K_B K_I}{K_v} \quad (45a)$$

$$\sigma_{bg} = \frac{W_t P_d}{F J_g} \frac{K_a K_m K_s K_B K_I}{K_v} \quad (45b)$$

- **Factor geométrico de resistencia a flexión, J**

Para un número de 12 dientes en el piñón y 36 dientes en el engrane, se tiene que los valores de J_p y J_g son 0.32 para ambos casos.

- **Factor dinámico, K_v**

Para velocidades bajas se considera un $K_v = 0.95$

- **Factor de distribución de carga, K_m**

Debido a que el ancho de cara recomendado es de $12/P_d$, se tiene que el ancho de cara es de 24mm, por lo tanto $K_m = 1.6$

- **Factor de aplicación, K_a**

Por ser máquinas uniformes sin impactos, $K_a = 1$

- **Factor de espesor de aro, K_B**

Por ser engranes de discos sólidos, $K_B = 1$

- **Factor de tamaño, K_s**

Depende del diseñador, en este caso se considera un $K_s = 1$

- **Factor de engrane intermedio, K_I**

Ya que no son engranes intermedios, $K_I = 1$

Finalmente se tiene que los valores de los esfuerzos por flexión tanto en el piñón como en el engrane son de 4.38MPa.

$$\sigma_{bp} = \frac{40N}{0.024m \times 0.002m \times 0.32} \frac{1 \times 1.6 \times 1 \times 1 \times 1}{0.95} = 4.38MPa$$

$$\sigma_{bg} = \frac{40N}{0.024m \times 0.002m \times 0.32} \frac{1 \times 1.6 \times 1 \times 1 \times 1}{0.95} = 4.38MPa$$

Para determinar los esfuerzos superficiales, se utiliza la ecuación 46 (5). Al igual que en los esfuerzos por flexión también existen factores de corrección, los cuales tienen los mismo valores.

$$\sigma_{cp} = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F l d_p} \frac{C_d C_m}{C_v} C_s C_f} \quad (46a)$$

$$\sigma_{cp} = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d_p} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f} \quad (46b)$$

El factor de geometría superficial, I, se determina mediante la ecuación 47 (5). Y los valores de los radios de curvatura ρ_p y ρ_g , mediante la ecuación 48(5). El valor de C_p depende de los materiales de los engranes, en este caso serán de hierro fundido, siendo el valor C_p , de $163\text{KPa}^{0.5}$

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g} \right) d_p} \quad (47)$$

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1+x_p}{p_d} \right)^2 - (r_p \cos \phi)^2} - \frac{\pi}{p_d} \cos \phi \quad (48)$$

$$\rho_g = C \sin \phi - \rho_p$$

Reemplazando los valores, se tiene que el factor de geometría superficial, I es 0.11

$$\rho_p = \sqrt{(12 + (2)(1 + 0.25))^2 - (12 \cos 25)^2} - 2\pi \cos 25 = 3.89\text{mm}$$

$$\rho_g = (12 + 36)\text{sen}25 - 3.89 = 16.39\text{mm}$$

$$I = \frac{\cos 25}{\left(\frac{1}{3.89} + \frac{1}{16.39}\right) \times 24} = 0.11$$

Los valores de los esfuerzos superficiales, son de 168.07 MPa y 97.03 MPa para el piñón y el engrane, respectivamente.

$$\sigma_{cp} = 163 \sqrt{\frac{40}{0.024 \times 0.11 \times 0.024} \frac{1 \times 1.6 \times 1 \times 1}{0.95}} = 168.07 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{cg} = 163 \sqrt{\frac{40}{0.024 \times 0.11 \times 0.072} \frac{1 \times 1.6 \times 1 \times 1}{0.95}} = 97.03 \text{ MPa}$$

Resistencia para materiales de engrane

Para determinar la resistencia a la flexión del material, se utiliza la ecuación 49 (5). Donde los factores de vida, temperatura y confiabilidad son determinados por tablas (5). Siendo estos, 1.04 para el factor de vida, K_L ; el factor de temperatura $K_T = 1$ y para una confiabilidad del 99% el factor $K_R = 1$.

Para el hierro fundido clase 20 la resistencia a la flexión es de 35MPa, siendo su valor corregido de 36.4 MPa

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb} \quad (49)$$

$$S_{fb} = \frac{1.04}{1 \times 1} 35MPa = 36.4MPa$$

Para determinar la resistencia a la fatiga superficial, se utiliza la ecuación 49 (5). Donde los factores de vida, temperatura, confiabilidad y dureza son determinados por tablas (5). Siendo estos, 1.032 para el factor de vida C_L ; el factor de temperatura $C_T=1$, el factor de dureza $C_H=1$; para una confiabilidad del 99% el factor $C_R = 1$

Para el hierro fundido clase 20, el valor de la resistencia a la fatiga superficial es de 340MPa, siendo su valor corregido de 350.88 MPa

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}$$

$$S_{fc} = \frac{1 \times 1.032}{1 \times 1} 340MPa = 350.88MPa$$

Finalmente, se tiene que el factor de seguridad del piñón y del engrane para fatiga a flexión, es de 8.3. Mientras que para

fatiga superficial los factores de seguridad son 4.3 para el piñón y 13 para el engrane.

$$N = \frac{S_{fb}}{\sigma_{bp}} = \frac{36.4MPa}{4.38MPa} = 8.3$$

$$N = \frac{S_{fb}}{\sigma_{bg}} = \frac{36.4MPa}{4.38MPa} = 8.3$$

$$N = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_{cp}} \right)^2 = \left(\frac{350.88MPa}{168.07MPa} \right)^2 = 4.3$$

$$N = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_{cg}} \right)^2 = \left(\frac{350.88MPa}{97.03MPa} \right)^2 = 13$$

3.6 Sistema de transporte

Para el sistema de transporte de los bidones se recomienda utilizar dos transportadores de rodillo o de patín por gravedad, para los bidones sucios, y para los bidones recién lavados.

Transportador de rodillos por gravedad

El transportador de rodillos, utiliza rodillos de PVC para facilitar el movimiento y traslado diversos objetos, siempre y cuando cumplan con la condición de tener una superficie regular. Los transportadores de tornillo por gravedad, no utilizan ningún tipo

de mecanismo para generar su movimiento, únicamente la fuerza de gravedad.

Para seleccionar el transportador de rodillos, se debe considerar las dimensiones y peso de la carga, en este caso la carga son los bidones. Cuyo diámetro es de 0.28m y un peso de 0.75kg.

Para el diseño de los transportadores de rodillo se recomienda que el objeto a transportar este en contacto con al menos 3 rodillos si superficie es plana, y 4 rodillos si la superficie es irregular. Por lo que en este caso en donde la superficie de los bidones no son completamente planas, debe haber por lo menos 4 rodillos en contacto.

Sabiendo que el bidón tiene un diámetro aproximado de 28 cm, se selecciona rodillos de 38mm de diámetro, los cuales se colocan a 55 mm entre si. Figura 3.20.

Los transportadores tendrán un ángulo de inclinación de 5.71° . La altura del extremo inicial de los transportadores será de 1.2m, y el extremo final estará a 0.8m de altura, donde se

acumularan los bidones. La distancia entre la entrada y la salida será de 400 cm.

La ubicación de los transportadores dependerá mucho de la disponibilidad de espacio de la empresa. Una forma de ubicación en donde se aprovecha al máximo el espacio es ubicar los transportadores paralelamente, de tal manera que los bidones se trasladen en direcciones opuestas. Figura 3.21

Para los rodillos se utilizarán tubos de PVC de 38mm de diámetro y 400 mm de largo. Como eje de rotación se utilizará una varilla de 10mm, con rosca en los extremos donde serán colocadas 2 tuercas y anillos, para realizar el apriete sobre la mesa inclinada. En los extremos de los tubos de PVC se colocará una canastilla plástica donde se colocarán los rodamientos, que permitirán el movimiento del rodillo sobre el eje. Figura 3.22. Por cada mesa se necesitarán 50 rodillos.

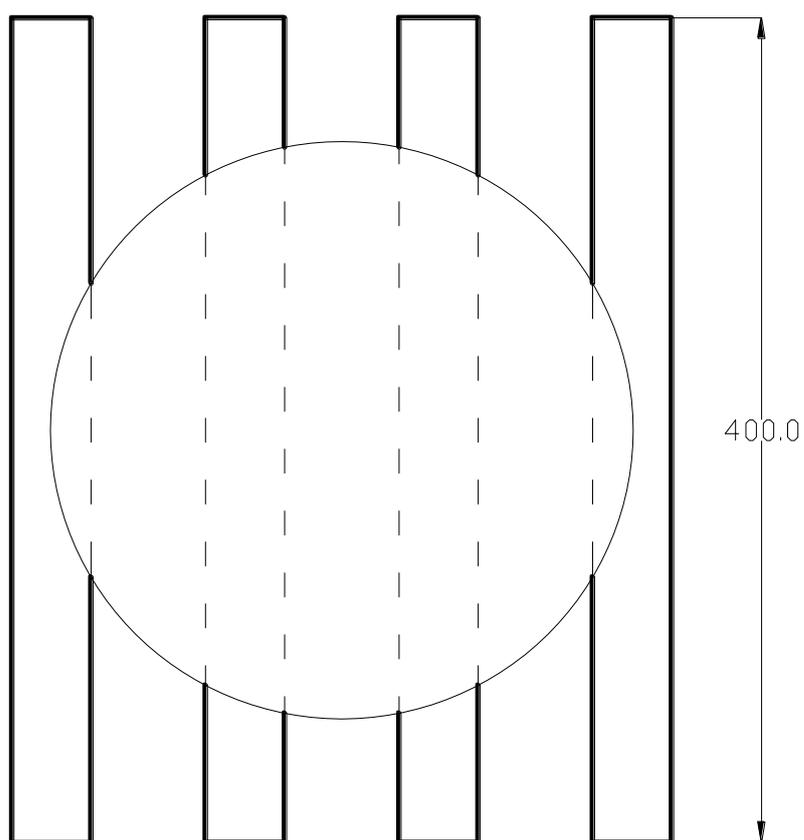
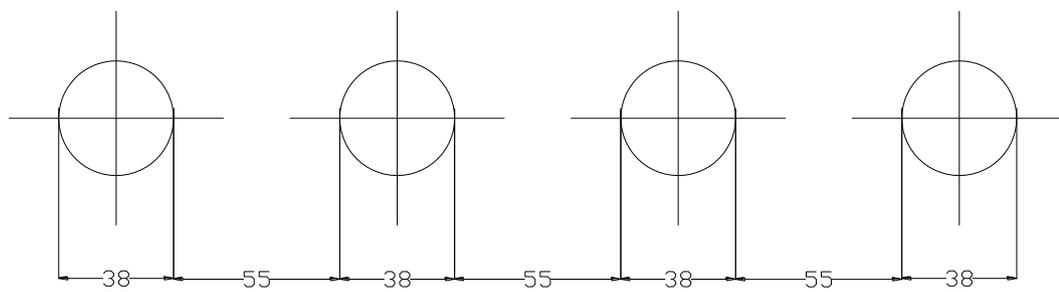


FIGURA 3.20 ESQUEMA DE RODILLOS

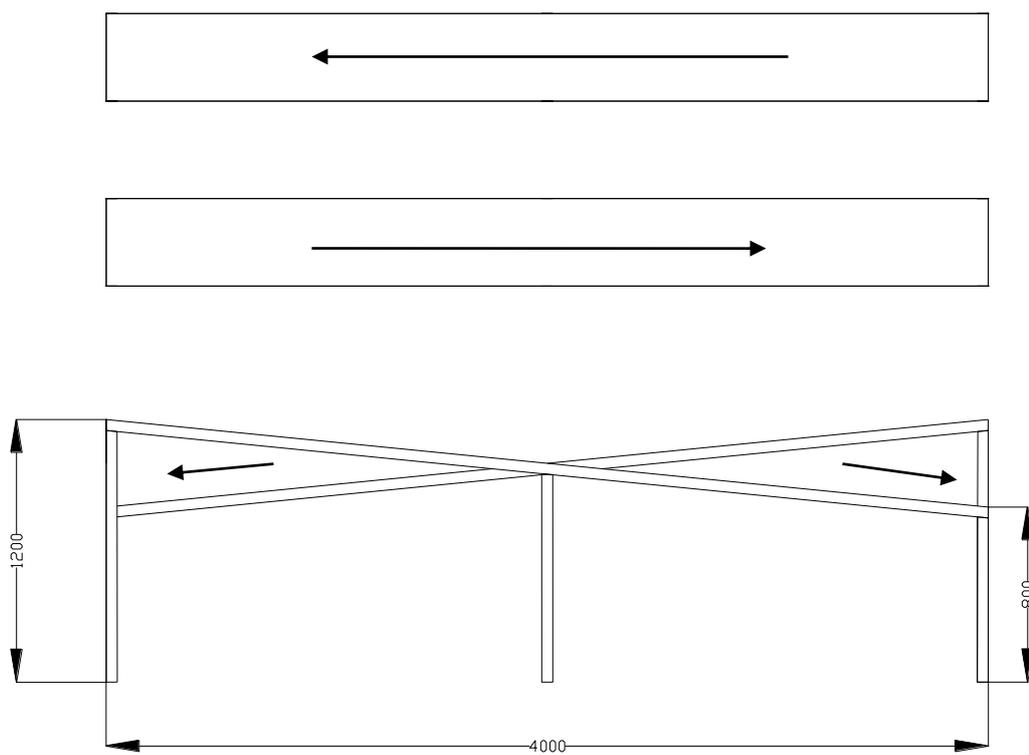


FIGURA 3.21 ESQUEMA DE UBICACIÓN DE LOS TRANSPORTADORES

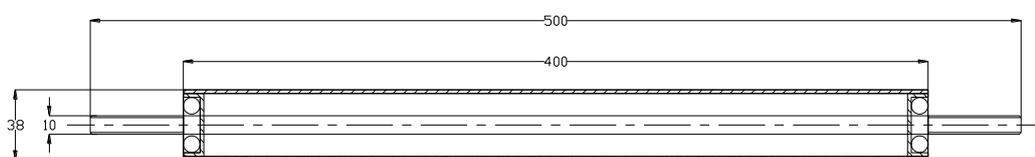
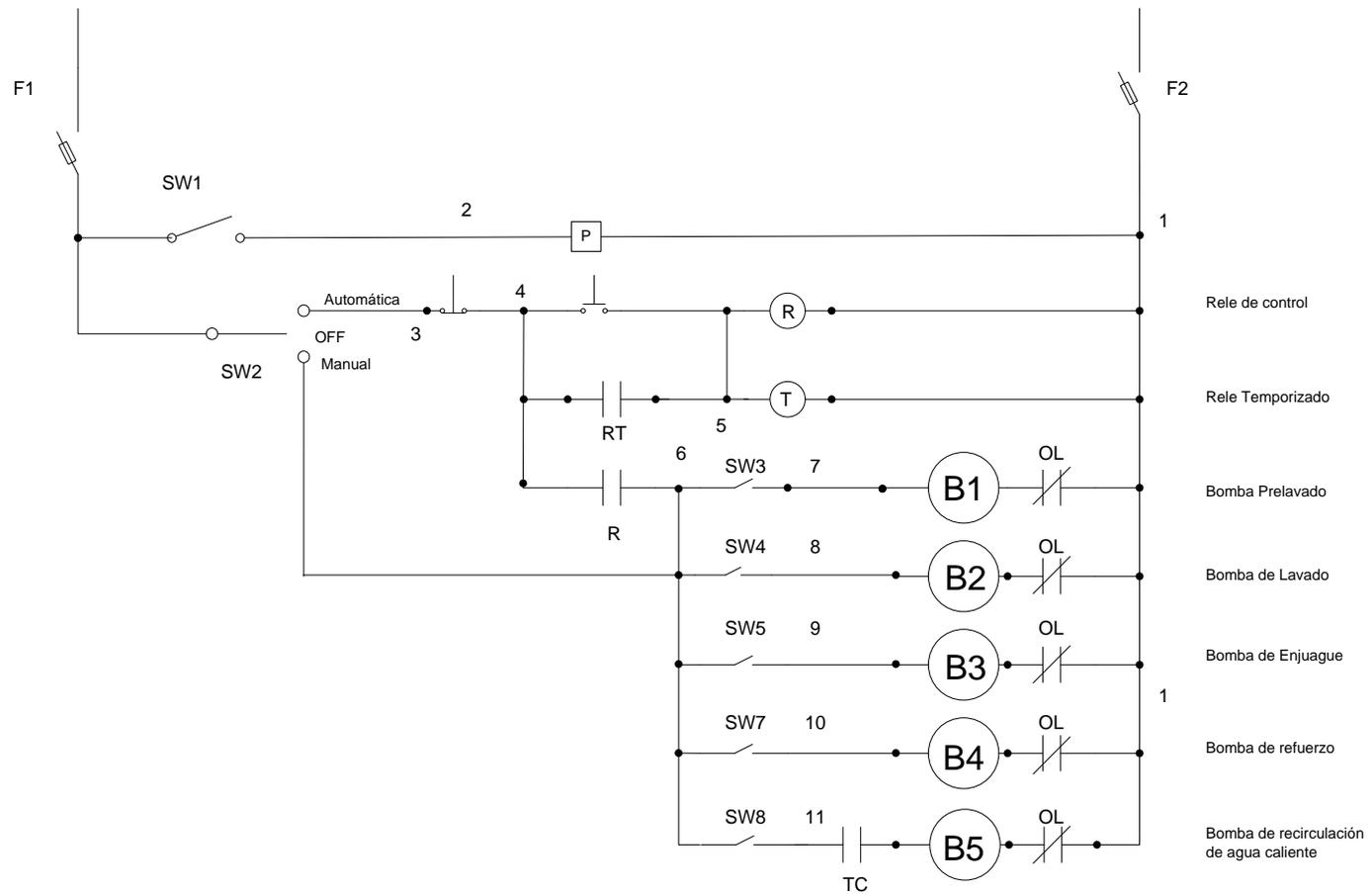


FIGURA 3.19 ESQUEMA DE RODILLO

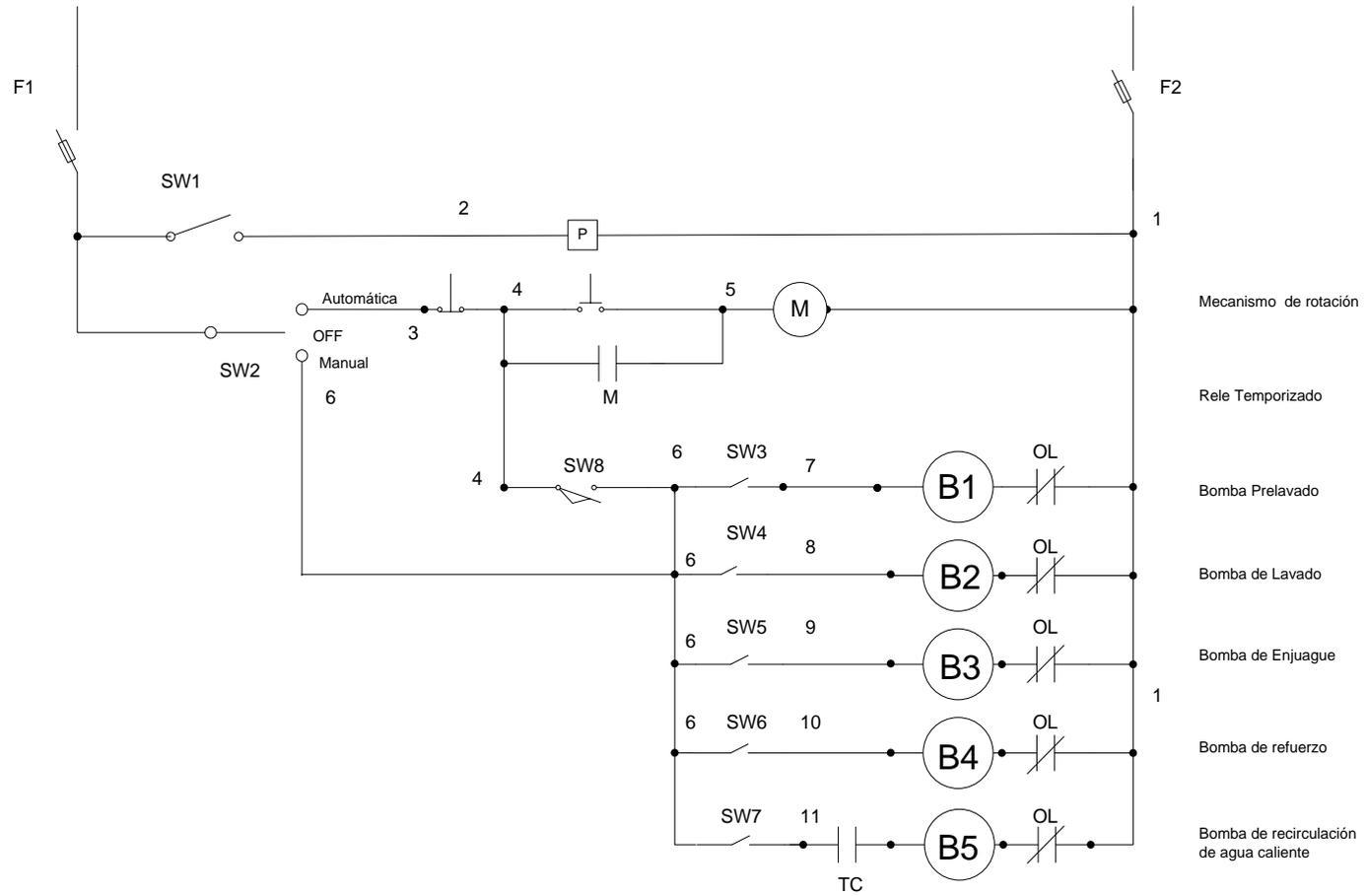
3.7 Sistema de control

A continuación se muestra el diagrama del circuito de control que tiene actualmente la máquina, plano 1, en donde el accionamiento de las bombas es controlado por un rele temporizado, el cual se ajusta de acuerdo al tiempo que se desee tener accionado las bombas. Además en este circuito el operador esta encargado de accionar estas bombas mediante una botonera.

En el sistema de control propuesto, plano 2, se cambio el modo de accionamiento de las bombas, en donde a diferencia del anterior que era accionado por un temporizador, ahora se utilizará el movimiento del eje, el cual mediante una leva la cual tendrá 8 muescas, activará cada cierto tiempo un interruptor con retorno. De manera que en el momento en que los bidones rotan, este desactiva las bombas. Para esto es necesario acoplar una leva al eje que proporciona el movimiento rotatorio de la estructura. Figura 3.23.



PLANO 1. SISTEMA DE CONTROL ACTUAL



PLANO 2. SISTEMA DE CONTROL AUTOMATICO

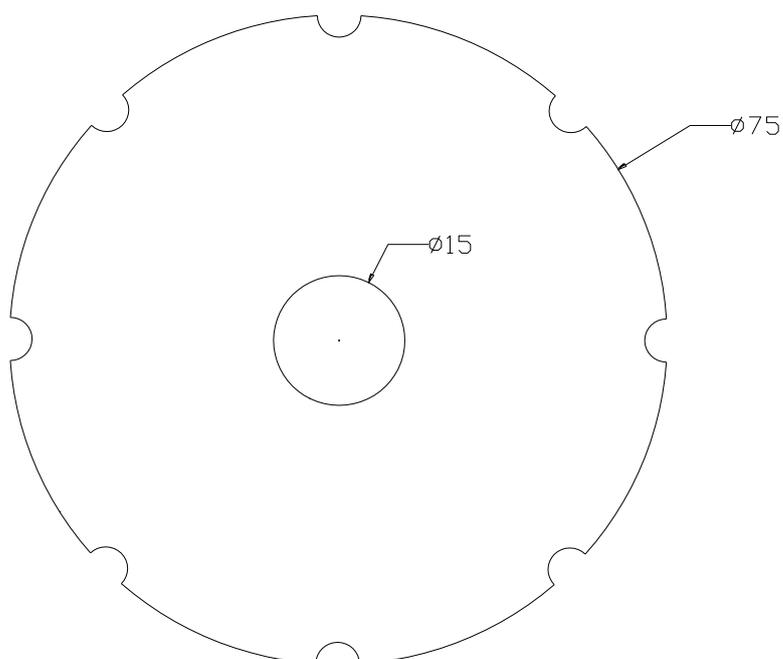


FIGURA 3.23 DIAGRAMA DE LEVA PARA CONTROL AUTOMATICO

En el circuito mostrado se tiene un pirómetro, P, que es el encargado de detectar la caída de temperatura del agua y a su vez controlar el encendido de la bomba de recirculación de agua caliente. El circuito puede ser operado manual en caso de que se requiera algún tipo de mantenimiento en las bombas, B1, B2, B3, B4 o B5. El mecanismo de encendido mediante leva es representado por M, el cual acciona el interruptor SW8 encendiendo todas las bombas.

CAPITULO 4

4. EJECUCION DE MODIFICACION

En este capitulo se detallarán las tareas que deben realizarse para la modificación de la máquina. Con un cronograma de actividades y un plan de trabajo.

4.1 Cronograma

En la siguiente tabla se muestra un diagrama de Gantt, el cual indica un esquema del cronograma de tareas que se deben realizar para la construcción de la lavadora. Al final se tiene que la construcción dura un total de 22 días.

4.2 Plan de trabajo

A continuación se describe en que consiste cada una de las tareas para la construcción de la lavadora.

NUMERO DE OPERADORES	MAQUINA	OPERACION	DESCRIPCIÓN
2	<ul style="list-style-type: none"> - Roladora - Cortadora - Dobladora - Amoladora 	Preparación de materiales	Preparación de planchas y de tubos
2	Soldadora	Construcción de cisternas	Soldado de planchas y patas de soporte
2	Soldadora	Construcción de intercambiador	Soldado de tubos y soporte del intercambiador
2	Soldadora	Construcción de bancada	Soldado de tubos cuadrados y planchas
1	<ul style="list-style-type: none"> - Torno - Taladro 	Construcción de eje	Fabricación de bocines
1	<ul style="list-style-type: none"> - Torno - Fresadora - Taladro 	Construcción de sistema motriz	<ul style="list-style-type: none"> - Fabricación de cruz de malta, rueda de ginebra - Fresado de engranes
2	Soldadora	Construcción de estructura	Soldar platinas y acoplar eje rotatorio
2	Remachadora	Construcción de cubiertas	Remachado y empernado de planchas galvanizadas
2	Soldadora	Construcción de sistema hidráulico	Soldado de tuberías
2	<ul style="list-style-type: none"> - Dobladora - Soldadora - Taladro - Torno 	Construcción de transportadores de rodillos	<ul style="list-style-type: none"> - Fabricación de rodillos - Construcción de estructura de transportadores
2		Instalación de sistema motriz	Instalación de motorreductor y sistema de engranaje
2		Instalación de sistema hidráulico	Instalación de tuberías, intercambiador y bombas
2		Instalación eléctrica	Instalación de tablero de control
2		Prueba de máquina	Calibración y prueba de la máquina

CAPITULO 5

5. ANALISIS DE COSTOS

En este capitulo se detallarán los costos de materiales, equipos y mano de obra que serán necesarios en el diseño de la máquina lavadora.

5.1 Costo de material

CANTIDAD	UNIDAD	DESCRIPCION	COSTO
30	kg	eje de acero SAE 1018 ϕ 15mm	\$55.50
12	kg	acero ASSAB 705	\$22.86
1.4	kg	bronce SAE 64	\$11.32
3	unidad	plancha de acero inoxidable 304L (1220x2440x2mm)	\$969.00
1	unidad	plancha de acero A36 (1500x6000x5mm)	\$350.00
4	unidad	plancha de acero galvanizado ASTM A 653 CS (1220x2440x2mm)	\$265.60
8	m	platinas de acero inoxidable AISI 304 (19x4mm)	\$153.12
12	m	platinas de acero inoxidable AISI 304 (38x4mm)	\$293.64
5	m	tubo cuadrado de 2" de acero inoxidable AISI 304	\$320.00
7	m	tubos de acero inoxidable 1/2"	\$171.99

4	m	tubos de acero inoxidable 1"	\$212.00
6	m	tubos de acero inoxidable 5/8"	\$213.30
1	m	tubo de acero 3/4" cedula 40	\$4.65
1	m	tubo de acero 1 1/4" cedula 40	\$6.22
6	m	tubo estructural cuadrado 25x25x2mm	\$52.20
42	m	tubo estructural rectangular 40x60x2mm	\$644.28
21	m	tubo de PVC 1"1/2	\$28.91
2	unidad	brida de 4" 1/4	\$23.00
3	unidad	brida de 4" 5/8	\$37.95
36	unidad	pernos de acero inoxidable M8x1.25	\$5.76
28	unidad	pernos de acero inoxidable M10x1.25	\$12.88
20	unidad	pernos de acero inoxidable 1/2-13 UNC	\$12.00
36	unidad	tuerca de acero inoxidable M8	\$4.32
28	unidad	tuerca de acero inoxidable M10	\$4.20
20	unidad	tuerca de acero inoxidable 1/2-13 UNC	\$4.00
64	unidad	arandelas planas de acero inoxidable	\$7.68
SUBTOTAL			\$3,886.38

5.2 Costo de equipos

CANTIDAD	DESCRIPCION	COSTO
1	MOTORREDUCTOR SITI 20 RPM 3/4 HP	\$788.50
1	BOMBA GOULDS 1/2 HP	\$483.00
1	BOMBA GOULDS 3/4 HP	\$607.90
1	BOMBA GOULDS 2 HP	\$748.00
200	Rodamiento de bolas NTN 6700	\$490.00
2	Rodamiento axial NTN 51102	\$12.12
14	Rociadores de agua	\$77.00
SUBTOTAL		\$ 3,206.52

5.3 Costo de mano de obra

PARTE	CANTIDAD	TRABAJO REALIZADO	COSTO
Árbol	1	Corte, refrentado, desbastado, soldadura	\$45.00
Bancada	1	Corte, esmerilado, taladrado, soldadura	\$65.00
Estructura de soporte	1	Corte, esmerilado, taladrado y soldadura	\$700.00
Estaciones	1	Corte, doblado y remachado de planchas	\$90.00
Cubierta	1	Corte, rolado y remachado de planchas	\$85.00
Bocines	2	Desbastado, refrentado y taladrado	\$70.00
Engranajes	4	Desbastado, refrentado, taladrado y fresado	\$210.00
Leva y cruz de ginebra	1	Corte, refrentado, taladrado y fresado	\$140.00
Intercambiador	1	Corte, refrentado, esmerilado y soldadura	\$350.00
Cisternas	8	Corte, rolado, esmerilado y soldadura	\$850.00
Sistema de tubería	7	Corte, esmerilado y soldadura	\$210.00
Tendido de tuberías	3	Instalación de tuberías y bombas	\$120.00
Sistema de giro	1	Montaje de motorreductor y juego de engranajes	\$80.00
Transportador	2	Corte, torneado, taladrado	\$320.00
Sistema eléctrico	1	Tablero e instalación	\$2000.00
		SUBTOTAL	\$ 5,335.00

El costo total de material, equipos y mano de obra fue de \$12,427.90.

A este costo se debe agregar \$1,400 por dirección técnica. Siendo el costo total del proyecto de \$13,827.9. Obteniendo un ahorro considerable, comparando este valor con los de \$20,000 que cuesta una máquina importada de similares características.

CAPITULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

1. Este tipo de trabajo es posible realizarlo en el país, sin recurrir a tecnología extranjera, por cuanto en el país existe mano de obra calificada y no calificada.
2. Realizando la construcción localmente se evita fuga de divisas.
3. El precio de una máquina fabricada localmente es menor que su importación.
4. Los tiempos de construcción pueden llegar a ser los mismos que el de transporte de equipos de importación.

5. La garantía de la máquina es más viable, ya que el fabricante al igual que los proveedores se encuentran en el país. Y sus partes constitutivas existen en el comercio.
6. Los costos y tiempo de mantenimiento se reducen, ya que todos los elementos y técnicos de la máquina se los consigue en muy corto tiempo.

Recomendaciones

1. Se recomienda utilizar un motorreductor de 2 rpm de salida, evitando la utilización de sistema de engranaje.
2. Automatizar totalmente la máquina, instalando un sistema de ingreso y salida automático de los bidones.

APÉNDICES

APÉNDICE A

DIMENSIONES DE TUBOS CEDULA 40 (10)

TUBERIA PARA VAPOR TUBERIA SIN COSTURA Y ACCESORIOS CEDULA 40

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A 53 GR B para conducción de fluidos
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6,00 m.
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta

Resistencia Mecánica

Resistencia a la tracción	60000 psi (42,2 Kg F/mm ²)
Límite de elasticidad	35000 psi (24,6 Kg F/mm ²)
Alargamiento	0.5%



NOMINAL	DIAMETRO		ESPESOR e	PRESION/PRUEBA	PESO		
	EXTERIOR						
	mm	pulg	mm	pulg	kg/cm ²	lb/pulg ²	kg/mt
1/4"	13.70	0.54	2.24	0.08	49	700	0.63
3/8"	17.10	0.37	2.81	0.09	49	700	0.85
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700	1.27
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700	1.68
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700	2.50
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300	3.38
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300	4.05
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	176	2500	5.44
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	176	2500	8.62
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	176	2500	11.29
4"	114.30	4.50	6.02	0.23	155	2210	16.07
5"	141.30	5.56	6.55	0.25	137	1950	21.78
6"	168.30	6.62	7.11	0.28	125	1780	28.26
8"	219.10	8.62	8.18	0.32	110	1570	42.53
10"	273.00	10.75	9.27	0.36	101	1430	60.29
12"	323.80	12.75	10.31	0.40	94	1340	79.65

APÉNDICE B

DIMENSIONES DE TUBOS CUADRADOS (10)

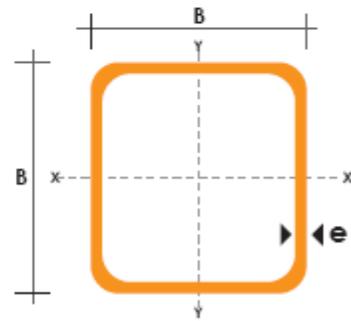
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20mm a 100mm
Espesor	Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,89	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84



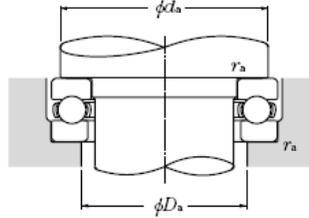
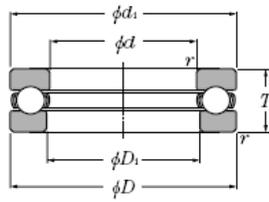
APÉNDICE C

ESPEJOR DE PARED DE BUJES DE BRONCE (7)

Diámetro del muñón, pulg	< ¼	¼ - ½	½ - 1	1 - 1 ½	1 ½ - 2 ½	2 ½ - 4	4 - 5 ½
Buje solido, normal	1/16	3/32	1/8	3/16	1/4	3/8	1/2
Buje partido, normal	3/32	1/8	5/32	7/32	5/16	15/32	5/8
Buje solido, delgado	1/16	3/32	3/32	1/8	3/16	1/4	3/8
Buje partido, delgado	1/16	3/32	1/8	3/16	1/4	3/8	1/2

APÉNDICE D

RODAMIENTO AXIAL (6)



Carga axial equivalente del rodamiento dinámica
 $F_a = F_a$
estática
 $P_{0a} = F_a$

d 10 ~ 50mm

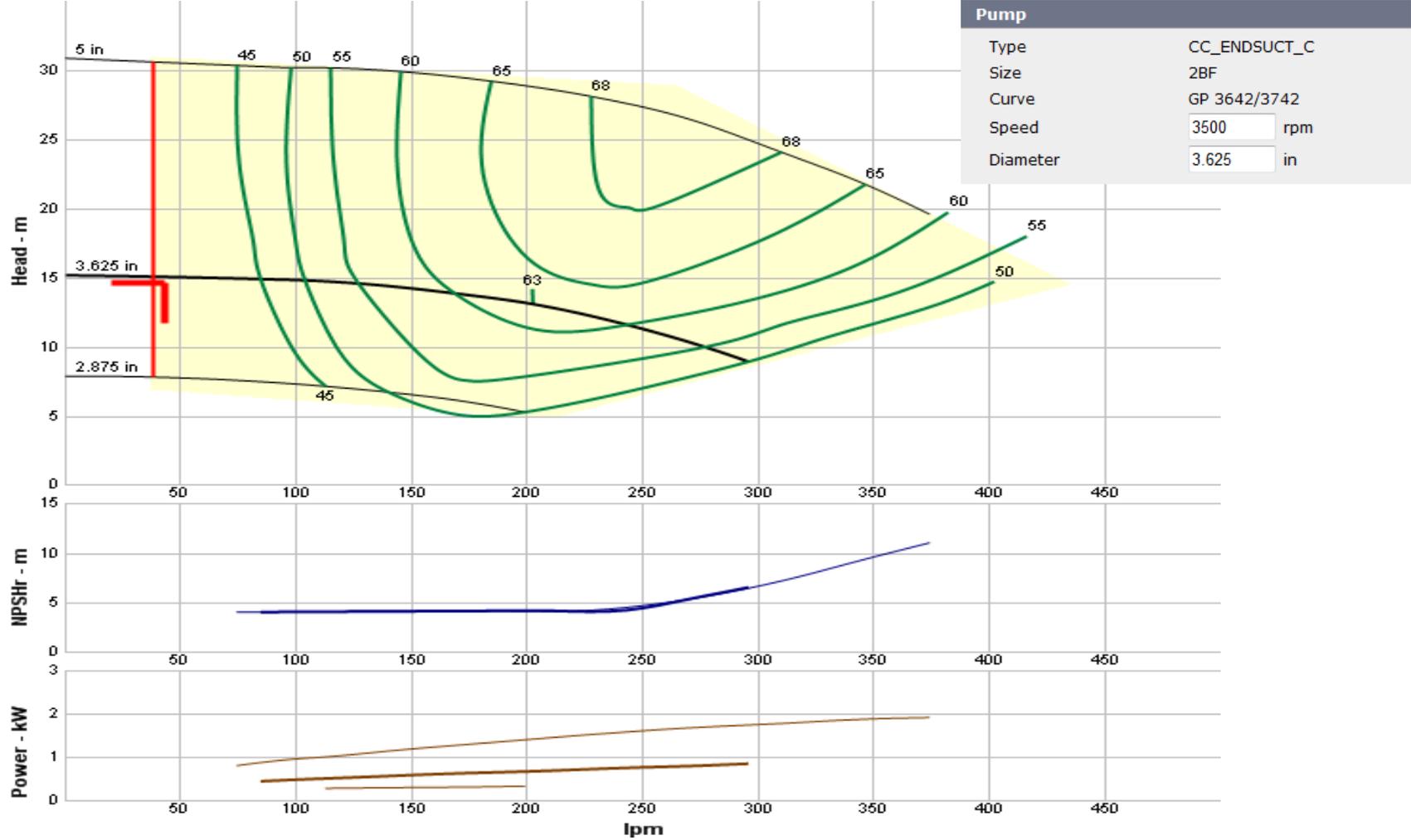
Dimensiones principales mm	Capacidad básica de carga				Velocidades límites		Números de rodamientos	Dimensiones		Dimensiones de hombros y filetes			Masa kg (aprox.)			
	d	D	T	$r_{s \min}^{1)}$	C_a	C_{0a}		C_a	C_{0a}	grasa	aceite	$d_{1s \max}^{2)}$		$D_{1s \min}^{3)}$	d_a min	D_a max
10	24	9	0.3	10.0	14.0	1 020	1 420	6 700	9 500	51100	24	11	18	16	0.3	0.021
	26	11	0.6	12.7	17.1	1 290	1 740	5 800	8 300	51200	26	12	20	16	0.6	0.03
12	26	9	0.3	10.3	15.4	1 050	1 570	6 400	9 200	51101	26	13	20	18	0.3	0.023
	28	11	0.6	13.2	19.0	1 340	1 940	5 600	8 000	51201	28	14	22	18	0.6	0.034
15	28	9	0.3	10.5	16.8	1 070	1 710	6 200	8 800	51102	28	16	23	20	0.3	0.024
	32	12	0.6	16.6	24.8	1 690	2 530	5 000	7 100	51202	32	17	25	22	0.6	0.046
17	30	9	0.3	10.8	18.2	1 100	1 850	6 000	8 500	51103	30	18	25	22	0.3	0.026
	35	12	0.6	17.2	27.3	1 750	2 780	4 800	6 800	51203	35	19	28	24	0.6	0.054
20	35	10	0.3	14.2	24.7	1 450	2 520	5 200	7 500	51104	35	21	29	26	0.3	0.04
	40	14	0.6	22.3	37.5	2 270	3 850	4 100	5 900	51204	40	22	32	28	0.6	0.081
25	42	11	0.6	19.6	37.0	1 990	3 800	4 600	6 500	51105	42	26	35	32	0.6	0.06
	47	15	0.6	27.8	50.5	2 830	5 150	3 700	5 300	51205	47	27	38	34	0.6	0.111
	52	18	1	35.5	61.5	3 650	6 250	3 200	4 600	51305	52	27	41	36	1	0.176
	60	24	1	55.5	89.5	5 650	9 100	2 600	3 700	51405	60	27	46	39	1	0.33
30	47	11	0.6	20.4	42.0	2 080	4 300	4 300	6 200	51106	47	32	40	37	0.6	0.069
	52	16	0.6	29.3	58.0	2 990	5 950	3 400	4 900	51206	52	32	43	39	0.6	0.139
	60	21	1	43.0	78.5	4 350	8 000	2 800	3 900	51306	60	32	48	42	1	0.269
	70	28	1	72.5	126	7 400	12 800	2 200	3 200	51406	70	32	54	46	1	0.516
35	52	12	0.6	20.4	44.5	2 080	4 550	3 900	5 600	51107	52	37	45	42	0.6	0.085
	62	18	1	39.0	78.0	4 000	7 950	2 900	4 200	51207	62	37	51	46	1	0.215
	68	24	1	55.5	105	5 650	10 700	2 400	3 500	51307	68	37	55	48	1	0.383
	80	32	1.1	87.0	155	8 850	15 800	1 900	2 800	51407	80	37	62	53	1	0.759
40	60	13	0.6	26.9	63.0	2 740	6 400	3 500	5 000	51108	60	42	52	48	0.6	0.125
	68	19	1	47.0	98.5	4 800	10 000	2 700	3 900	51208	68	42	57	51	1	0.276
	78	26	1	69.0	135	7 050	13 700	2 200	3 100	51308	78	42	63	55	1	0.548
	90	36	1.1	112	205	11 500	20 900	1 700	2 500	51408	90	42	70	60	1	1.08
45	65	14	0.6	27.9	69.0	2 840	7 050	3 200	4 600	51109	65	47	57	53	0.6	0.148
	73	20	1	48.0	105	4 850	10 700	2 600	3 700	51209	73	47	62	56	1	0.317
	85	28	1	80.0	163	8 150	16 700	2 000	2 900	51309	85	47	69	61	1	0.684
	100	39	1.1	130	242	13 200	24 700	1 600	2 200	51409	100	47	78	67	1	1.43
50	70	14	0.6	28.8	75.5	2 930	7 700	3 100	4 500	51110	70	52	62	58	0.6	0.161
	78	22	1	48.5	111	4 950	11 400	2 400	3 400	51210	78	52	67	61	1	0.378

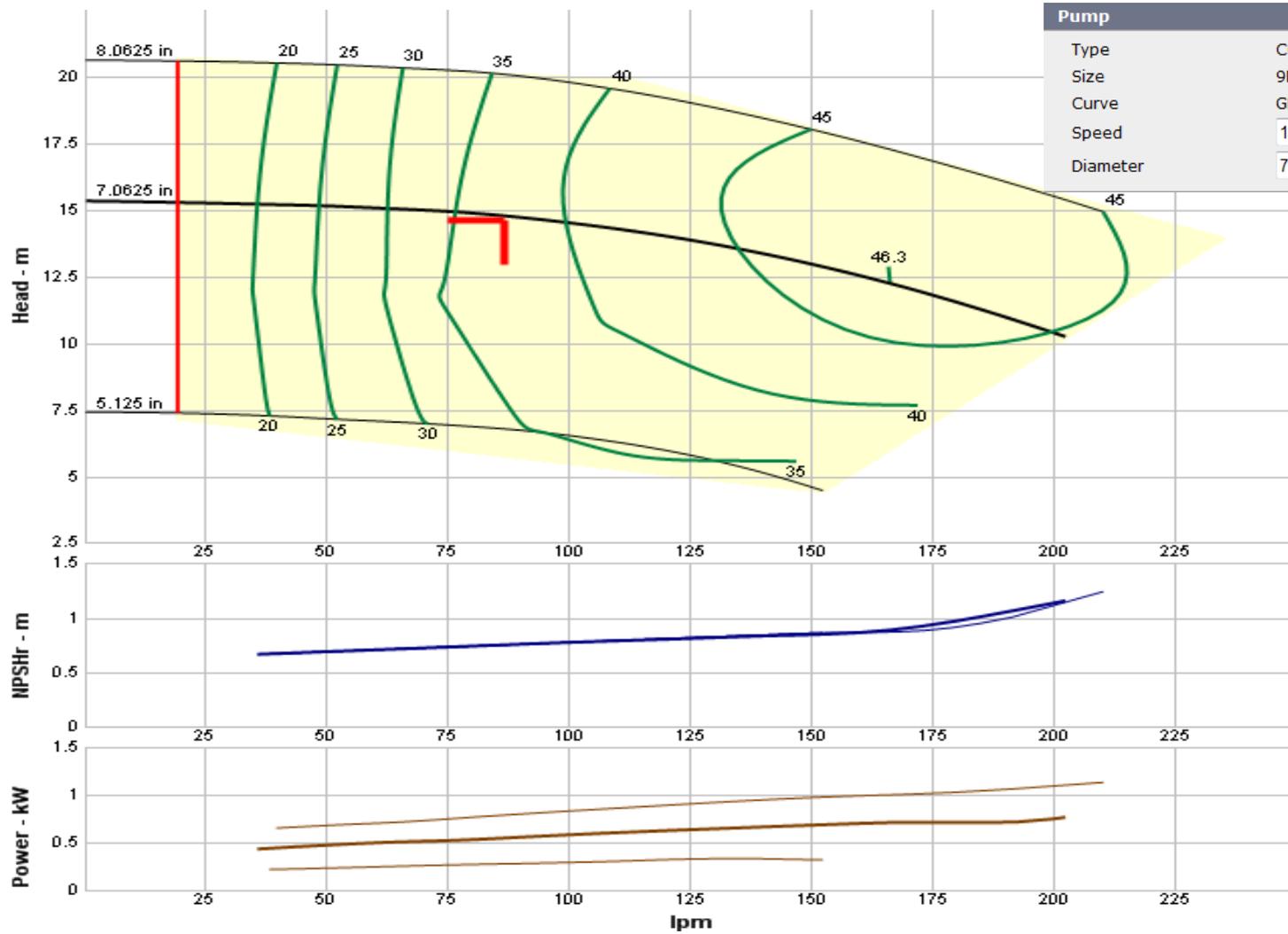
1) Dimensión mínima permitida para el chafán r. 2) Dimensión máxima permitida para el diámetro exterior de la arandela del eje d_1 .

3) Dimensión mínima permitida para el diámetro interior de la arandela del lado del alojamiento D_1 .

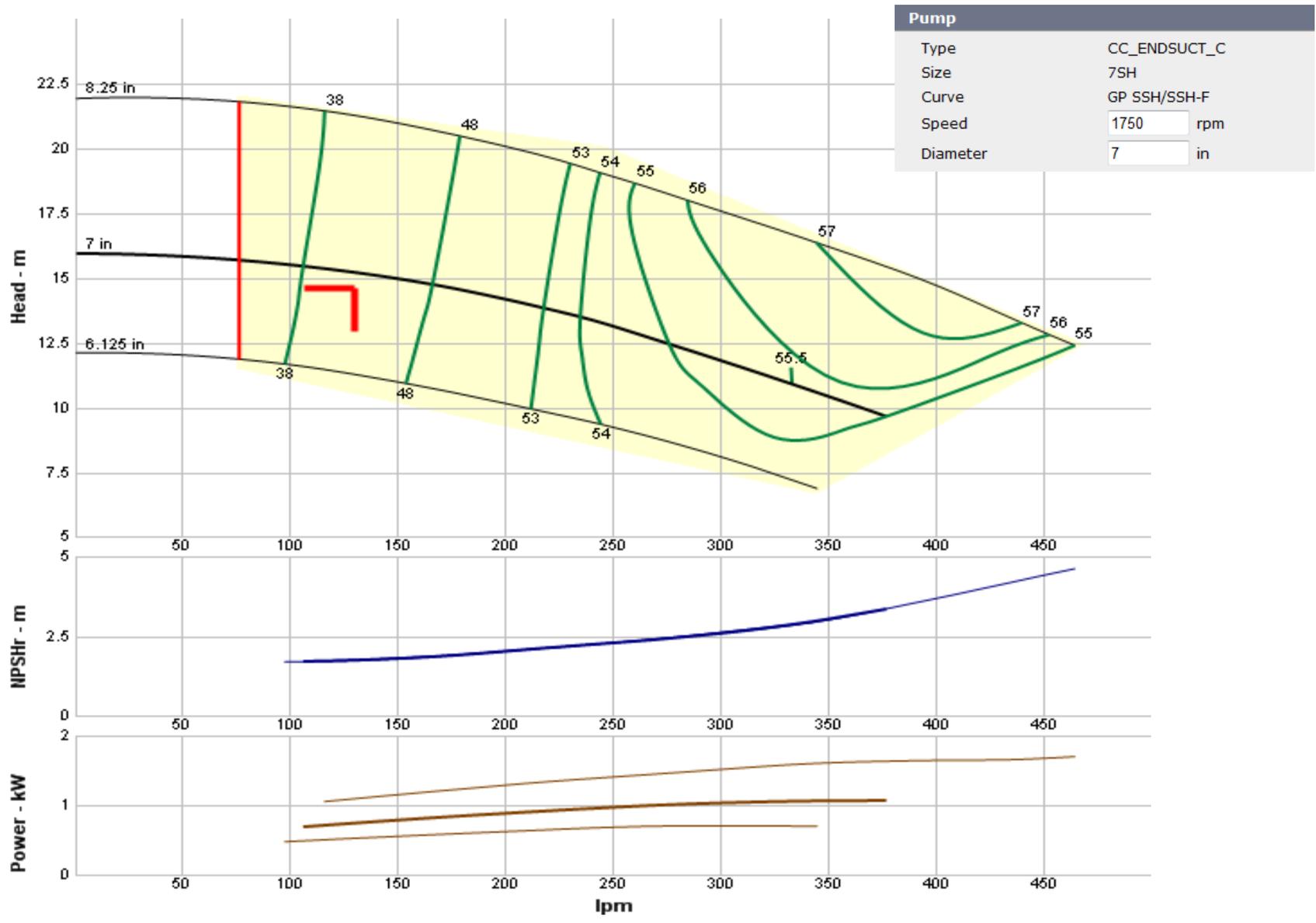
APÉNDICE E

CURVAS DE BOMBAS (13)



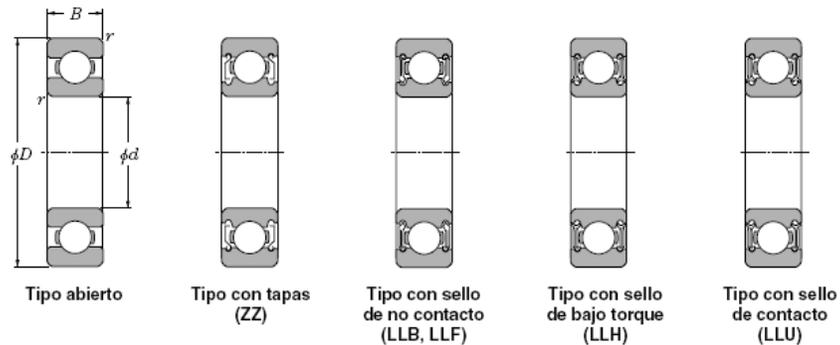


Pump	
Type	CC_ENDSUUCT_C
Size	9BF
Curve	GP 3656/3756
Speed	1750 rpm
Diameter	7.0625 in



APÉNDICE G

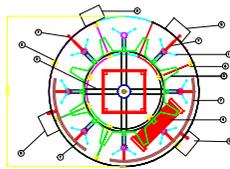
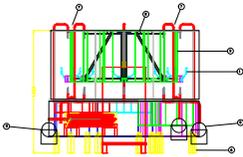
RODAMIENTO DE BOLAS (6)



d 10 ~ 20mm

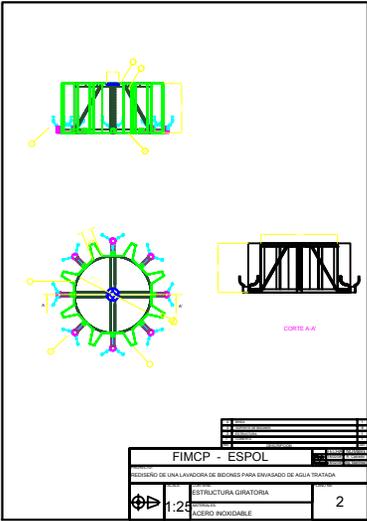
d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_0	Velocidades límites				Números de rodamientos				
	mm				kN		kgf			r.p.m.				tipo abierto	con tapas	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
	D	B	$r_{s, min}^1)$	$r_{ss, min}$	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}		grasa tipo abierto	aceite tipo abierto	LLH	LLU					
10	15	3	0.1	—	0.855	0.435	87	44	15.7	10 000	12 000	—	—	6700	—	—	—	—
	19	5	0.3	—	1.83	0.925	187	94	14.8	32 000	38 000	—	24 000	6800	ZZ	LLB	—	LLU
	22	6	0.3	0.3	2.7	1.27	275	129	14.0	30 000	36 000	—	21 000	6900	ZZ	LLB	—	LLU
	26	8	0.3	—	4.55	1.96	465	200	12.4	29 000	34 000	25 000	21 000	6000	ZZ	LLB	LLH	LLU
	30	9	0.6	0.5	5.10	2.39	520	244	13.2	25 000	30 000	21 000	18 000	6200	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0.6	0.5	8.20	3.50	835	355	11.4	23 000	27 000	20 000	16 000	6300	ZZ	LLB	LLH	LLU
12	18	4	0.2	—	0.930	0.530	95	54	16.2	8 300	9 500	—	—	6701	—	LLF	—	—
	21	5	0.3	—	1.92	1.04	195	106	15.3	29 000	35 000	—	20 000	6801	ZZ	LLB	—	LLU
	24	6	0.3	0.3	2.89	1.46	295	149	14.5	27 000	32 000	—	19 000	6901	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	—	—	16001	—	—	—	—
	28	8	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	21 000	18 000	6001	ZZ	LLB	LLH	LLU
	32	10	0.6	0.5	6.10	2.75	620	280	12.7	22 000	26 000	20 000	16 000	6201	ZZ	LLB	LLH	LLU
37	12	1	0.5	9.70	4.20	990	425	11.1	20 000	24 000	19 000	15 000	6301	ZZ	LLB	LLH	LLU	
15	21	4	0.2	—	0.940	0.585	96	59	16.5	6 600	7 600	—	—	6702	—	LLF	—	—
	24	5	0.3	—	2.08	1.26	212	128	15.8	26 000	31 000	—	17 000	6802	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	0.3	3.65	2.00	375	204	14.8	24 000	28 000	—	16 000	6902	ZZ	LLB	—	LLU
	32	8	0.3	—	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	—	—	16002	—	—	—	—
	32	9	0.3	0.3	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	18 000	15 000	6002	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0.6	0.5	7.75	3.60	790	365	12.7	19 000	23 000	18 000	15 000	6202	ZZ	LLB	LLH	LLU
42	13	1	0.5	11.4	5.45	1 170	555	12.3	17 000	21 000	15 000	12 000	6302	ZZ	LLB	LLH	LLU	
17	23	4	0.2	—	1.00	0.660	102	67	16.3	5 000	6 700	—	—	6703	—	LLF	—	—
	26	5	0.3	—	2.23	1.46	227	149	16.1	24 000	28 000	—	15 000	6803	ZZ	LLB	—	LLU
	30	7	0.3	0.3	4.65	2.58	475	263	14.7	22 000	26 000	—	14 000	6903	ZZ	LLB	—	LLU
	35	8	0.3	—	6.80	3.35	695	345	13.6	20 000	24 000	—	—	16003	—	—	—	—
	35	10	0.3	0.3	6.80	3.35	695	345	13.6	20 000	24 000	16 000	14 000	6003	ZZ	LLB	LLH	LLU
	40	12	0.6	0.5	9.60	4.60	980	465	12.8	18 000	21 000	15 000	12 000	6203	ZZ	LLB	LLH	LLU
47	14	1	0.5	13.5	6.55	1 380	665	12.2	16 000	19 000	14 000	11 000	6303	ZZ	LLB	LLH	LLU	
62	17	1.1	—	22.7	10.8	2 320	1 100	11.1	14 000	16 000	—	—	6403	—	—	—	—	
20	27	4	0.2	—	1.04	0.730	106	74	16.1	5 000	5 700	—	—	6704	—	LLF	—	—
	32	7	0.3	0.3	4.00	2.47	410	252	15.5	21 000	25 000	—	13 000	6804	ZZ	LLB	—	LLU
	37	9	0.3	0.3	6.40	3.70	650	375	14.7	19 000	23 000	—	12 000	6904	ZZ	LLB	—	LLU
	42	8	0.3	—	7.90	4.50	810	455	14.5	18 000	21 000	—	—	16004	—	—	—	—
	42	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	13.9	18 000	21 000	13 000	11 000	6004	ZZ	LLB	LLH	LLU
	47	14	1	0.5	12.8	6.65	1 310	680	13.2	16 000	18 000	12 000	10 000	6204	ZZ	LLB	LLH	LLU
52	15	1.1	0.5	15.9	7.90	1 620	805	12.4	14 000	17 000	12 000	10 000	6304	ZZ	LLB	LLH	LLU	

1) Dimensión mínima permitida para el chaflán r.

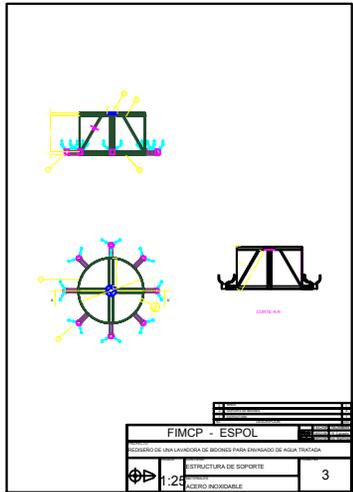


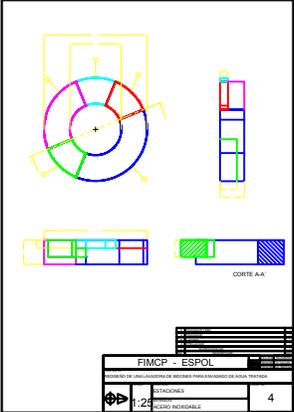
1	REVISOR	1
2	PROYECTANTE	1
3	PROYECTO	1
4	REVISADO	1
5	REVISADO	1
6	REVISADO	1
7	REVISADO	1
8	REVISADO	1
9	REVISADO	1
10	REVISADO	1

FIMCP - ESPOL		FECHA: 01/01/2011
PROYECTO DE UNA LAVADORA DE BICHOS PARA BAMBADO DE AGUA TRATADA		ESC.: 125
PROYECTANTE:	INGENIERO DE FORMA:	FORNIT.: 1
125		

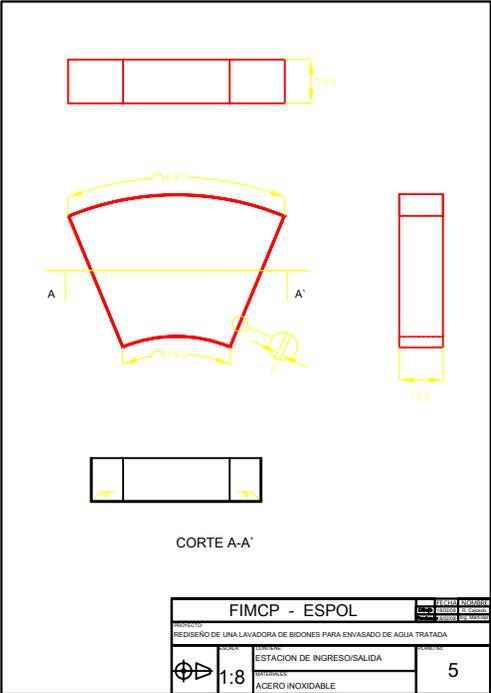


FIMCP - ESPOL		
PROYECTO DE UNA LAVADORA DE BONES PARA USUARIO DE AGUA TRATADA		
ESTRUCTURA GIRATORIA		
1:25		2
ACERO INOXIDABLE		

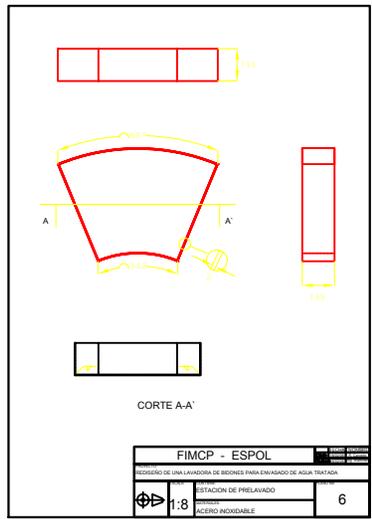


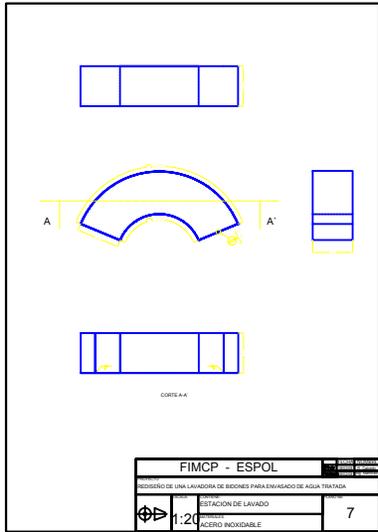


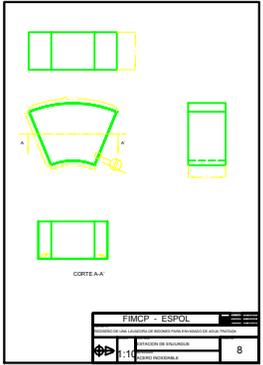
FIMCP - ESPOL		
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CHILE - Vicerrectoría de Investigación		
	ESTUDIOS DE INVESTIGACIÓN TECNOLÓGICA	4



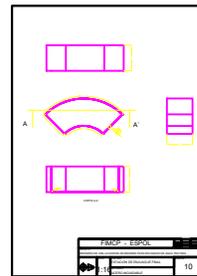
FIMCP - ESPOL		<small>REVISOR</small> <small>ELABORADOR</small> <small>PROYECTANTE</small>
		<small>PROYECTO</small> RECURSOS DE UNA LAVADORA DE BIDONES PARA ENVASADO DE AGUA TRATADA
<small>ESTACION</small> ESTACION DE INGRESO/SALIDA	<small>ESCALA</small> 1:8	<small>HOJA NO.</small> 5
<small>PROYECTO</small> RECURSOS DE UNA LAVADORA DE BIDONES PARA ENVASADO DE AGUA TRATADA	<small>ESPECIFICACION</small> ACERO INOXIDABLE	

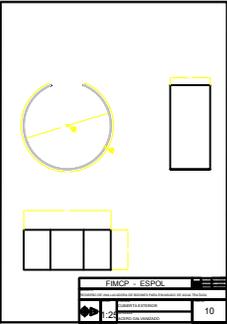


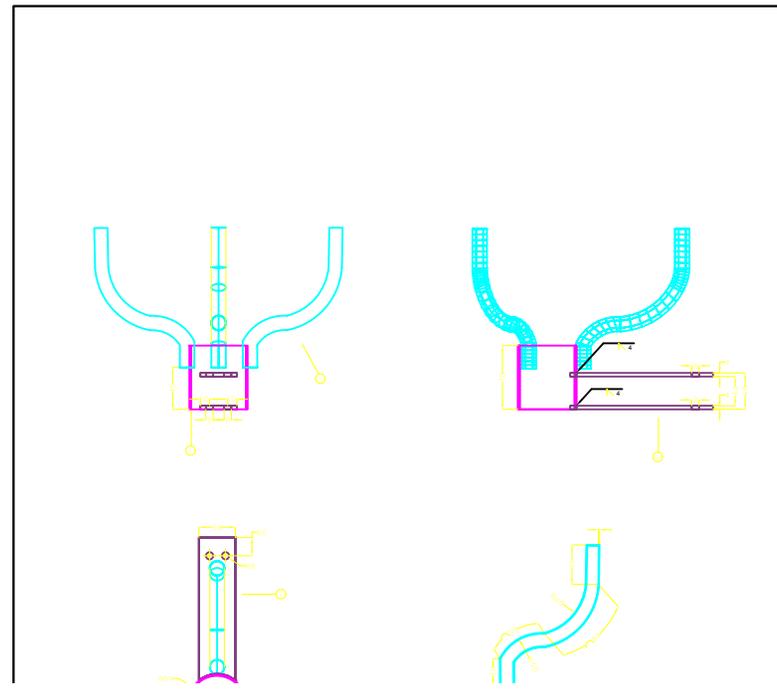


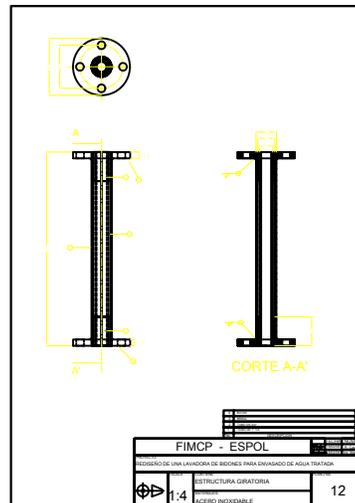


FIMCP - ESPOL		
<small>Facultad de Ingeniería - Universidad de San Carlos de Guatemala</small>		
	<small>PROYECTO DE GRADUACIÓN</small>	<small>8</small>
<small>11</small>	<small>11</small>	<small>11</small>

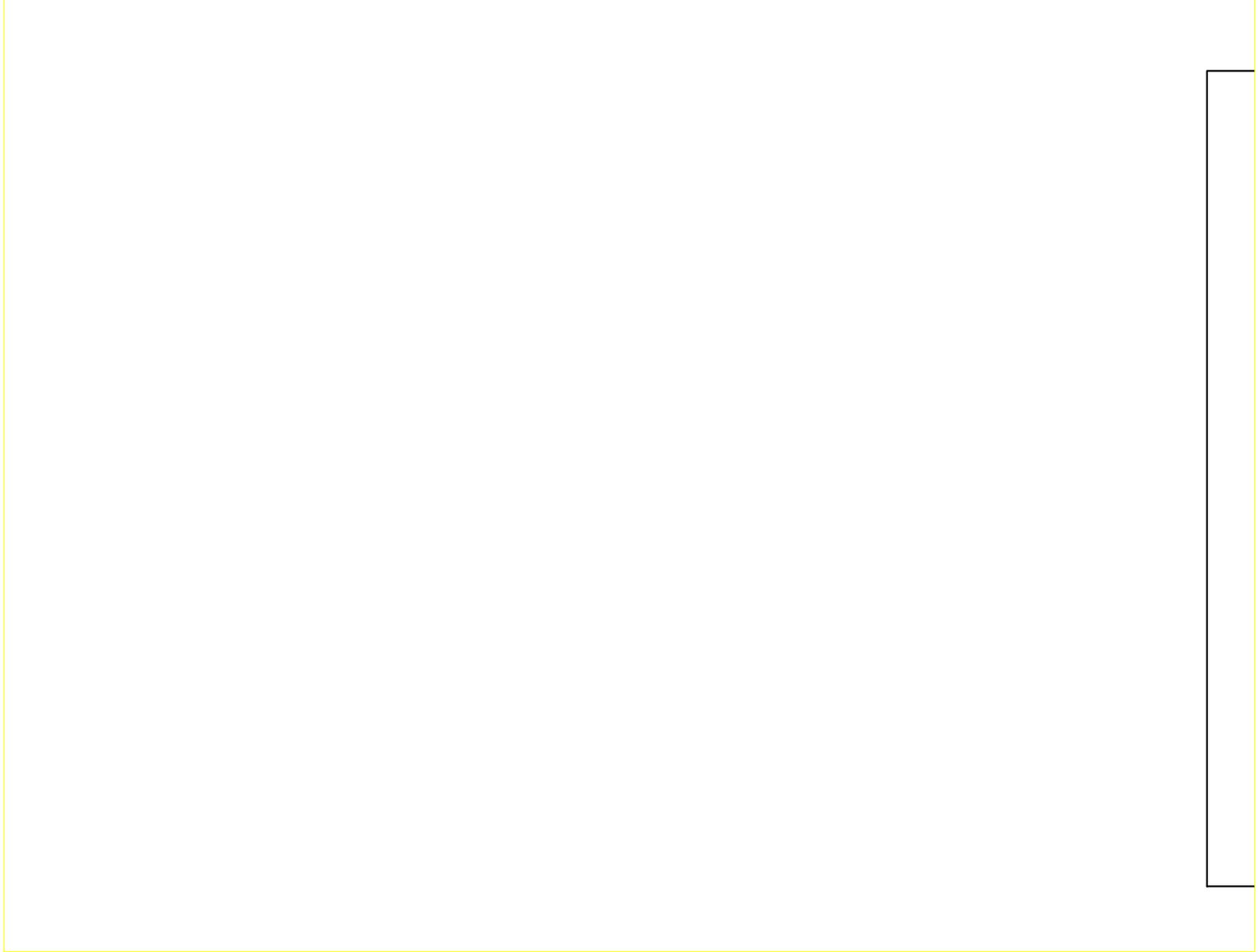




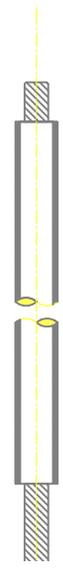
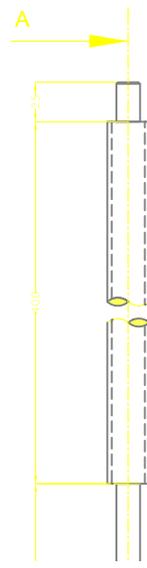


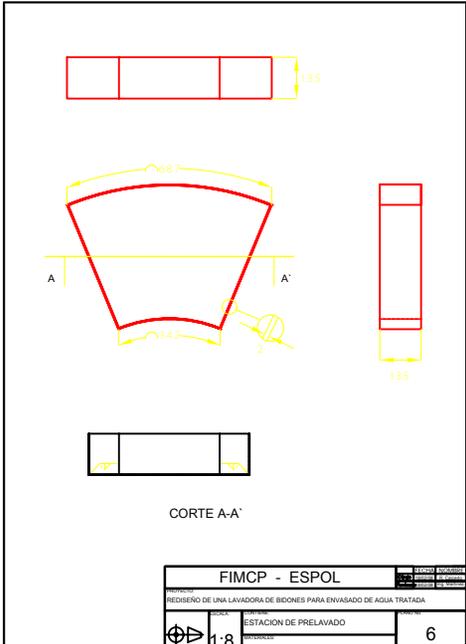


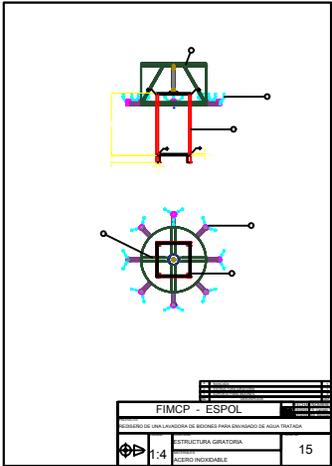
FIMCP - ESPOL		
REVISIÓN DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE BARRAS PARA DIVISIÓN DE VÍA URBANA		
	1:4	12
	ESTRUCTURA GRATORIA	
	ACERO INOXIDABLE	

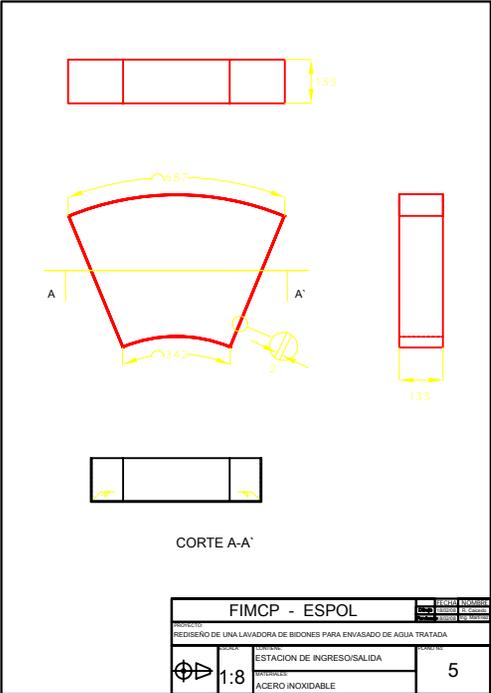


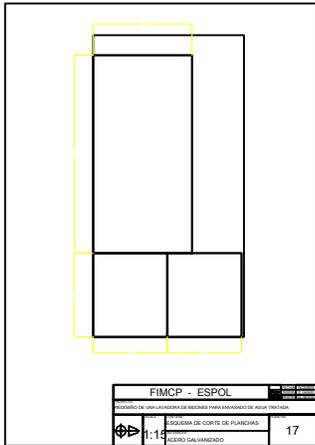




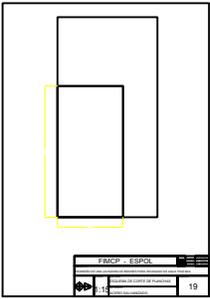


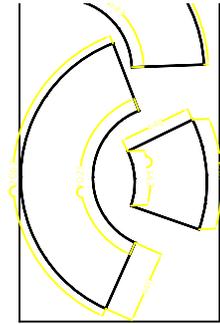




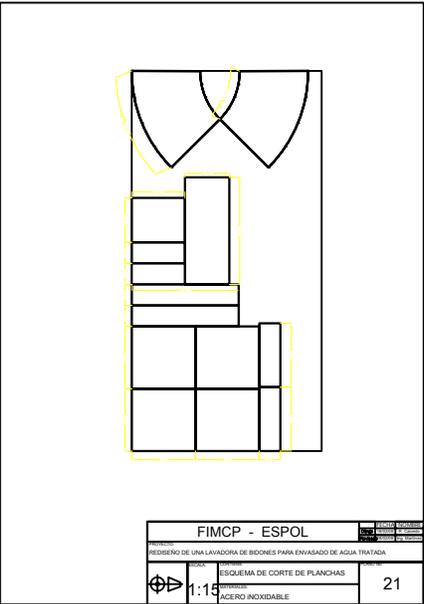


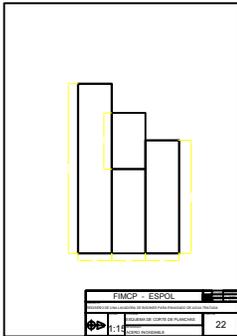
FIMCP - ESPOL		
PROYECTO DE CALIFICACION DE BARRIO PARA ENTAMADO DE ALTA PRESION		
	1:10	17
ESQUEMA DE CORTE DE PLANCHAS		
CERRO GALVANIZADO		





FIMCP - ESPOL		FECHA: _____	INGENIERO: _____
PROYECTO: REDISEÑO DE UNA LAVADORA DE BIDONES PARA ENVASADO DE AGUA TRATADA		CONDICIONES: _____	ESTADO: _____
ESCALA: Φ 1:4	CONTENIDO: ESQUEMA DE CORTE DE PLANCHAS	FOLIO No.: 20	
MATERIAL: ACERO INOXIDABLE			





BIBLIOGRAFÍA

1. NORTON ROBERT, Diseño de Maquinaria, Tercera Edición, McGraw Hill, México 2005
2. BEER JOHNSTON, Mecánica vectorial para ingenieros “Estática”, Sexta Edición, McGraw Hill, México 1997
3. BEER JOHNSTON, Mecánica vectorial para ingenieros “Dinámica”, Sexta Edición, McGraw Hill, Madrid 1998
4. NORTON ROBERT, Diseño de Máquinas, Prentice Hall, México 1999
5. SHIGLEY JOSEPH, Diseño en Ingeniería Mecánica, Sexta Edición, McGraw Hill, México 2001
6. NTN, Rodamiento de Bolas y Rodillos, Catalogo No. 2202-VII/S, 2004
7. BAUMEISTER AVALLONE, Marks. Manual del Ingeniero Mecánico, McGraw Hill, Bogotá 1982, 8-127 pág.
8. MOTT ROBERT, Mecánica de Fluidos Aplicada, Cuarta Edición, Prentice Hall, México 1996
9. KREITH FRANK, Principios de Transferencia de Calor, Sexta Edición, Thomson International, 2001
10. DIPAC, Catalogo de Aceros
11. CASAL CECILIA, “Diseño de una Máquina Enjuagadora Automática de Botellas No Retornables” (Tesis, Facultad de Ingeniería en Eléctrica y Computación, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2006)
12. ANCHALUISA FRANCISCO, “Diseño de una Lavadora Semiautomática de para bebidas gaseosas” (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1998)
13. GOULDS, Goulds Pump, Inc. Catalogo comercial, New York, 2007