

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

**“DISEÑO DE UNA LAVADORA SEMIAUTOMATICA DE CILINDROS
PARA BEBIDAS GASEOSAS”**

TESIS DE GRADO

Previa la obtención del Título de

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

FRANCISCO GEOVANNY ANCHALUISA GUANO

GUAYAQUIL - ECUADOR

AÑO

1998



Biblioteca Central



D-18573

AGRADECIMIENTO



Al Ing. Ernesto Martinez L.

Director de Tesis por su
invalorable apoyo y
acertada dirección, así como
a cada una de las personas e
instituciones que han
colaborado en la
realización del presente
trabajo.

DEDICATORIA



Biblioteca Central

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Biblioteca Central

Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIM

Ing. Ernesto Martinez L.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Manuel Helguero G.

VOCAL

DECLARACION EXPRESA



“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente, y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

FRANCISCO GEOVANNY ANCHALUISA GUANO

RESUMEN

En la presente tesis se revisa el proceso general de envasado de cilindros para jarabe de bebidas gaseosas y de forma particular se analiza la fase de lavado de dichos cilindros que en la actualidad se realizan en forma manual, considerando que la fase de llenado es mucho más rápido que la de lavado y debido al incremento en la demanda de los cilindros de jarabe se hace necesario buscar otra forma de llevar a cabo el lavado de cilindros con el objeto de disminuir los tiempos, costos y espacios que en la actualidad se utilizan.

La embotelladora Qüin Cola tiene planeado modificar su línea de envasado de cilindros para jarabe, con este propósito he sido contratado para hacer un análisis actual de la línea de envasado la misma que está formada por la fase de lavado y la de llenado; la presente tesis hace únicamente un enfoque de la fase de lavado, con la información recogida se realizan los cálculos y diseños necesarios para las modificaciones.

Conocido el proceso y la problemática del envasado de cilindros se establece una automatización del sistema junto con sus requerimientos. Como parte de las alternativas de solución se plantean la compra de una línea nueva de llenado, la compra de una línea semiautomática, como también la fabricación de una lavadora de cilindros.

Habiendo escogido la fabricación de la lavadora se realiza el diseño de la misma. Los diseños realizados son: sistema de limpieza de los cilindros, cálculo estructural, sistema hidráulico, sistema de calefacción, sistema motriz y el sistema eléctrico.

Esta tesis establece dimensiones para diferentes tipos de capacidades requeridas además no solo puede ser utilizada para el lavado de cilindros, ya que con pequeñas modificaciones se podrá utilizar para limpieza de envases de diferentes formas y materiales (vidrio, plástico o metal).

Para conocer la factibilidad de ejecución del diseño se realiza un análisis de costos de todo el material, tiempo y equipo utilizado así como del costo de la mano de obra. Los rubros requeridos en este diseño sirven para comparar cuantitativamente con otra máquina lavadora de similares características traída del exterior y puesta a funcionar en Embotelladora Qüin Cola.



INDICE GENERAL

Pág.

RESUMEN

ÍNDICE GENERAL

ABREVIATURAS

SIMBOLOGÍA

ÍNDICE DE FIGURAS

ÍNDICE DE TABLAS

ANTECEDENTES



CAPÍTULO 1: DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

1.1 Proceso de llenado de cilindros de jarabe.....	19
1.2 Automatización del sistema.....	26
1.3 Establecimiento de los parámetros	28

CAPÍTULO 2: ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

2.1 Línea automática de llenado	32
2.2 Línea semiautomática de llenado	33
2.3 Fabricación de lavadora de cilindros	34



Biblioteca Central

CAPÍTULO 3: CONDICIONES DEL DISEÑO

3.1	Parámetros para la limpieza de los cilindros	36
3.2	Cálculo estructural	38
3.2.1	Diseño del eje	38
3.2.2	Diseño de la bancada	57
3.2.3	Selección del rodamiento	64
3.3	Sistema hidráulico	66
3.3.1	Caudal consumido en cada etapa	66
3.3.2	Dimensionamiento de cisternas	74
3.3.3	Selección de la bomba	76
3.4	Sistema de calefacción	80
3.4.1	Capacidad del calentador	80
3.4.2	Diseño y selección del calentador	86
3.5	Sistema motriz	95
3.5.1	Alternativas de rotación	98
3.5.2	Selección del sistema de rotación	100

CAPÍTULO 4: SISTEMA DE CONTROL

4.1	Sistema eléctrico	103
-----	-------------------------	-----

CAPÍTULO 5: ANÁLISIS DE COSTOS

5.1 Costo del material empleado 110

5.2 Costo de equipos 112

5.3 Costo de mano de obra directa 113

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA



ABREVIATURAS

AISI	American Iron and Steel Institute
ASTM	American Society for Testing and Materials
A°	Amperios
a.c.	Corriente alterna
BTU	Unidad Térmica Británica
Cr	Crítico
°C	Grados centígrados
DE	Diámetro exterior
DI	Diámetro interior
E	Exponente
H	Hora
H _f	Pérdida por fricción
HP	Caballo de fuerza
J	Joule
K	Kilo
Kg	Kilogramo
lt	Litros
M	Mega
máx	Máximo
mín	Minuto
mm	Milímetro
m ²	Metro cuadrado
m ³	Metro cúbico
n.a.	Normalmente abierto
n.c.	Normalmente cerrado
Pa	Pascales
PET	Tereftalato de poliestireno
psi	Libras por pulgada cuadrada
PVC	Cloruro de polivinil
rd	Radianes
SAE	Sociedad de ingenieros automecánicos de Estados Unidos



sg	Segundo
s ²	Segundo al cuadrado
V	Voltios
W	Vatios



Biblioteca Central



Biblioteca Central

SIMBOLOGÍA

A	=	Área
B	=	Bomba de agua
C	=	Coefficiente de tubería
C_p	=	Calor específico
c	=	Distancia del eje neutro a la fibra más alejada ó extrema
D	=	Diámetro
D_m	=	Temperatura logarítmica media
F	=	Fusible, fase, carga
h	=	Distancia, coeficiente convectivo de transferencia de calor
h_{fg}	=	Calor latente de vaporización
I	=	Momento de inercia de masa
J	=	Segundo momento polar de área
K	=	Contactador
k	=	Factor de modificación de límite de fatiga, radio de giro
L	=	Duración ó vida, longitud
l	=	Longitud
M	=	Momento (de fuerza), motor
m	=	Tasa de flujo másico
N	=	neutro, número
n	=	Factor de seguridad
P	=	Fuerza
Q	=	Tasa de transferencia de calor, caudal
r	=	Radio de giro
S	=	Resistencia, sensor
T	=	Momento de torsión, temperatura, relé térmico, temporizador
t	=	Tiempo
U	=	Coefficiente total de transferencia de calor
V	=	Volumen
W	=	Peso, carga
x	=	Distancia entre ejes
α	=	Aceleración angular

ε	=	Emisividad
Δ	=	Desviación, intervalo
ω	=	Velocidad angular, frecuencia angular
ϕ	=	Diámetro
ρ	=	Densidad
σ	=	Esfuerzo normal
τ	=	Esfuerzo cortante
θ	=	Ángulo



Biblioteca Central



ÍNDICE DE FIGURAS

	Página
Figura 1. Tratamiento de agua potable.....	21
Figura 2. Proceso de elaboración de jarabe terminado.....	24
Figura 3. Proceso de elaboración de Qüin cola en cilindros.....	27
Figura 4. Sistema de retorno de los cilindros.....	29
Figura 5. Tiempo utilizado en cada estación de lavado.....	37
Figura 6. Esquema de partes principales de la lavadora.....	39
Figura 7. Diagrama de cuerpo libre del eje.....	40
Figura 8. Análisis de un punto periférico sometido a esfuerzo axial y torsión.....	44
Figura 9. Círculo de Mohr construido a partir de los esfuerzos que actúan sobre el eje.....	46
Figura 10. Diagrama de Goodman modificado que muestra la resistencia del eje de acero SAE 4140 / ASSAB 709.....	55
Figura 11. Esquema de la bancada.....	59
Figura 12. Esquema de soldadura de la matriz hexagonal con la cabina de lavado.....	62
Figura 13. Diagrama de riego de la lavadora.....	69
Figura 14. Sistema de cisternas.....	73
Figura 15. Acople del circuito de lavado con la tubería de alimentación.....	75
Figura 16. Dimensiones de las cisternas.....	77
Figura 17. Área de transferencia de calor en la cisterna de lavado.....	82
Figura 18. Esquema del sistema de vapor.....	97
Figura 19. Diagrama de fuerza.....	104
Figura 20. Circuito de control de las bombas.....	106
Figura 21. Circuito de control del motorreductor.....	107
Figura 22. Electroválvula de control del enjuague final.....	108
Figura 23. Diagrama de control de temperatura.....	109

ÍNDICE DE TABLAS

	Página
Tabla 1. Esfuerzos principales en el eje.....	47
Tabla 2. Resistencia a la carga estática del eje.....	48
Tabla 3. Resistencia a la fatiga del eje.....	53
Tabla 4. Matriz de decisión para selección de material para construir eje.....	54
Tabla 5. Rodamiento axial.....	67
Tabla 6. Espesor de pared de bujes de bronce, pulgadas.....	68
Tabla 7. Consumo y caída de presión en el sistema hidráulico.....	74
Tabla 8. Caudal y presión consumido en cada etapa.....	76
Tabla 9. Selección de la bomba.....	79
Tabla 10. Dimensiones de tubería de acero (IPS).....	89
Tabla 11. Características del calentador tipo serpentín.....	91
Tabla 12. Características del calentador tipo haz de tubos.....	92
Tabla 13. Matriz de decisión para selección del sistema de calefacción.....	93
Tabla 14. Selección de la trampa de vapor.....	96
Tabla 15. Matriz de decisión para selección del sistema de rotación.....	101
Tabla 16. Características del motorreductor.....	102

ANTECEDENTES

La presencia de las embotelladoras de bebidas gaseosas en el Ecuador se remonta a los años 1878, cuando apareció por primera vez una bebida gaseosa de nombre FIORAVANTI, desde aquella época hasta nuestros días han ido apareciendo un sin número de marcas de gaseosas, así como de embotelladoras.

A lo largo de la historia se han requerido de envases para expender las bebidas gaseosas desde las primeras botellas de vidrio de 200 c.c. hasta los envases plásticos de 2 litros utilizados en la actualidad. Ha habido una evolución en este campo de los envases para gaseosas que se entregan al consumidor final, se dejaron atrás los clásicos envases pequeño, mediano y familiar; se pasó a los primeros envases de 1 litro, luego al de 1 $\frac{1}{4}$ de litro, de allí al de 1 $\frac{1}{2}$ de litro, al de 2 litros y últimamente ha salido al mercado el envase de $\frac{1}{2}$ litro; se estaba segmentando el mercado de consumidores y de la misma forma tenían que responder las embotelladoras, es en este momento cuando salen al mercado los cilindros para bebidas gaseosas. Los cilindros están orientados hacia el segmento del mercado de los vendedores de gaseosas en vasos (bares, lugares de comidas rápidas, etc.).

Hasta ese momento todos los envases que existían en el mercado era de vidrio o plásticos, retornables o no retornables, los cilindros se construyen en acero inoxidable; estos cilindros brindan mucha seguridad, comodidad y facilidad de

almacenaje y transporte, estos pueden ser los PREMIX (premezclado) ó POSTMIX (para mezclar al momento de servirse).

Con el paso del tiempo el uso de los cilindros de bebida gaseosa se ha extendido notoriamente en todo el mundo, presentándose ahora una nueva necesidad, el lavado y el llenado del cada vez creciente número de cilindros. En esta tesis únicamente se aborda el análisis del proceso de lavado de los cilindros, pues el proceso de llenado aún no representa un problema grave; más aún, puede ser tema de análisis de otra tesis.

El concepto de utilizar una lavadora automática de cilindros proviene del hecho que se requiere lavar un promedio de 60 cilindros por hora y que no se dispone de suficiente personal y tiempo para hacer esta operación. Sin embargo, el principio de funcionamiento se lo puede recoger de máquinas ya existentes en el exterior, esto unido a la formación y experiencia profesional que se tiene permite concebir el diseño para fabricar una lavadora, con mano de obra y dirección técnica ecuatoriana. A diferencia de la máquina existente en el exterior, esta máquina se ajusta a las necesidades y tecnología disponible en la planta embotelladora Qüin Cola.

CAPITULO I

DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El propósito de este capítulo es mostrar al lector el proceso actual de llenado de los cilindros con gaseosa de marca Qüin Cola.

1.1 PROCESO DE LLENADO DE CILINDROS DE JARABE

Antes de conocer el proceso de llenado de los cilindros con jarabe de bebida gaseosa se debe conocer muy someramente la forma en la cual se prepara el jarabe.

PROCESO DE ELABORACIÓN.

En la elaboración de la bebida gaseosa se realizan en forma simultánea tres procesos(1).

1. Proceso de tratamiento de agua
2. Proceso de elaboración de jarabe terminado
3. Elaboración de la bebida gaseosa



Biblioteca Central

1. PROCESO DE TRATAMIENTO DE AGUA

El agua potable que llega a la embotelladora se deposita en las cisternas de la planta, aquí se le agrega cloro antes de ser usado. El agua es utilizada para preparar el jarabe terminado, lavar las botellas y hacer la limpieza general de la planta.

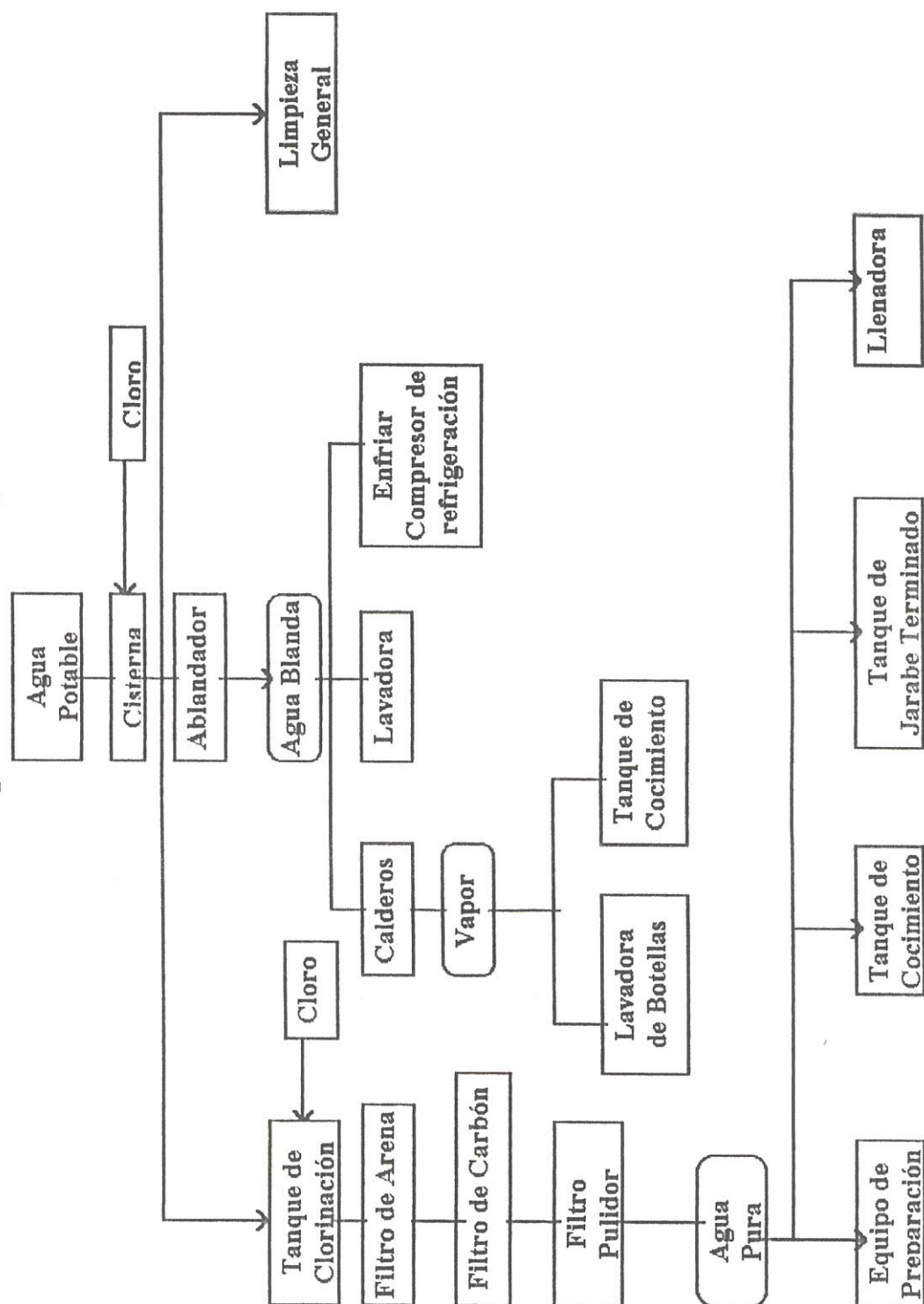
En el proceso de tratamiento de agua para el jarabe terminado el agua potable entra a un tanque de clorinación, luego de atravesar un filtro de arena pasa a un filtro de carbón, finalmente pasa por un filtro pulidor, de esta manera se obtiene agua pura; la misma que se divide para ser usada en el tanque de cocimiento, equipo de preparación y en el tanque de jarabe terminado.

El agua para realizar el proceso de lavado, antes de llegar a la lavadora, pasa por un ablandador, el agua entra a los calderos, estando en forma de vapor pasa a los tanques de cocimiento y por otro lado entra también a la lavadora de botellas, para calentamiento de la misma.

Un último uso que tiene el agua es para hacer la limpieza general de la planta, empleándose directamente el agua que se mantiene en la cisterna.

En la figura 1 se muestra el proceso de tratamiento del agua potable.

Figura 1. Tratamiento de Agua Potable



2. PROCESO DE ELABORACIÓN DE JARABE TERMINADO

Para obtener el jarabe terminado se utiliza: polvo ayuda filtro, carbón activado, agua y azúcar que entran a un tanque de cocimiento, estos se calientan hasta los 85°C utilizando vapor de agua por un tiempo de 30 a 45 minutos; una vez realizada la cocción, esta mezcla pasa a ser filtrada y este líquido circula el tiempo que sea necesario hasta que no se observe impurezas ó la presencia de polvo ayuda, pues éste se va eliminado al circular por el filtro.

El resultado es un líquido transparente que se hace circular por un intercambiador de calor el mismo que se encuentra conectado a un banco de hielo, en esta etapa el líquido transparente desciende de la temperatura original de 85°C hasta los 22°C ó cualquier otra temperatura inferior a los 25°C, con la finalidad de evitar la evaporación de los aceites esenciales; así enfriada la mezcla toma el nombre de jarabe simple. Después este se almacena en un tanque de jarabe terminado, donde se mezcla finalmente con conservantes y el concentrado según el sabor solicitado para la producción diaria, obteniéndose como producto final el jarabe terminado listo.

Con excepción del sabor cola que deberá permanecer preparada por lo menos 24 horas antes de ser empleada, todos los demás sabores que se producen son preparados el día de su utilización luego irán al equipo de preparación, posteriormente van a la llenadora si se tratan de los cilindros Premix ó al tanque de jarabe terminado si son

los cilindros Postmix. La figura 2 muestra el proceso de elaboración del jarabe terminado.

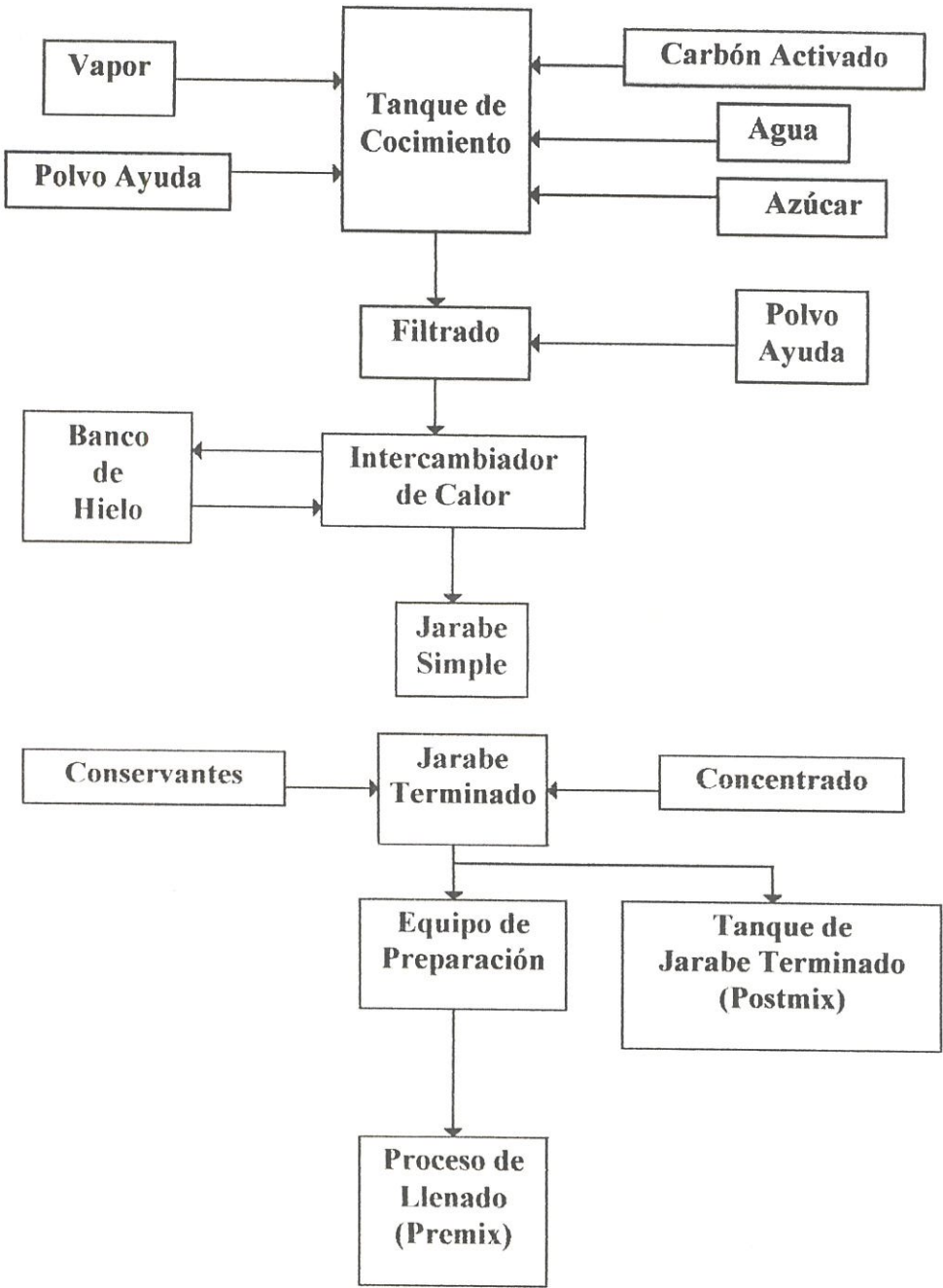
3. ELABORACIÓN DE LA BEBIDA GASEOSA

La producción de bebidas gaseosas se realiza básicamente en cilindros de acero inoxidable y en botellas de vidrio con tapa corona ó botellas de plástico PET* con tapa rosca, en diferentes medidas de presentación. Brevemente se explica la forma de procesar las botellas de vidrio y las de plástico.

Las botellas de vidrio inician su proceso con las botellas vacías, encajonadas y a su vez estas cajas en palets, que provienen del mercado que ya las ha consumido ó de la bodega de envases si son nuevas; le sigue el proceso llamado de despaletizado, por medio de un transportador de cajas llegan a la desencajonadora, para luego ir a la lavadora de botellas. Luego de ser lavadas las botellas pasan a la primera inspección, esta depende del obrero que realiza dicha labor ; la línea cuenta con un inspector automático de botellas que detecta impurezas en el interior de la misma, de existirlo se retira la botella para un nuevo lavado manual, llegándose a desechar las botellas que presenten roturas ó diferentes logotipo.

*PET: Terftalato de Polietileno con estructura molecular muy apretada que no permite la fuga de CO₂.

Figura 2. Proceso de Elaboración de Jarabe Terminado



Las botellas PET son envases no retornables y provienen de BEGASA, una planta elaboradora de envases plásticos contigua a la embotelladora, pasando de la máquina conformadora a la colocación de etiqueta y base; continuando su recorrido las botellas pasan directamente por la línea de llenado, pues su proceso de fabricación es completamente estéril.

Una vez listas las botellas, plástica ó vidrio, entran a la llenadora mediante bandas transportadoras; en la llenadora la bebida ya se encuentra gasificada.

Con las botellas llenas y tapadas se pasa a la inspección, esta vez se controla la cantidad del contenido, coronado e impurezas; así las botellas que pasan la inspección pasan a la encajonadora, que coloca las botellas en las jabas plásticas y son luego paletizadas. Las botellas PET se depositan en jabas y luego son embaladas directamente sobre una lámina de cartón y luego son recubiertas de una lámina de plástico que se sella con el calor. El producto terminado pasa a la bodega.

La producción de Qüin cola en cilindros se inicia con la recepción de los cilindros ya utilizados en el mercado, estos pasan a la bodega para luego ser llevados al área de lavado, aquí primeramente se despresuriza cada cilindro y se remueve su tapa. La tapa es lavada y enjuagada por separado, en tanto que el cilindro es pre-lavado, luego lavado y finalmente enjuagado. Con el cilindro y la tapa completamente limpios se pasa a la fase de llenado.

La bebida gaseosa que se envasa en los cilindros puede ser por el proceso PREMIX ó POSTMIX. En el proceso POSTMIX el jarabe terminado se envasa directamente en los cilindros y luego se los presuriza, para el proceso PREMIX la bebida gaseosa se envasa luego que ha pasado por el equipo de preparación, cuando se le ha agregado gas. Finalmente los cilindros son embodegados.

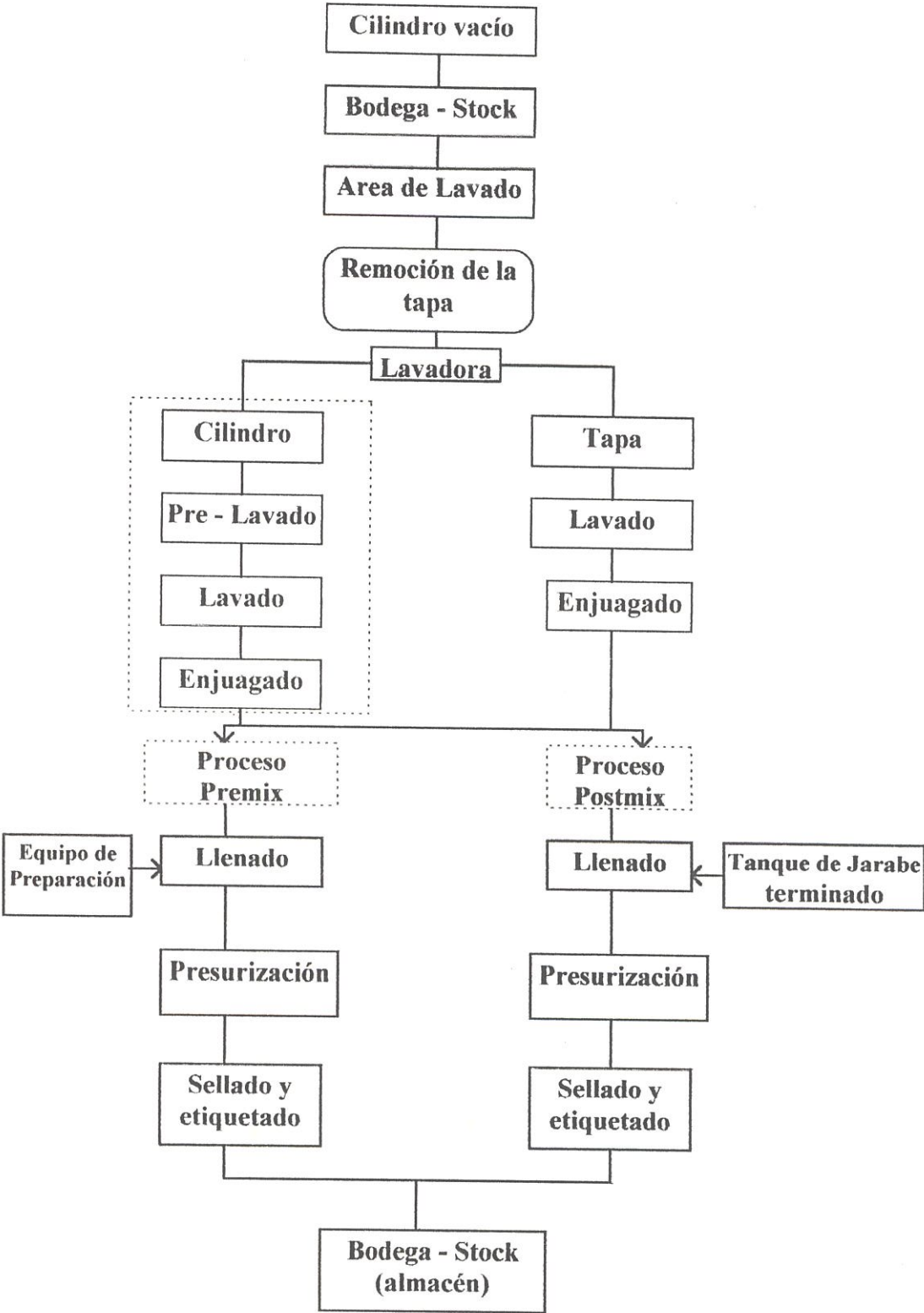
El proceso que cumple el cilindro desde su recepción hasta su entrega a bodega se lo puede resumir en la figura número 3.

1.2 AUTOMATIZACIÓN DEL SISTEMA

Hoy en día los costos de producir tienden a disminuir, esto se logra con la disminución de los costos de la materia prima ó la producción óptima y el incremento del grado de eficiencia logística.

En este segmento de bebidas gaseosas expendidas en cilindros también se hace necesario aplicar una tecnología adecuada a fin de proveer plantas o líneas llenadoras de cilindros con gaseosa, a la vez que estas líneas tengan mucha versatilidad en su capacidad. No obstante, en la actualidad el mercado internacional se ofertan plantas especializadas en ofrecer varias soluciones para lavado y llenado, de muy variadas capacidades que van desde los 20 hasta los 1200 cilindros lavados ó llenados por hora. Comúnmente estas plantas son seguras y eficientes.

Figura 3. Proceso de Elaboración de Qüin Cola en Cilindros



Existen programas que aseguran un grado máximo de limpieza aún en producciones exigentes. Los cilindros que no se hallen completamente limpios no pasan a la fase de llenado.

De igual manera existen plantas semiautomáticas para lavar alrededor de 1200 cilindros por hora, una planta para lavado de 600 cilindros por hora requiere solo de dos personas, ayudando a reducir costos de energía y operación.

Lo que se desea alcanzar es un nivel en cual los cilindros con bebidas gaseosas cumplan un ciclo ó sistema retornable tal como se indica en la figura 4.

1.3 ESTABLECIMIENTO DE LOS PARÁMETROS

El diseño de la máquina lavadora no será de uso exclusivo para cilindros, debe ser versátil en su capacidad y aplicación. En su parte medular presenta un mecanismo que puede aplicarse para el lavado de otros elementos, tales como tanques, botellas, frascos, etc. ; los rangos de operación variaran según las necesidades de trabajo en cada elemento.

El sistema utilizado es de rotación (tipo carrusel) para aprovechar mejor el poco espacio disponible, deberá tener 5 ó 6 estaciones para hacer el proceso de lavado.

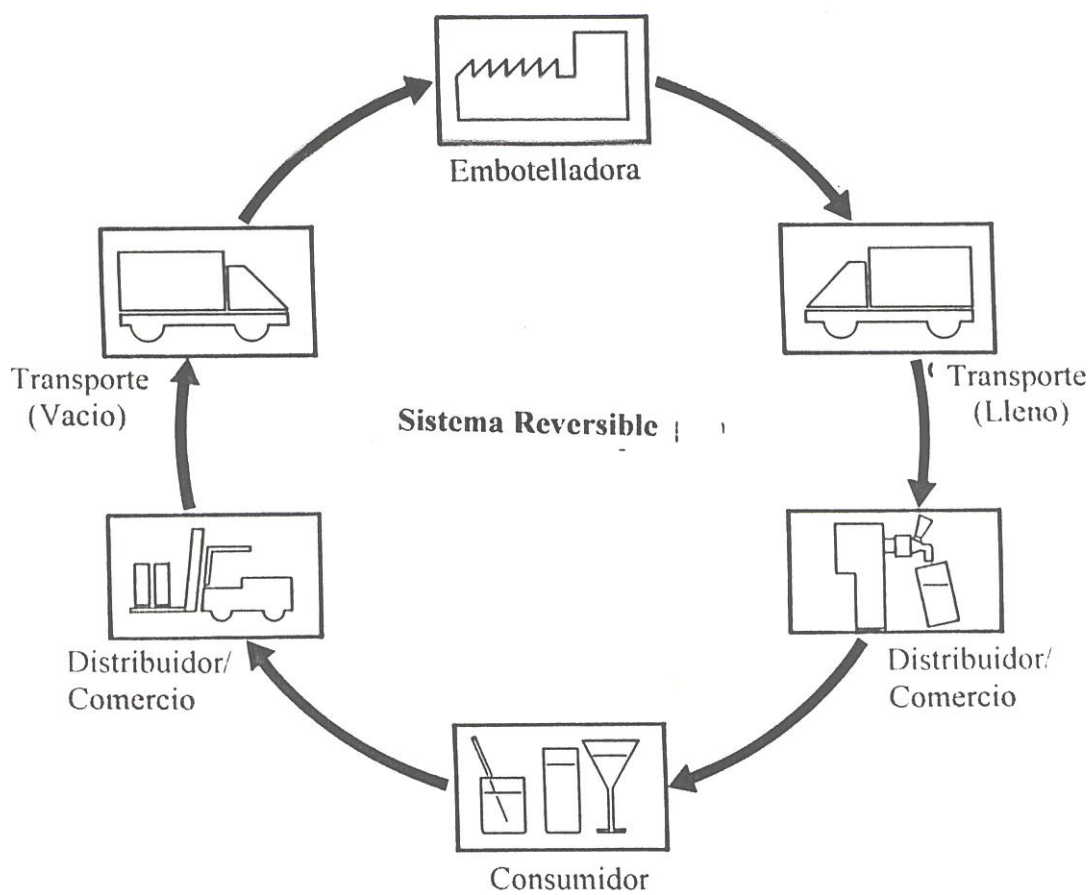


Figura 4. Sistema de retorno de los cilindros

En cada estación habrá un número de boquillas determinadas que harán el lavado , siendo el tiempo de permanencia el necesario para asegurar un buen contacto entre el líquido y la pared interior del cilindro. Todo diseño de lavadora deberá considerar la existencia de estaciones, de prelavado, lavado, enjuague y la etapa de carga y descarga; pudiendo hacerse esta última etapa en forma manual.

Para el caso de una lavadora de cilindros la máquina operará a una capacidad de 60 cilindros por hora, haciendo unos ligeros cambios de velocidad la misma máquina podrá operar a 100 , 120 cilindros-hora.

La máquina lavadora será diseñada para que trabaje con cilindros de 640 mm (25") ó 424 mm (16 11/16") de altura, con 216 mm (8 1/2 ") de diámetro.

Al momento de seleccionar los materiales de los componentes de la maquinaria hay que considerar el ambiente de trabajo, el cual es sumamente húmedo.

- TIPO DE ENERGÍA :

La máquina para su funcionamiento dispone de energía eléctrica , aire comprimido para elementos de mando y sujeción y vapor para calentamiento.

La máquina debe presentar como características:

- Bajo costo inicial comparado con una máquina importada

- Disponibilidad del material requerido en nuestro país
- Ser de fácil operación
- Tener bajos gastos de operación
- Ser de bajo costo de mantenimiento

Con todas las consideraciones y requerimientos anotados se debe comenzar a hacer los cálculos y el diseño de la máquina lavadora.

CAPITULO II

ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

Las alternativas de solución se ubican en el rango de escoger una línea automática de llenado y lavado, una línea semiautomática de llenado ó la fabricación de una lavadora ; todas estas alternativas tienen como “común denominador” la eficiencia y continuidad de los procesos de lavado y/ó envasado de cilindros.

2.1 LÍNEA AUTOMÁTICA DE LLENADO

Esta solución muestra como aspectos positivos las siguientes observaciones:

- Controla de una sola vez todo el proceso de lavado y llenado de los cilindros con bebida gaseosa ó jarabe terminado.
- Un funcionamiento correcto de todas las partes constitutivas de la máquina, con la garantía de ser construidas bajo normas internacionales y contar con un gran periodo de vida útil
- Alto número de cilindros envasados por minuto.
- La máquina es operada por una sola persona, reduciéndose el consumo de recursos.

Por otra parte , para hacer efectiva la compra de la línea de llenado hay que tener presente también:

- El elevado costo inicial de la maquinaria.
- Fuga de divisas del país , y de la embotelladora Qüin Cola en particular.
- Se tiene que adaptar a las necesidades de espacio mínimo requeridas por el fabricante para instalar la nueva maquinaria. La distribución de planta existente puede llegar a alterarse.
- Adquirir una máquina con un rango de producción mínima establecida por el fabricante, pudiendo llegar a darse el caso que dicho rango de producción sea excesivo para las necesidades de la embotelladora.
- Minimizar la preparación y capacidad de trabajo de Ingenieros, Tecnólogos y obreros nacionales.
- Tener un mercado listo a absorber la alta tasa de producción que entrega la maquinaria.
- Retrasos en los tiempos de desaduanización y en el pago de impuestos.

2.2 LÍNEA SEMIAUTOMÁTICA DE LLENADO

Si se define bien la necesidad de la embotelladora se llega a la conclusión que existe retraso en el lavado de los cilindros por lo tanto, una solución muy razonable es adquirir solo la lavadora. Con esta alternativa se estará en capacidad de:

- Hacer una menor inversión en comparación con la compra de una línea automática.
- Tener una máquina nueva construida bajo normas internacionales, garantizándose un largo tiempo de vida útil.

- Dar una mayor dinámica al proceso de elaboración de Qüin Cola en cilindros.
- Lavar rápidamente , llegándose ha mantener un stock de cilindros limpios y listos para ser llenados.

Hay que tener en consideración también las posibilidades de:

- Existir retraso en los tiempos de entrega, desaduanización de la maquinaria.
- El área requerida para instalar la línea no está a disposición de la planta.
- Requiere de dos personas en forma estable para operar la máquina.
- No es una solución completa porque no se logra reemplazar del todo la mano del hombre por una máquina .

2.3 FABRICACIÓN DE LAVADORA DE CILINDROS

En la fabricación de la lavadora se deben adicionar a las ventajas anotadas en las otras alternativas los siguientes argumentos :

- Construir una máquina a la medida de las necesidades de la embotelladora.
- Menor costo de la máquina por construirse aquí en el Ecuador .
- La nueva máquina ocupará únicamente el espacio asignado y aprovechará las instalaciones disponibles en la planta.
- Lograr el desarrollo del área de la construcción de maquinaria ecuatoriana, pues utilizando tecnología disponible en nuestro medio se llega a fabricar una máquina de

elevada productividad. Abriéndose el paso a la construcción de otras máquinas con características similares ó de mayor capacidad.

- Solo se fabrica la parte necesaria por el momento, lográndose administrar de una mejor forma los recursos de la embotelladora.
- Se cuenta con la suficiente experiencia y tecnología para construir la lavadora utilizando profesionales y mano de obra ecuatoriana.
- Disminuye la dependencia del suministro de tecnología y maquinaria del extranjero.

Existen aspectos que pueden oscurecer la elección de esta alternativa, encontrándose sus causas en:

- No conocer el tiempo que toma la fase de diseño y el de construcción de la máquina.

Con todas estas consideraciones hechas se llega a la conclusión que la mejor opción resulta ser la construcción de la máquina lavadora de cilindros, dicha máquina se la debe primeramente diseñar bajo las necesidades ó características de trabajo bajo las cuales va a estar sometida la misma. A todo lo antes anotado debemos agregar que el diseño deberá tener el menor costo inicial posible, tomar en cuenta la disponibilidad de materiales, la facilidad de operación, considerar los gastos de operación y el costo de mantenimiento.

CAPITULO III

CONDICIONES DEL DISEÑO

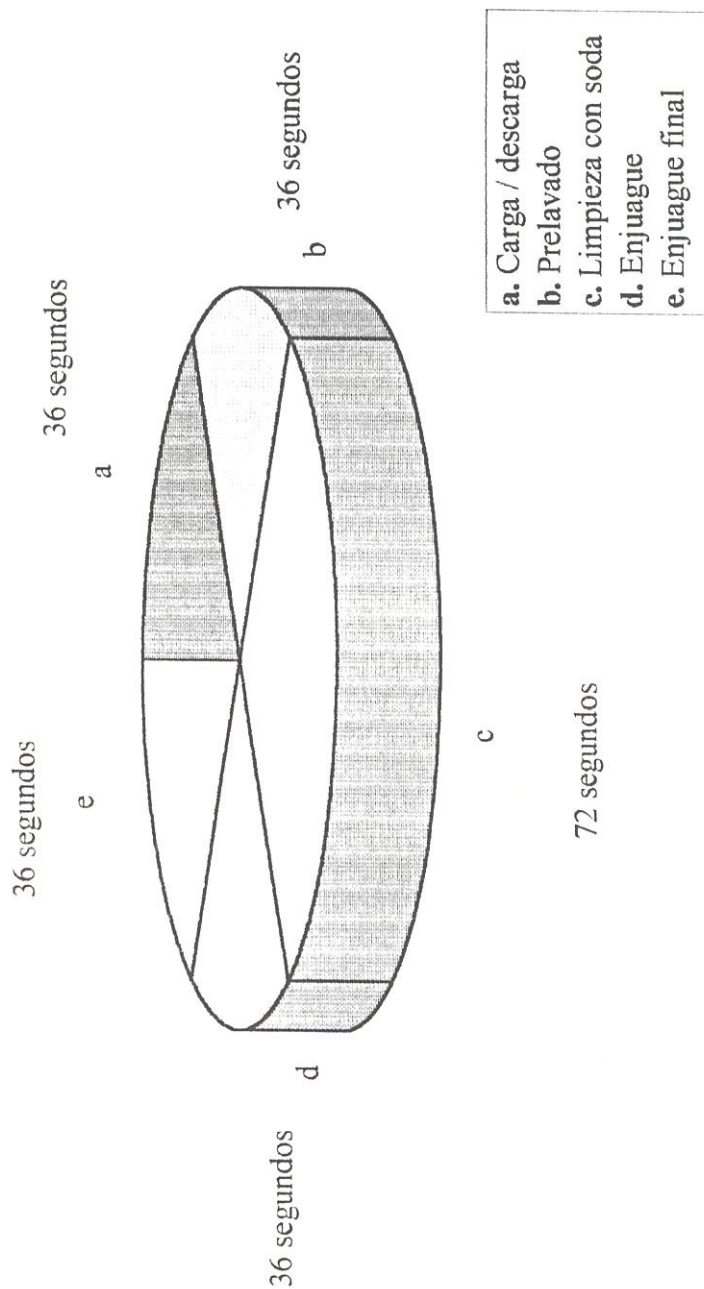
3.1 PARÁMETROS PARA LA LIMPIEZA DE LOS CILINDROS

El sistema emplea seis compartimentos, estaciones de lavado, los que giran por medio de un eje central y se hallan encerrados por una cabina de forma hexagonal, la misma que posee una abertura por la cual se introducen y se retiran los cilindros. Cada estación de lavado emplea 36 segundos para realizar su labor, figura 5, por tanto en una hora (3600 segundos) se pueden lavar 100 cilindros; la fase de lavado con solución de soda cáustica se hace en 2 etapas utilizando un total de 72 segundos. Las estaciones de lavado son:

- a. Carga y descarga del cilindro.
- b. Prelavado interior y exterior con agua recuperada.
- c. Limpieza interior y exterior con una solución de soda cáustica.
- d. Enjuague con agua recuperada.
- e. Enjuague final con agua fresca.

Cada cilindro se coloca boca abajo y junto a él su correspondiente tapa. De las seis estaciones de lavado cinco son completamente automáticas, siendo la etapa de carga

Figura 5. Tiempo utilizado en cada estación de lavado



y descarga realizada en forma manual por un solo operador.

El agua utilizada en cada estación es mantenida en tres tipos diferentes de cisternas, ubicadas convenientemente debajo del eje central. Los sistemas de bombas permiten hacer circular en circuito cerrado el agua contenida en las cisternas, por medio de rociadores el agua es regada a presión sobre los cilindros. Un intercambiador de calor permite mantener la solución de soda a determinada temperatura en la cisterna, esto a su vez ayuda a elevar la temperatura en las otras dos cisternas vecinas.

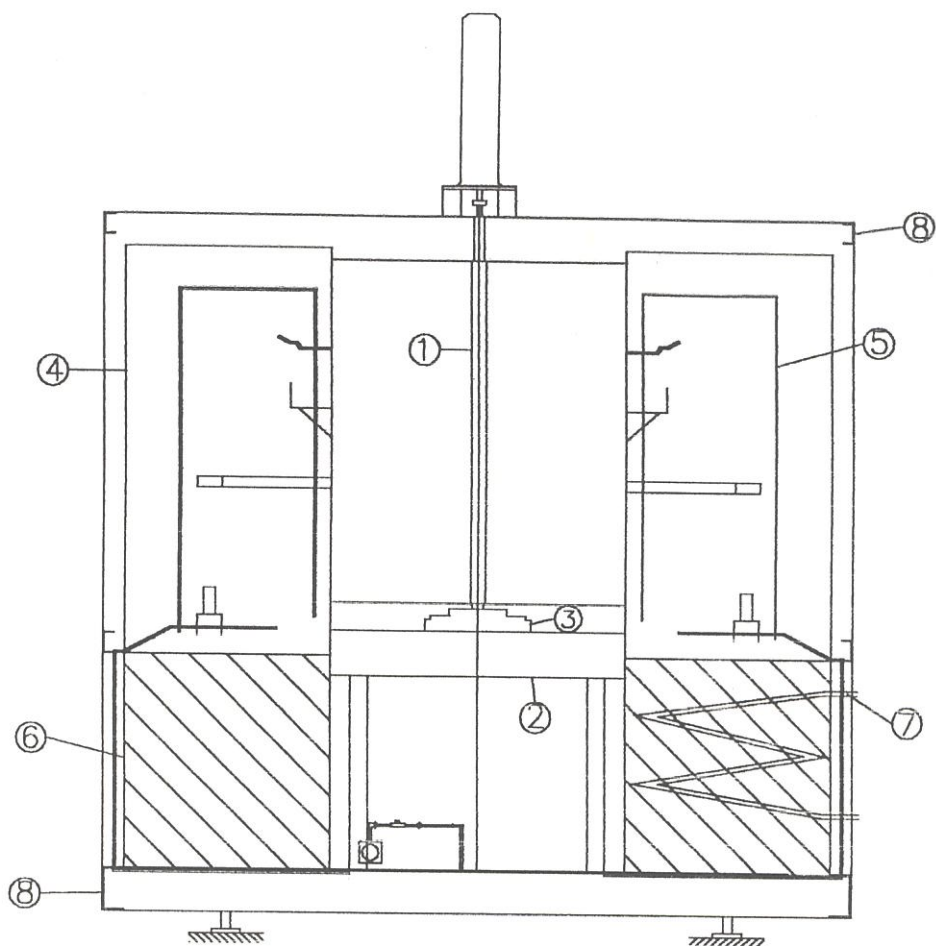
El diseño de forma de la máquina lavadora, figura 6, muestra sus elementos principales; los cálculos de diseño se presentan en el desarrollo de este capítulo.

3.2 CALCULO ESTRUCTURAL

3.2.1 DISEÑO DEL EJE

a. Consideraciones:

- El eje se ubica en forma vertical.
- En el análisis de fuerzas se asume que todas ellas están ubicadas sobre el eje.
- El eje se somete a una carga axial variable P y a un par torsor intermitente T , figura 7.
- El eje diseñado se analiza para que tenga resistencia a la carga estática, a la fatiga en el caso de esfuerzos fluctuantes y buena rigidez.



LISTADO DE PARTES PRINCIPALES

- 1.- EJE MOTRIZ
- 2.- BANCADA
- 3.- BASE DE EJE MATRIZ
- 4.- CABINA PARA LAVADO
- 5.- CIRCUITO DE LAVADO
- 6.- CISTERNA
- 7.- INTERCAMBIADOR
- 8.- CARCAZA EXTERIOR

Figura 6. ESQUEMA DE PARTES PRINCIPALES
DE LA LAVADORA



Biblioteca Central

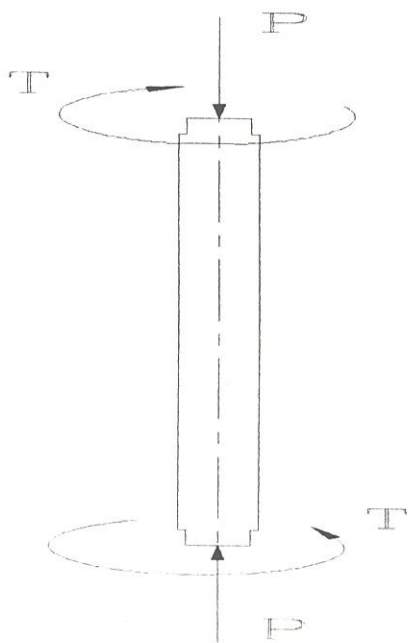


Figura 7. Diagrama de cuerpo libre del eje



Biblioteca Central

b. Análisis dinámico:

Para que el eje gire se debe aplicar sobre este una cantidad mínima de energía cinética rotacional, la misma que se obtiene con la frecuencia angular y la inercia total de la máquina lavadora.

** Inercia de la máquina*

La inercia de la máquina se obtiene a partir de la sumatoria de las inercias del eje , de los cilindros , de las cabinas en forma hexagonal y de sus accesorios.

- *inercia de las cabinas en forma hexagonal:* para fines prácticos se aproxima esta forma hexagonal a un círculo y se calcula la inercia con la ecuación 1, como un aro que rota respecto a su eje(2); la masa de las cabinas y accesorios es de 236.42 Kg. y un radio de giro de 0.66 m.

$$I = M \cdot R^2 \quad (1)$$

$$I = 236.42 \text{ Kg.} \cdot (0.66)^2 \text{ m}^2 = 103 \text{ Kg-m}^2.$$

- *inercia de cada cilindro:* para calcular esta inercia se utiliza la ecuación 2, teorema de los ejes paralelos por cuanto los cilindros giran en torno a un eje desplazado de su centroide (2); la masa de cada cilindro es de 5.45 Kg., con un radio 0.1075 m y una distancia entre ejes de 0.4115 m.

$$I = mr^2 + mx^2 \quad (2)$$

$$I = 5.45 \text{ Kg.} * (0.1075)^2 \text{ m}^2 + 5.45 \text{ Kg.} * (0.4115)^2 \text{ m}^2 = 0.9858 \text{ Kg-m}^2$$

- *inercia del eje*: se obtiene a partir de la ecuación 3(2); la masa es de 15.582 Kg. y un radio aproximado de 0.025m.

$$I = \frac{1}{2} * m * r^2 \quad (3)$$

$$I = \frac{1}{2} * 15.582 \text{ Kg.} * (0.025)^2 \text{ m}^2 = 0.0048687 \text{ Kg-m}^2$$

Luego, sumando todas las inercias parciales se obtiene la inercia total de la máquina ,

$$I = 108.92 = 109 \text{ Kg-m}^2.$$

** Energía cinética rotacional*

La energía necesaria para que la máquina lavadora cargada con seis cilindros gire un arco de 60 grados se determina con la ecuación 4, (2); a una frecuencia angular de 2.1 rd/sg.

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

$$T = \frac{1}{2} * 109 \text{ Kg-m}^2 * (2.1)^2 \text{ rd/s}^2 = 240.35 \text{ N-m}$$

c. Análisis de carga estática

Las fuerzas que actúan sobre la columna (eje) son :

1. Peso de los 6 comportamientos	1.867 N.
2. Peso de los seis cilindros	321 N.
3. Peso de los accesorios	+ <u>603 N.</u>
Peso total soportado por la columna	2.791 N.

Aproximando, se tiene una carga de $P = 2.8 \text{ KN}$.

El análisis de la condición crítica por carga estática ocurre en la mitad y en la periferia del eje, ocurriendo la condición de mayor esfuerzo cuando un punto de la superficie del eje se somete en forma simultánea a cargas axiales y de torsión, figura 8.

$$\sigma_y = -\frac{P}{A} = -\frac{4 * P}{\pi * d^2} \quad (a)$$

$$\tau_{yx} = \frac{T * r}{J} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad (b)$$

Las ecuaciones (a) y (b) permiten calcular el esfuerzo axial en compresión y el esfuerzo de torsión en un eje macizo de diámetro d ; el eje analizado no soporta carga de flexión. Utilizando el círculo de Mohr ó ecuaciones obtenidas a partir del mismo se puede determinar los dos esfuerzos principales (3).

$$\sigma_A, \sigma_B = \frac{\sigma_y}{2} = \left[(\sigma_y/2)^2 + \tau_{yx}^2 \right]^{1/2} \quad (c)$$

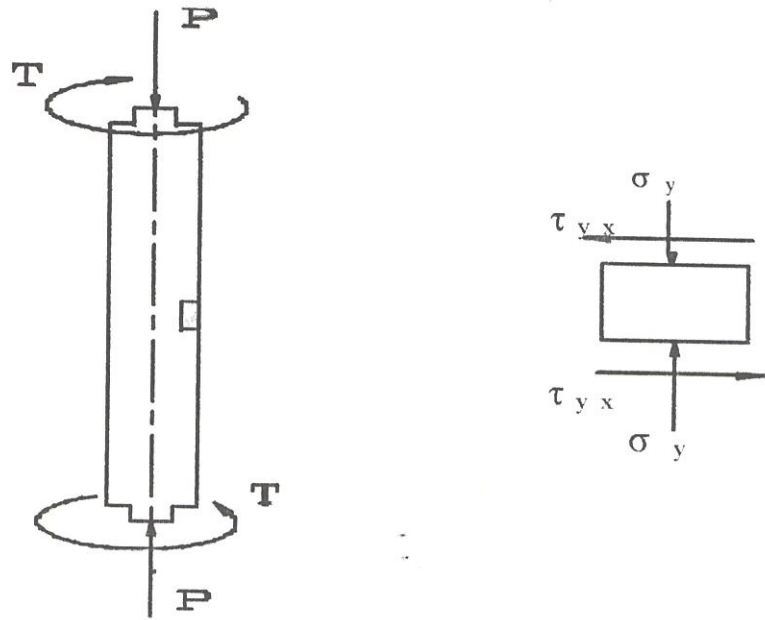


Figura 8. Análisis de un punto periférico sometido a esfuerzo axial y torsión

Estos esfuerzos se combinan y se logra obtener el esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{2}{\pi * d^3} [(Pd)^2 + (8T)^2]^{1/2} \quad (5)$$

Haciendo el diseño del eje con base en la teoría del esfuerzo cortante máximo, el valor admisible de $\tau_{\text{máx}}$ del material a construir dicho eje es:

$$\tau_{\text{máx}} \leq \frac{S_{sy}}{n_d} \quad (6)$$

siendo, $\tau_{\text{máx}} = \tau_{\text{adm}}$

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} \quad (7)$$

** Diámetro del eje*

El diámetro del eje a utilizarse es 38.1 mm (1½”) , pero se analiza un diámetro de 31.75 mm (1¼”) para garantizar la resistencia del eje ante posibles reducciones de diámetro.

Los valores de carga axial y torque se calcularon en las secciones **b** y **c** , los mismos que son: P=2800N y T=60 N-m.; los datos antes anotados se reemplazan en la ecuaciones (a) y (b) y con dichos valores se construye el círculo de Mohr , figura 9, a partir del cual se

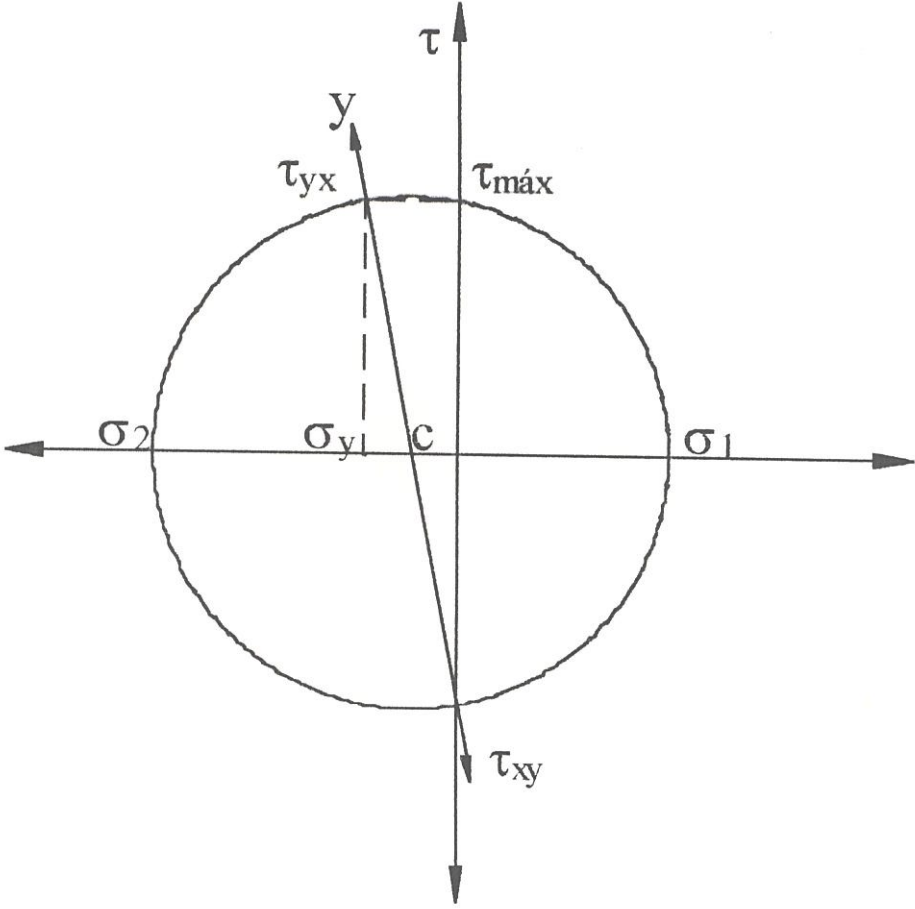


Figura 9. Circulo de Mohr construido a partir de los esfuerzos que actúan sobre el eje

obtienen los esfuerzos máximos , así como el cortante máximo al cual trabaja el eje. Una forma más rápida de obtener el $\tau_{\text{máx}}$ es utilizando la ecuación 5:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{2 * [(2800 \text{ N} * 0.03175\text{m})^2 + (8 * 240 \text{ N-m})^2]^{1/2}}{\pi * (0.03175\text{m})^3}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 38.2 \text{ MPa}$$

TABLA I.
ESFUERZOS PRINCIPALES EN EL EJE

Esfuerzo máximo σ_1 . (MPa)	Esfuerzo mínimo σ_2 . (MPa)	Esfuerzo cortante máximo. $\tau_{\text{máx}}$ (MPa)
36.49	-39.99	38.24

Conocido el valor de $\tau_{\text{máx}}$ se procede a buscar alternativas de material para construir el eje, la tabla II muestra el factor de seguridad obtenido con diversos materiales ; las propiedades de los aceros son tomadas de (4).

d. Análisis de resistencia a la fatiga

Primero se calcula el valor de la resistencia a la fatiga del material del eje y luego se calculan los esfuerzos, finalmente se relacionan estos valores para obtener el factor de seguridad.

TABLA II.
RESISTENCIA A LA CARGA ESTÁTICA DEL EJE

Tipo de acero	Esfuerzo cortante máximo MPa	Resistencia		Factor de seguridad <i>N</i>
		de fluencia MPa	fluen. en cortante MPa	
Inoxidable AISI 304	38.2	242	121	3
Transmisión SAE 1040	38.2	380	190	5
Transmisión SAE 1018	38.2	276.2	138.1	4
Cons.máquinaria SAE 4140/ASSAB 709	38.2	685	342.5	9

De (4) se tiene que las resistencias mínimas del acero 1018 son $S_{ut} = 476 \text{ MPa}$ y $S_{yt} = 276.2 \text{ MPa}$.

Marín (3), propone algunos factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico, los mismos que se anotan en la ecuación 8:

$$S_e = S'_e * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e \quad (8)$$

- Límite a la fatiga, S'_e

El valor de S'_e se obtiene con la ecuación 9:

$$S'_e = 0.504 * S_{ut} \quad (9)$$

$$S'_e = 0.504 * 476 \text{ MPa} = 239.9 \text{ MPa} = 240 \text{ MPa}.$$

- Factor de superficie, k_a

Se lo calcula mediante la fórmula 10:

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (10)$$

donde S_{ut} es la resistencia mínima a tensión; a y b dependen del acabado superficial

$$S_{ut} = 476 \text{ MPa}, a = 4.51 \text{ MPa y } b = -0.265$$

$$k_a = 4.51 * (476)^{-0.265} = 0.88$$

- Factor de tamaño, k_b

Este factor se lo calcula a partir de la ecuación 11:

$$k_b = \left(d / 7.62 \right)^{-0.1133} \quad (11)$$

$$k_b = \left(31.75 / 7.62 \right)^{-0.1133} = 0.85$$

- Factor de carga, k_c

El eje trabaja soportando carga axial y de torsión, pero la carga axial es menor por lo tanto: $k_c = 0.577$

- Factor de temperatura, k_d

El eje trabaja en un ambiente de temperatura normal, $k_d = 1$

- Factor de efectos diversos, k_e

Se toma al eje como una barra circular sujeta a torsión, $k_e = 0.8$

Todos los factores anteriormente obtenidos se reemplazan en la ecuación 8.

$$S_e = 240 * 0.88 * 0.85 * 0.577 * 0.8 = 82.87 \text{ MPa}$$

*** Cargas fluctuantes**

El eje se somete a torsión pulsante y a carga axial variable, estos valores se corrigen con factores de acuerdo con el tipo de carga. Shigley, (3), indica que cualquier componente de esfuerzo axial alternante debe multiplicarse por 1.083. De tablas y ecuaciones tomadas de (3), se anota que la torsión pulsante debe corregirse por un factor $K_{fs} = 1.304$.

Luego de (3) se toman las fórmulas para obtener los valores de torque medio y alternante; así como la carga axial media y alternante:

$$T_m = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} = \frac{(240 + 0) \text{ N-m}}{2} = 120 \text{ N-m}$$

$$T_a = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} = \frac{(240 - 0) \text{ N-m}}{2} = 120 \text{ N-m}$$

$$P_m = \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2} = \frac{(2800 + 2470) \text{ N}}{2} = 2635 \text{ N}$$

$$P_a = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2} = \frac{(2800 - 2470) \text{ N}}{2} = 165 \text{ N}$$

Las componentes de esfuerzo alternante y medio son :

$$\sigma_{ym} = - \frac{4 * P_m}{\pi * d^2} = - \frac{4 * 2635 \text{ N}}{\pi * (0.03175)^2 \text{ m}^2} = -3.3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ya} = - k_a \frac{4 * P_a}{\pi * d^2} = - 1.083 * \frac{4 * 165 \text{ N}}{\pi * (0.03175)^2 \text{ m}^2} = -0.225 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ym} = \frac{T_m * r}{J} = \frac{120 \text{ N-m} * 16}{\pi * (0.03175)^3 \text{ m}^3} = 19.1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ya} = K_{fs} * \frac{T_a * r}{J} = 1.304 * \frac{120 \text{ N-m} * 16}{\pi * (0.03175)^3 \text{ m}^3} = 24.9 \text{ MPa}$$

Después se utilizan estas componentes para determinar σ'_a y σ'_m utilizando el esfuerzo de von Mises, en la ecuación simplificada 12.

$$\sigma' = (\sigma_y^2 + 3 \tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (12)$$

$$\sigma'_a = ((-0.225)^2 + 3 (24.9)^2)^{1/2} = 43.13 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = ((-3.3)^2 + 3 (19.1)^2)^{1/2} = 33.24 \text{ MPa}$$

La ecuación 13 corresponde a la relación de Goodman modificada, la cual se emplea para obtener el factor de seguridad.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (13)$$

Reemplazando valores en 13 se obtiene,

$$\frac{43.13}{82.87} + \frac{33.24}{476} = \frac{1}{n}$$

$$n = 1.7$$

Repitiendo el mismo procedimiento de cálculo se analizan otros tipos de acero, estos resultados se muestran en la tabla III.

e. Selección del material para construir el eje

La matriz de decisión, tabla IV, es la base para seleccionar el material con el cual se elabora el eje, como se observa en dicha tabla todos los materiales analizados muestran un buen factor de seguridad, pero se busca la opción que de mayor duración; de esta tabla se elige el acero ASSAB 709/ AISI 4140. La figura 10 muestra el diagrama de Goodman modificado para el acero seleccionado.



TABLA III.
RESISTENCIA A LA FATIGA DEL EJE

Tipo de acero	Resis. última <i>Sut.</i> MPa	Lím. resis. fatiga Se. MPa	Esfuerzo a medio intervalo MPa	Amplitud de esfuerzo MPa	Factor de seguridad <i>N</i>
Inoxidable AISI 304	587	96.74	33.24	43.13	2
Transmisión SAE 1040	630	101.78	33.24	43.13	2.1
Transmisión SAE 1018	476	82.87	33.24	43.13	1.7
Cons. maquinaria SAE 4140/ASSAB 709	883	131	33.24	43.13	2.7

TABLA IV.
MATRIZ DE DECISIÓN PARA SELECCIÓN
DE MATERIAL PARA CONSTRUIR EL EJE

Objetivos:	Bajo costo	Resistencia mecánica	Maquinabilidad	Disponibilidad comercial	Resistencia corrosión	Calificación final
Calificación	0.2	0.3	0.15	0.2	0.15	
Alternativas:						
Inoxidable AISI 304	25%	60%	70%	100%	100%	69%
Transmisión SAE 1040	75%	63%	65%	100%	50%	71%
Transmisión SAE 1018	80%	50%	75%	100%	50%	70%
Cons.máquinaria SAE 4140	60%	85%	50%	100%	55%	73%

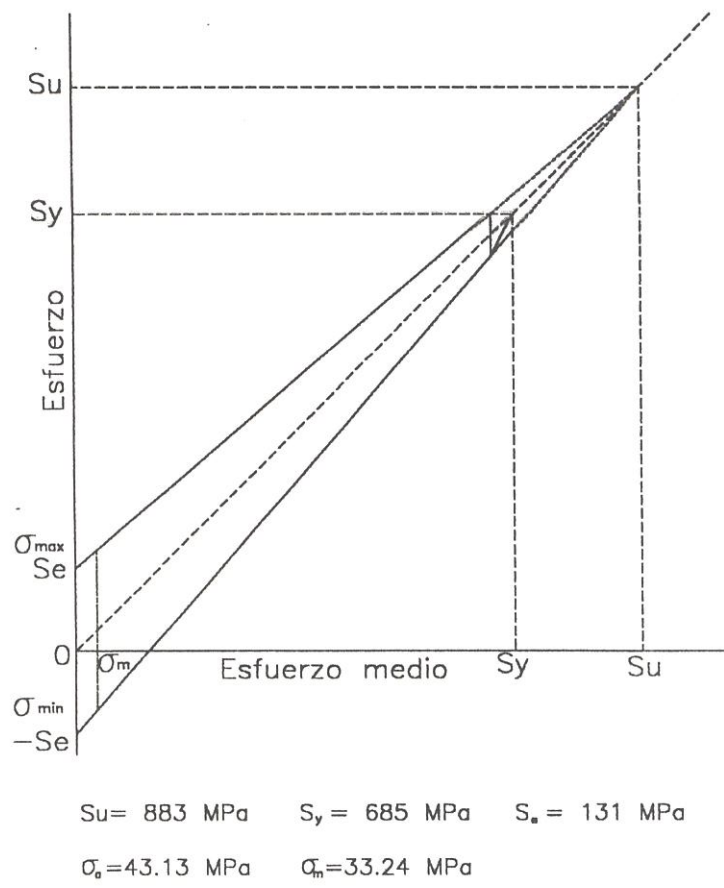


Figura 10.— Diagrama de Goodman modificado que muestra la resistencia del eje de acero SAE 4140/ASSAB 709

f. Análisis de rigidez en el eje

Para asegurar que no existan problemas de pandeo en el eje, este se analiza como una columna cargada excéntricamente, para lo cual se calcula el valor del esfuerzo producido por la compresión.

De (3) tomamos la fórmula 14 para obtener la relación de esbeltez real y luego comparar esta con $(l/k)_2$.

$$l/k = l / (I/A)^{1/2} \quad (14)$$

siendo, l: longitud de la columna, m.

I: inercia , m^4

A: área de la barra, m^2

Con valores de longitud 0.98 m, área $0.0007917m^2$, inercia de $4.98 E-8 m^4$ obtenemos $l/k = 1.036 / (4.98E-8 / 0.0007917)^{1/2} = 131$

La relación de esbeltez límite se calcula con la ecuación 15.

$$(l/k)_2 = 0.282 * (AE / P_{cr})^{1/2} \quad (15)$$

$$(l/k)_2 = 0.282 * ((0.0007917 m^2 * 207 E9 Pa)/ 455 N)^{1/2}$$

$$(l/k)_2 = 169.2$$

Siendo $(l/k) < (l/k)_2$ se utiliza la ecuación 16 para determinar el esfuerzo de compresión.

$$\sigma_c = \frac{P}{A} * (1 + (ec/k^2)) \quad (16)$$

$$\sigma_c = \frac{455 \text{ N} * [1 + (0.3 \text{ m} * 0.0158 \text{ m}) / (0.00793 \text{ m})^2]}{(0.0007917)^2 \text{ m}^2}$$

$$\sigma_c = 44 \text{ MPa}$$

El valor de σ_c es mucho menor que el esfuerzo de fluencia, 276.2 Mpa; obteniéndose un factor de seguridad de 6, pero como el diámetro de trabajo es 38 mm se asegura la rigidez del eje.

3.2.2 DISEÑO DE LA BANCADA

La bancada sirve de asiento a la base del eje y al eje motriz mismo; su diseño garantiza seguridad y se lo realizado bajo ciertas asunciones.

* Consideraciones:

- La bancada se construye en canales “U”, en la medida de 100 x 50 x 3 mm.
- Las propiedades de los canales se toman del catálogo “Perfiles de acero”, (5).
- El factor de seguridad que tiene la bancada se lo obtiene de la resistencia a la carga estática.

* Cálculos:

a. Equilibrio estático

La bancada soporta una fuerza $P = 2.8 \text{ KN}$ la misma que se reparte entre los dos

canales “U”; esta bancada tiene la forma de un cuadrado de 0.40m de lado. La figura 11 indica las reacciones en los apoyos:

$R_1 = R_2 = P/4$; siendo P la carga total que soporta el eje.

$$R_1 = R_2 = 0.7 \text{ KN}$$

b. Factor de seguridad

Singer, referencia 6, presenta la fórmula 17 para calcular el esfuerzo en la vigas.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M}{W} \quad (17)$$

siendo M: momento máximo soportado por la viga [N-m]

W: módulo de la sección [m³]

$$M = R_1 \cdot \frac{l}{2} = \frac{700 \text{ N} \cdot 0.4\text{m}}{2} = 140 \text{ N-m}$$

$$W = 1.770 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\sigma_{\text{máx.}} = \frac{140 \text{ N-m}}{1.770 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3} = 7.9 \text{ MPa}$$

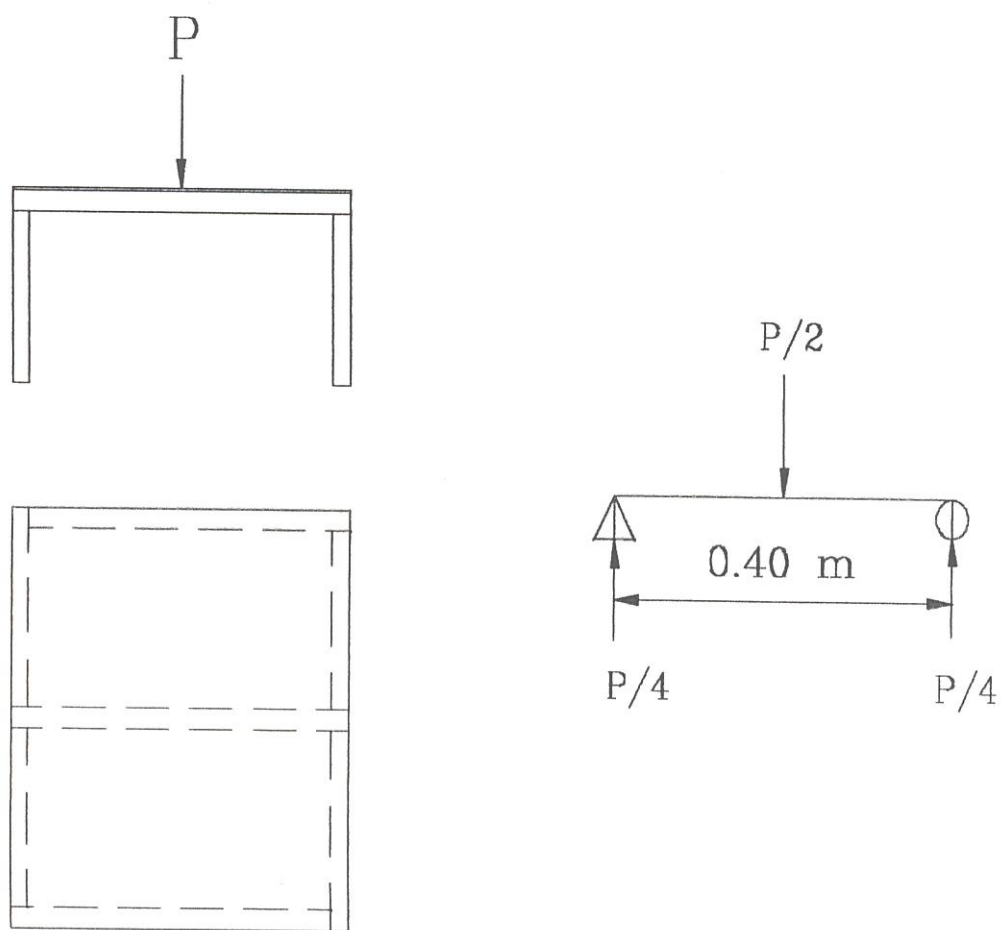


Figura 11. Esquema de la bancada

Finalmente se calcula el factor de seguridad con el valor de resistencia a la fluencia S_y del acero.

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} = \frac{317}{7.9} = 40$$

Con este valor de seguridad la viga soporta perfectamente la carga que actúa sobre ella.

c. Cálculo de las uniones soldadas

En el diseño de la bancada y en general de toda la máquina lavadora se debe considerar el proceso de unión de soldadura de tipo eléctrica por ser versátil en el trabajo. En la estructura de la máquina lavadora se utiliza dos tipos ordinarios de uniones soldadas, a tope y en ángulo.

En toda la estructura de la máquina lavadora las planchas usadas en las uniones a tope pueden ser biseladas, biseladas a un solo lado ó no biseladas. Si no existe refuerzo la práctica usual es formar el cordón y luego mecanizarlo con una moladora hasta tener una superficie pareja y libre de defectos.

Se asume como área total el producto de la longitud total de la soldadura por el espesor de la chapa más delgada que se une. En el diseño de soldaduras comúnmente

se basa el tamaño de la junta en la magnitud del esfuerzo en el área de la garganta y en la dimensión mínima de la anchura del cordón conformada por dos catetos iguales.

El cálculo de las uniones soldadas se lo realiza para el caso más crítico, el mismo que ocurre al unir la matriz hexagonal hecha en acero A32 de 3mm de espesor con las cabinas de lavado hechas en acero inoxidable de 2mm de espesor. La garganta es de 3mm y el filete de dicha soldadura se somete a flexión y cortante, figura 12.

Se determina el factor de seguridad contra falla por fatiga en el metal soldante de la matriz hexagonal. Las propiedades del acero ASTM A-32 se toman de la referencia (8), $S_y = 220$ MPa y $S_u = 341$ MPa. El esfuerzo cortante en la base es:

$$\tau = \frac{W}{A} + \frac{M C}{I}$$

siendo, $W = 658$ N

$$A = 6 * (1.41 h * b) = 6 * (1.41 * 0.003 * 0.35) = 0.008883$$

$$M = 658 \text{ N} * 0.14 \text{ m} = 92 \text{ N-m}$$

$$C = d/2 = 0.002 / 2 = 0.0010$$

$$I = 0.707 h * I_u = 0.707 * 0.005 * (6 * b d^2 / 2) = 0.707 * 0.002 * 3 * 0.35 * (0.002)^2 = 5.94 \text{ E-9}$$

$$\tau = 15.5 \text{ MPa}$$

Utilizando nuevamente la ecuación (9) se calcula el límite de fatiga,

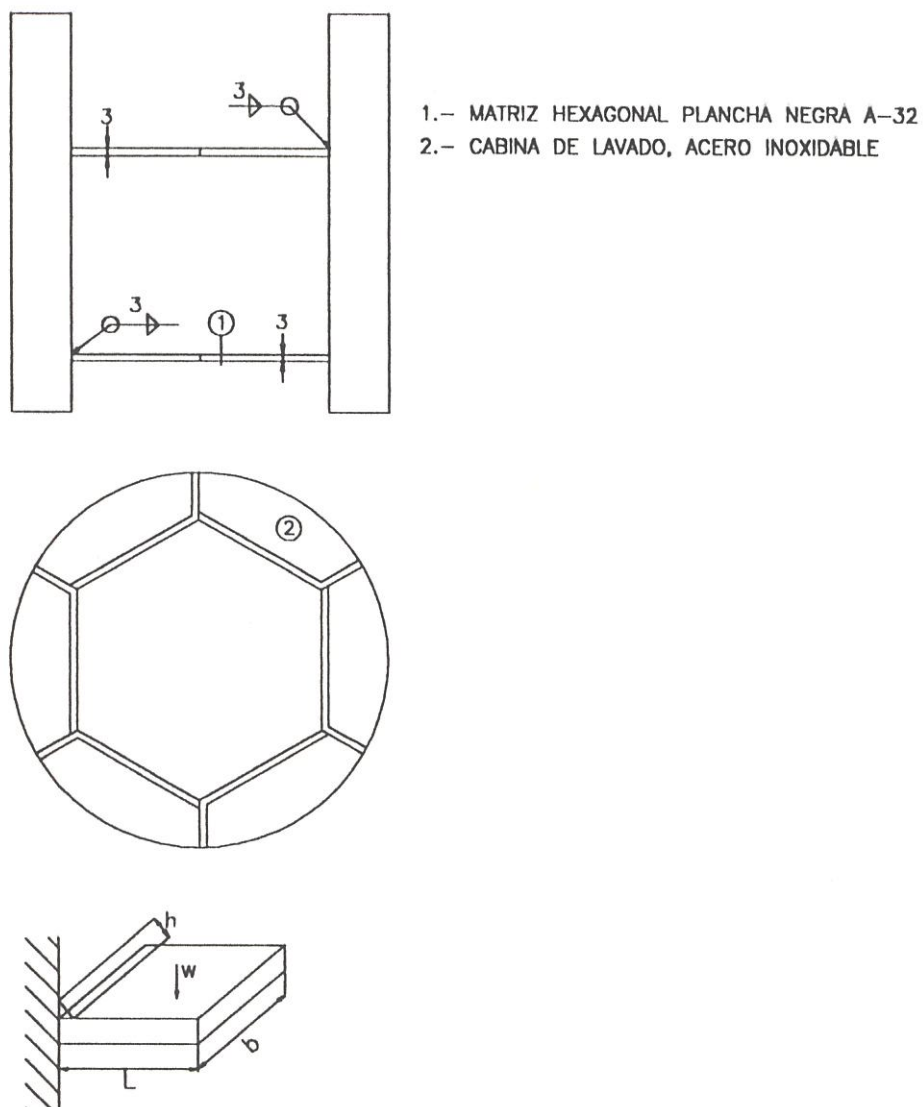


Figura 12. Esquema de Soldadura de la Matriz Hexagonal con la Cabina de Lavado

$$S'e = 0.504 S_{ut} = 0.504 * 341 \text{ MPa} = 172 \text{ MPa}$$

El cordón de soldadura es una superficie esmerilada, $a = 1.58$, $b = -0.085$ y $S_u = 341$ MPa, estos valores se reemplazan en la ecuación (10).

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (10)$$

$$k_a = 0.96$$

El valor de k_b se lo obtiene con $d_e = 0.808 (0.707 h * b)^{1/2} = 54 \text{ mm}$. El cordón de soldadura se somete a flexión y por la referencia (3) $k_b = 0.6$.

El valor de k_c se lo obtiene de (3), al trabajar en cortante $k_c = 0.577$; y $k_d = 1$

$$k_e = 1 / k_f = 1 / 2.7 = 0.37$$

Al reemplazar en la ecuación (8) se obtiene $S_{se} = 172 * 0.96 * 0.6 * 0.577 * 1 * 0.37 = 21.1 \text{ MPa}$.

Se calculan los esfuerzos alternante y medio,

$$\tau_a = 15.5 / 2 = 7.75 \text{ MPa} \quad \text{y} \quad \tau_m = 15.5 / 2 = 7.75 \text{ MPa}$$

La ecuación 13 corresponde a la relación de Goodman modificada, la cual se emplea para obtener el factor de seguridad.

$$\frac{\tau_n}{S_{sc}} + \frac{\tau_m}{S_u} = \frac{1}{n} \quad (13)$$

Reemplazando valores en 13 se obtiene,

$$\frac{7.75}{21.1} + \frac{7.75}{341} = \frac{1}{n}$$

$$n = 2.6$$

La soldadura se calculó para un valor mínimo de la garganta de 3mm, como el factor de seguridad es 2.6 cualquier valor superior a 3mm soporta el trabajo al cual va a ser sometido las uniones soldadas.

3.2.3 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

Para seleccionar el rodamiento hay que tener en cuenta las fuerzas que actúan en el eje, a continuación se debe determinar la carga radial equivalente F_e con la fórmula 18, tomada de (3).

$$F_e = XVF_r + YF_a \quad (18)$$

donde, F_e = carga radial equivalente

F_r = carga radial aplicada

F_a = carga de empuje aplicada

V = factor de rotación

X = factor radial

Y = factor de empuje

Como la carga radial es nula, la ecuación 18 se reduce a la expresión 18.a

$$F_e = Y F_n \quad (18.a)$$

Siendo $Y=1$ por trabajar a baja velocidad, la carga radial equivalente es igual a la carga de empuje aplicada.

$$F_e = 1 * 2800 \text{ N} = 2800 \text{ N}.$$

Consultando el manual de rodamientos de la NTN, (7), se encuentra que el nivel de carga dinámico se lo obtiene con la ecuación 18.b, dicho valor sirve para buscar el número de rodamiento en el catálogo

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * (C/P)^3 \quad (18.b)$$

$$C = (60 * n * L_{10h} / 10^6)^{1/3} * F_e, \text{ siendo:}$$

$$L_{10h} = 20.000 \text{ horas}$$

$$n = 20 \text{ RPM}$$

$$C = (60 * 20 * 20.000 / 10^6)^{1/3} * 3472 \text{ N}.$$

$$C = 10015 \text{ N}.$$

Con esta información se busca en el manual de NTN un rodamiento de tipo axial capaz de soportar un nivel de carga mínimo de 10015 N, a un diámetro interior de 35 mm; se selecciona el rodamiento número 51106(véase tabla V).

El rodamiento se lo ubica en la base del eje, en tanto que en el otro extremo se coloca un buje de bronce. El espesor de la pared del buje se obtiene de la tabla VI, referencia 8, para un diámetro de 32 mm (1 1/4") el espesor de pared es de 4.8 mm (3/16").

3.3 SISTEMA HIDRÁULICO

3.3.1 CAUDAL CONSUMIDO EN CADA ETAPA

a. Esquema del circuito

El circuito está compuesto por ramales en serie y en paralelo ,figura 13, utilizando tubería de acero inoxidable de 3/4" de diámetro y dos ramales de 1/4" de diámetro; empleándose 17 rociadores de agua por cada etapa ,cada rociador consume 0.46 l/min. a una presión de 4 bar(58 psi).

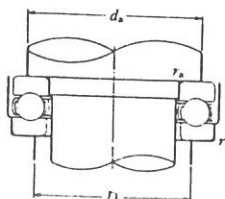
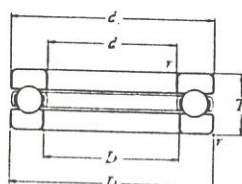
b. Pérdida de presión en el circuito

Los ramales AH, AG y A'X se encuentran en serie, pero en el punto A nacen los ramales AH, AX y AG que se encuentran en paralelo entre sí; otra conexión en paralelo se encuentra en el punto X con los ramales XC', XD' y XA'. Totalizando las pérdidas que ocurren en cada ramal se obtiene la carga de presión necesaria para

TABLA V.
RODAMIENTO AXIAL, (REF. 7)

Thrust Ball Bearings

Single direction type



Equivalent bearing load
dynamic
 $P_d = F_d$
static
 $P_{ds} = F_s$

d 10~50mm

Boundary dimensions mm				Basic load ratings N lbf		Limiting speeds r min		Bearing numbers	Dimensions mm		Abutment and fillet dimensions mm			Mass kg lb (approx.)
d	D	T	r ₁ min	dynamic C _d	static C _{0s}	grease	oil		d ₁ max ¹⁾	D ₁ min ¹⁾	d ₂ min	D ₂ max	r _s max	
10	24	9	0.3	10 000	14 000	6 700	9 500	51100	24	11	18	16	0.3	0.021
	26	11	0.6	12 500	17 100	5 800	8 300	51200	26	12	20	16	0.6	0.046
12	26	9	0.3	10 000	15 400	6 400	9 200	51101	26	13	20	18	0.3	0.023
	28	11	0.6	12 500	19 200	5 600	8 000	51201	28	14	22	18	0.3	0.051
15	28	9	0.3	10 000	16 800	6 200	8 800	51102	28	16	23	20	0.3	0.034
	32	12	0.6	12 500	24 800	5 000	7 100	51202	32	17	25	22	0.6	0.075
17	30	9	0.3	10 000	18 200	6 000	8 500	51103	30	18	25	22	0.3	0.026
	35	12	0.6	12 500	27 300	4 800	6 800	51203	35	19	28	24	0.6	0.057
20	35	10	0.3	10 000	24 700	5 200	7 500	51104	35	21	29	26	0.3	0.054
	40	14	0.6	12 500	37 500	4 100	5 900	51204	40	22	32	28	0.6	0.119
25	42	11	0.6	15 000	37 000	4 600	6 500	51105	42	26	35	32	0.6	0.060
	47	15	0.6	27 800	50 500	3 700	5 300	51205	47	27	38	34	0.6	0.132
	52	18	1	35 500	61 800	3 200	4 600	51305	52	27	41	36	1	0.111
	60	24	1	55 500	99 000	2 600	3 700	51405	60	27	46	39	1	0.245
30	47	11	0.6	20 400	42 000	4 300	6 200	51106	47	32	40	37	0.6	0.178
	52	16	0.6	29 000	58 000	3 400	4 900	51206	52	32	43	39	0.6	0.380
	60	21	1	43 000	78 500	2 800	3 900	51306	60	32	48	42	1	0.269
	70	28	1	66 000	117 700	2 200	3 200	51406	70	32	54	46	1	0.510
35	52	12	0.6	25 400	46 500	3 900	5 600	51107	52	37	45	42	0.6	0.152
	62	18	1	39 000	79 000	2 900	4 200	51207	62	37	51	46	1	0.130
	68	24	1	51 800	105 000	2 400	3 500	51307	68	37	55	48	1	0.218
	80	32	1.1	77 000	155 000	1 900	2 800	51407	80	37	62	53	1	0.363
40	60	13	0.6	28 800	53 000	3 500	5 000	51108	60	42	52	48	0.6	0.167
	68	19	1	47 000	88 100	2 700	3 900	51208	68	42	57	51	1	0.278
	78	26	1	69 000	135 000	2 200	3 100	51308	78	42	63	55	1	0.608
	90	36	1.1	112 000	205 000	1 700	2 500	51408	90	42	70	60	1	1.21
45	65	14	0.6	27 800	50 000	3 200	4 600	51109	65	47	57	53	0.6	0.148
	73	20	1	48 000	93 000	2 600	3 700	51209	73	47	62	56	1	0.326
	85	28	1	70 000	131 000	2 000	2 900	51309	85	47	69	61	1	0.317
	100	39	1.1	130 000	242 000	1 600	2 200	51409	100	47	78	67	1	0.699
50	70	14	0.6	28 800	53 000	3 100	4 500	51110	70	52	62	58	0.6	0.161
	78	22	1	48 000	93 000	2 400	3 400	51210	78	52	67	61	1	0.355
	95	31	1.1	86 000	165 000	1 800	2 600	51310	95	52	77	68	1	0.378

1) The inner-ring OD dimension d_1 shows the maximum permissible dimension

2) The outer-ring ID dimension D_1 shows the minimum permissible dimension

Note The inner-ring OD on bearings marked with an asterisk is smaller than the outer-ring OD

Therefore, we using such a bearing, there is no need to grind an undercut on the inner-ring OD as shown in the drawing, and the shape of the bearing holes may be cylindrical

TABLA VI.
ESPESOR DE PARED DE BUJES
DE BRONCE, PULGADAS, (REF. 8)

Diámetro del muñón(pulg.)	< 0.25	0.25 a 0.5	0.5 a 1	1 a 1.5	1.5 a 2.5	2.5 a 4	4 a 5.5
Buje sólido, 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 sólido, 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

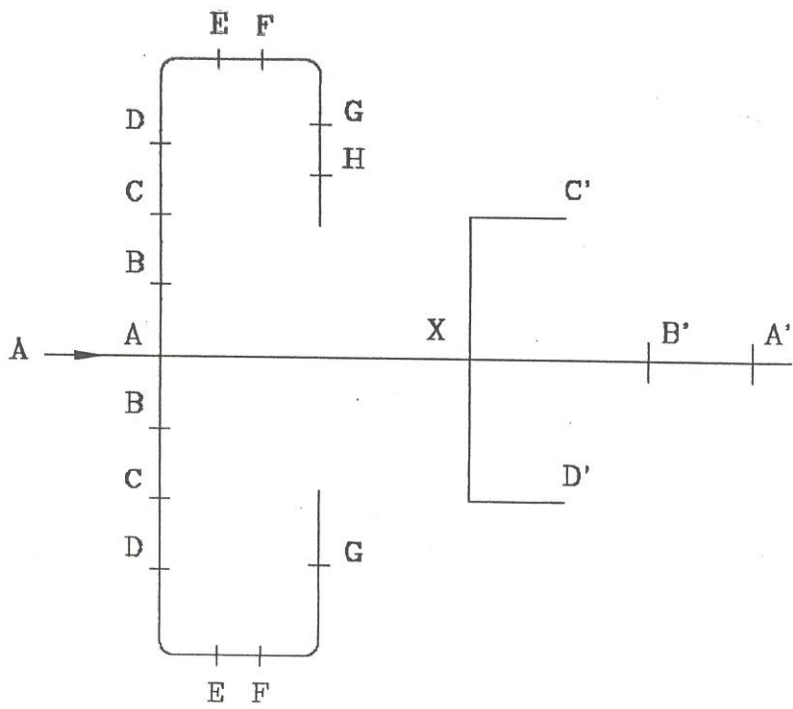


Figura 13. Diagrama del circuito de lavado

hacer circular el agua en cada cisterna.

El cálculo de las pérdidas en cada tramo de tubería se realiza utilizando la ecuación 19, la misma que emplea unidades del Sistema Inglés, (8).

$$H_f = 1045 \frac{(Q/C)^{1.852}}{ID^{4.857}} \quad (19)$$

H_f = Perdida por fricción en pies de agua (cabezal)

ID = Diámetro interior de la tubería (pulgadas)

C = Coeficiente de tubería,

PVC = 150

Acero inoxidable = 140

Q = Flujo en galones por minuto, GPM

- Ramal AH

Tubería : 0.0125 psi = 0.086 KPa

Altura : 1.15 psi = 7.9 KPa

Accesorios: 0.0013 psi = 0.00896kpa

Pérdidas = 7.99 KPa = 1.16 psi

Caudal = 3.22 l/min

- Ramal AG

Tubería : 0.0083 psi = 0.057 KPa

Altura : 1.15 psi = 7.9 KPa

Accesorios: 0.0013 psi = 0.00896 KPa

Pérdidas = 7.96 KPa = 1.16 psi

Caudal = 2.76 l/min

- Ramal XA'

Tubería : 0.000035 psi = 0.24 Pa

Accesorios: 2.842E-9 psi = 2 E-5 Pa

Pérdidas = 0.24 Pa = 35 E-6 psi

Caudal = 0.92 l/min

- Ramal XC'

Tubería : 0.0019 psi = 0.013 KPa

Accesorios: 1.1E-6 psi = 7.6E-6 KPa

Pérdidas = 0.013 KPa = 0.002 psi

Caudal = 0.46 l/min.

- Ramal XD' = Ramal XC'

Pérdidas = 0.043 KPa = 0.002 psi

Caudal = 0.46 l/min.

- Ramal AX

Tubería : 0.000023 psi = 0.00016 KPa

Accesorios: 2.02E-8 psi = 0.14E-3 KPa

Pérdidas = 0.00016 KPa = 0.000023 psi

Caudal = 1.84 l/min.

- Ramal FA

Tubería : 0.0018 psi = 0.012 KPa

Accesorios: 0.028 psi = 0.1931 KPa

Pérdidas = 0.2051 KPa = 0.030 psi

Caudal = 7.82 l/min.

La pérdida total de presión en el circuito hidráulico es de 8.2085 KPa (1.19 psi), requiriendo un consumo de líquido de 7.82 l/min.

Las etapas de prelavado y de enjuague trabajan a 4 bar de presión, utilizando 7.82 lt/min. (2 galones/minuto) cada una; la etapa de limpieza con solución de soda cáustica requiere de 15.64 lt/min. (4 galones/minuto) a 4 bar de presión. La etapa de enjuague final es una fase de refuerzo del lavado por ello trabaja a 3 bar , con la finalidad de hacer más eficiente la lavadora esta etapa no utiliza cisterna porque consume agua fresca a razón de 7.82 lt/min. (2 galones/minuto). La figura 14 muestra el sistema de cisternas utilizado en la lavadora.

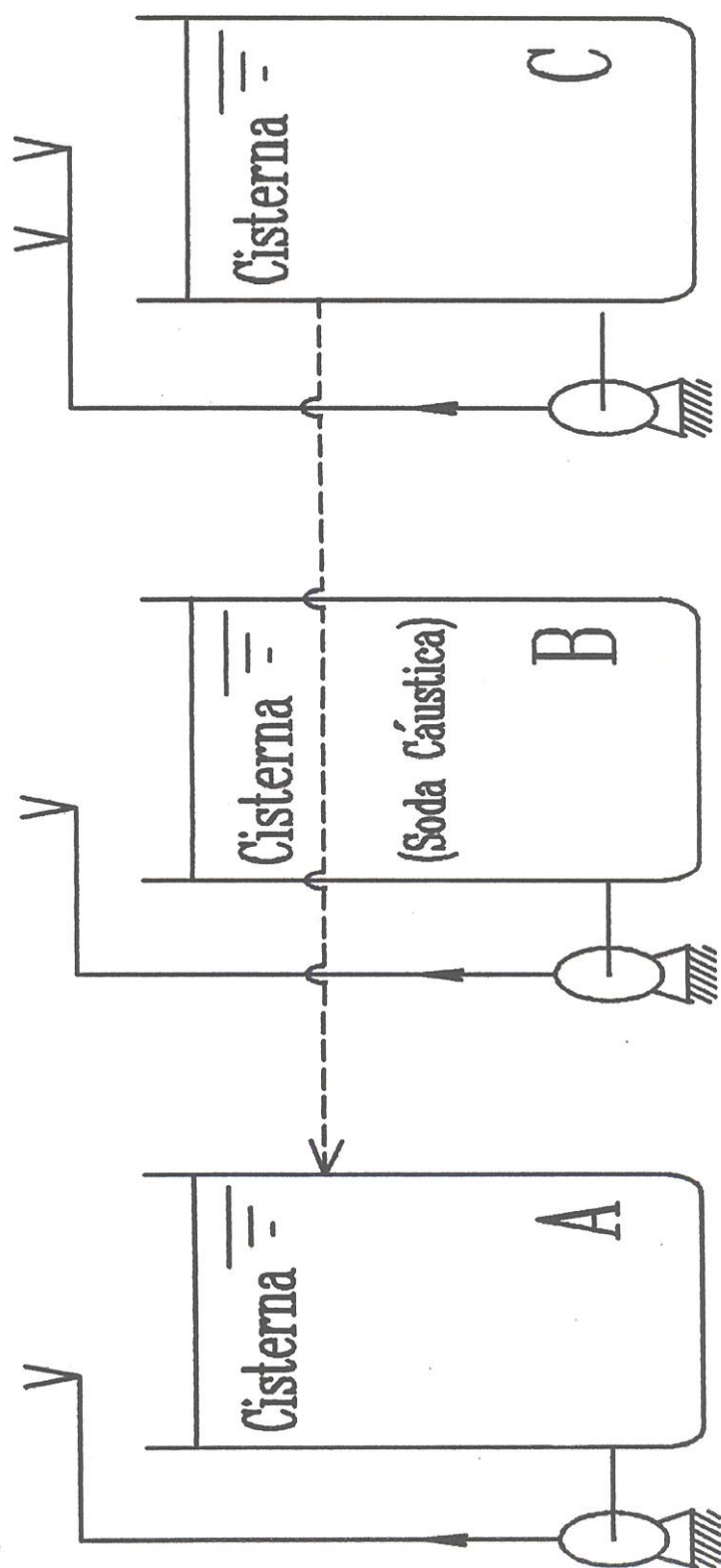


Figura 14. Sistema de cisternas

La conexión del líquido proveniente de la cisterna con el circuito hidráulico se realiza en cada cabina de lavado por medio de un acople, figura 15, el mismo que se compone de una zapata hecha de celerón (micarta), que se desliza sobre la parte curva de la cabina de lavado, y de una placa en la cual se conecta la alimentación de líquido. Un par de resortes se encargan de mantener siempre unidos estos elementos.

3.3.2 DIMENSIONAMIENTO DE CISTERNAS

Conocido el consumo de agua en cada etapa de lavado y el número de cisternas requeridos se procede a dimensionar las mismas:

- 1 cisterna de 0.112 m^3 (29.5 galones) para la etapa de prelavado.
- 2 cisternas de 0.224 m^3 (59 galones) cada una. Una para lavado con soda cáustica y otra para enjuague.

TABLA VII.

CONSUMO Y CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SISTEMA HIDRÁULICO

Ramal	Carga (KPa)	Caudal (l/min.)
XA'	0.00024	0.92
XC'	0.013	0.46
XD'	0.013	0.46
AX	0.00016	1.84
AH	7.99	3.22
AG	7.96	2.76
FA	0.2051	7.82

La etapa de enjuague final no utiliza cisterna porque esta se conecta directamente a la línea principal de agua de la planta. Las dimensiones de las cisternas constan en la figura 16 y los detalles se encuentran en los anexos.

TABLA VIII.
CAUDAL Y PRESIÓN CONSUMIDO EN CADA ETAPA

Número de cisterna	Capacidad de la cisterna (m ³)	Caudal (lt/min.)	Presión (bar)	Etapa de lavado
1	0.112	7.82	4	Prelavado
2	0.224	15.64	4	Lavado(soda)
3	0.224	7.82	4	Enjuague
--	--	7.82	3	Enjuague final

3.3.3 SELECCIÓN DE LA BOMBA

Para la selección de la bomba hay que considerar a demás de las pérdidas por la presión de descarga en cada etapa de lavado, la caída de presión en el circuito hidráulico, en el tendido de tubería desde la cisterna hasta la entrada al circuito hidráulico y la altura hasta donde es llevada el agua; estos valores se detallan a continuación en el orden antes indicado.

CISTERNA

- 1.- Prelavado: 0.112 m^3
- 2.- Lavado: 0.224 m^3
- 3.- Enjuague: 0.224 m^3

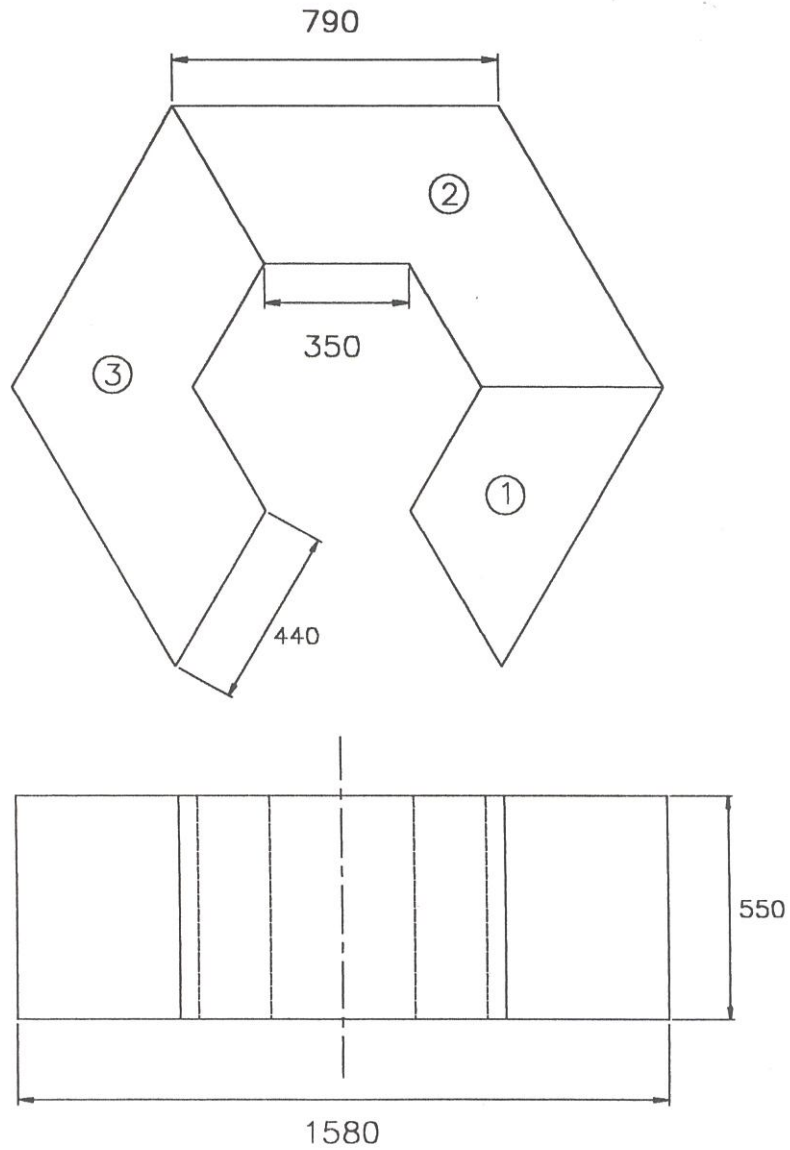


Figura 16. Dimensiones de las Cisternas

-Cisterna para prelavado:

$$(58 + 1.19 + 0.43 + 0.42) \text{ psi} = 60.04 \text{ psi} = 414 \text{ KPa}$$

-Cisterna para lavado con soda:

$$(58 + 1.19 + 1.65 + 0.42) \text{ psi} = 61.26 \text{ psi} = 422.4 \text{ KPa}$$

-Cisterna para enjuague:

$$(58 + 1.19 + 0.43 + 0.42) \text{ psi} = 60.04 \text{ psi} = 414 \text{ KPa}$$

Utilizando un factor de corrección de 1.15 se obtienen valores finales de la pérdida de presión, con estos valores se procede a seleccionar la bomba.

Prelavado : 69 psi = 476 KPa

Lavado : 70.5 psi = 486 KPa

Enjuague : 69 psi = 476 KPa

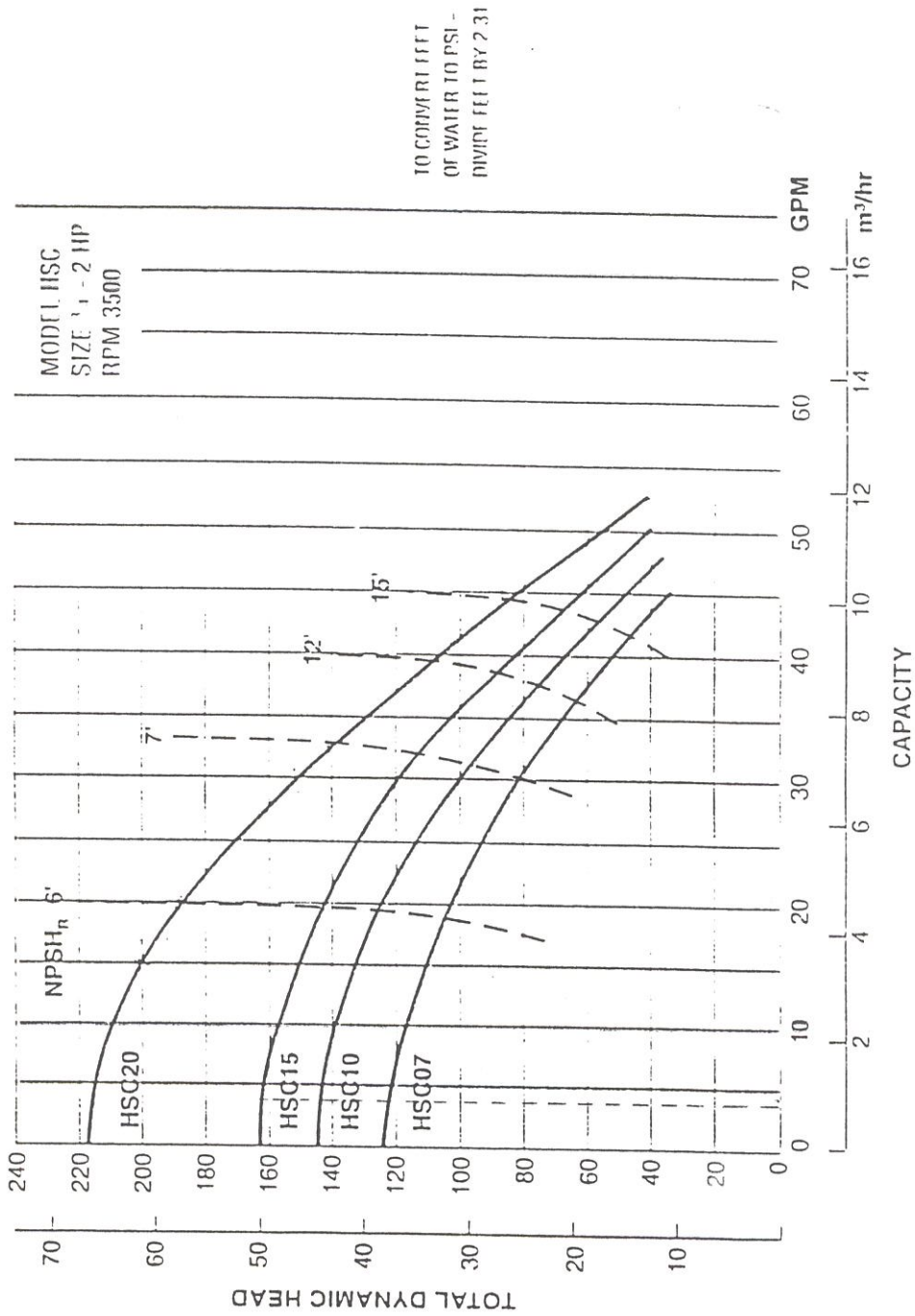
Debido a que los valores de las pérdidas en las tres cisternas son parecidos, se facilita la selección de un tipo único de bomba. La tabla IX muestra la curva característica de la bomba marca Goulds modelo HSC, estas bombas centrífugas transportan bajo caudal a alta presión; se selecciona el modelo HSC15 de 1.5 HP (11.2 Kw).

La instalación de cada bomba incluye la colocación de una válvula de alivio de presión de 70 psi, con esto se protege la bomba de posibles daños ocasionados por el exceso de presión.

TABLA IX.
SELECCION DE LA BOMBA, (REF.10)

PERFORMANCE CURVE

METERS FEET



3.4 SISTEMA DE CALEFACCIÓN

La etapa de lavado de los cilindros se realiza con una solución de soda, un sistema de calefacción de determinada capacidad mantiene la soda a 82 °C. Debido a que el vapor es un recurso disponible en todas las embotelladoras de gaseosas se diseñan dos tipos de calentadores que funcionan con este recurso, sin embargo, los calentadores eléctricos y a gas son otras opciones que son revisadas a fin de seleccionar la mejor alternativa de calefacción.

3.4.1 CAPACIDAD DEL CALENTADOR

Luego de haber cubicado la cisterna que contiene la solución de soda cáustica se debe instalar un calentador, capaz de suministrar la energía necesaria para elevar la temperatura de 0.136 m³ de soda a 18°C hasta alcanzar los 82°C, en un tiempo de 30 minutos.

* Asunciones:

- El análisis se realiza en condiciones críticas y estando el sistema en estado estable.
- En la radiación la emisividad del acero inoxidable de bajo carbono es $\varepsilon = 0.6$.
- La radiación de energía se realiza hacia un receptor completamente absorbente.

* Propiedades:

De la Encyclopedia of Chemical Technology, (11) , se toman las propiedades de la soda cáustica al 2% a la temperatura promedio T_f .

$$T_f = \frac{(18 + 82)^{\circ}\text{C}}{2} = 50^{\circ}\text{C} = 323^{\circ}\text{K}$$

- densidad: $\rho = 1007 \text{ Kg/m}^3$

- calor específico: $C_p = [(0.98 \times 4182) + (0.02 \times 1480)] = 4128 \text{ J/Kg} \cdot ^{\circ}\text{K}$

* Condiciones de operación:

- Volumen de la solución, V : 0.224 m^3

- Temperatura inicial de la soda, $T_{s,i}$: 18°C

- Temperatura final de la soda, $T_{s,f}$: 82°C

- Temperatura exterior de la cisterna, $T_{e,o}$: 86°C

- Temperatura del ambiente adyacente a cisterna, T_a : 65°C

- Temperatura interior de la pared, $T_{p,i}$: 70°C

- Temperatura del agua adyacente, T_a : 32°C

- Áreas de transferencia en la cisterna:

$$\text{Área 1} = 0.247 \text{ m}^2$$

$$\text{Área 2} = 0.88 \text{ m}^2$$

$$\text{Área 3} = 0.247 \text{ m}^2$$

$$\text{Área 4} = 0.385 \text{ m}^2$$

$$\text{Área piso} = \text{Área cubierta} = 0.4485 \text{ m}^2$$

La figura 17 esquematiza la cisterna e indica las áreas por las que se realiza transferencia de calor.

AREAS

- 1. 0.247 m²
- 2. 0.88 m²
- 3. 0.247 m²
- 4. 0.385 m²
- 5. Piso: 0.4485 m²

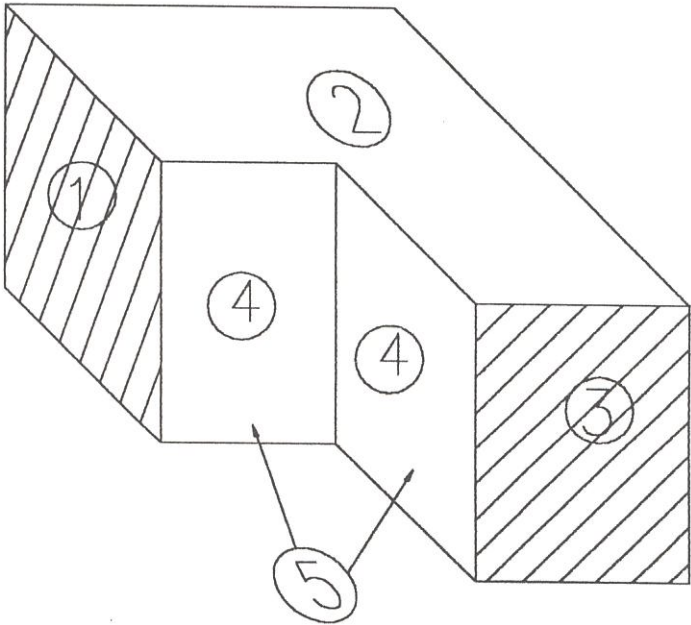


Figura 17. Area de Transferencia de Calor en la Cisterna de Lavado

* Cálculos:

El calentador debe suministrar un nivel de energía capaz de elevar la temperatura de la solución y de compensar las pérdidas por transferencia de calor.

a. Energía necesaria para calentar la soda, Q_a :

$$Q_a = \rho * V * C_p * \frac{dT}{dt}$$

$$Q_a = 1007 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 0.224 \text{ m}^3 * 4128 \frac{\text{J}}{\text{Kg} * ^\circ\text{K}} * \frac{(82-18)^\circ\text{K}}{1800 \text{ s}}$$

$$Q_a = 33107 \text{ J/s} = 33107 \text{ W}$$

b. Calor perdido por las paredes de la cisterna, Q_p :

- Calor perdido por radiación, $Q_{\text{radiación}}$:

Para determinar la pérdida de calor por radiación primero se calcula la razón de radiación, h_r , mediante la ecuación 20 sugerida por Donald Kern, (12).

$$h_r = \frac{0.173 * \epsilon * [(T_{c,o}/100)^4 - (T_{p,i}/100)^4]}{T_{c,o} - T_{p,i}} \quad (20)$$

$$h_r = \frac{0.173 * 0.6 * [(646.8/100)^4 - (618/100)^4] \text{R}^4}{(646.8 - 618)^\circ\text{R}} = 1.051 \text{ BTU/h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}$$

$$T_{c,o} = 86^\circ\text{C} = 646.8^\circ\text{R}$$

$$T_{p,i} = 70^\circ\text{C} = 618^\circ\text{R}$$

$$\text{Área total de radiación} = \text{Área 2} + \text{Área piso} + \text{Área cubierta} = 1.777 \text{ m}^2 = 19 \text{ ft}^2$$

$$Q_{\text{radiación}} = h_r * \text{Área} * \Delta T \quad (21)$$

$$Q_{\text{radiación}} = (1.051 \text{ BTU/h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}) \times (19 \text{ ft}^2) \times (28.8 ^\circ\text{F}) = 575 \text{ BTU/hora}$$

$$Q_{\text{radiación}} = 168.5 \text{ W}$$

- *Calor perdido por convección, $Q_{\text{convección}}$:*

El calor total perdido por convección es la suma de los calores perdidos por cada una de las paredes de la cisterna.

$$Q_{\text{convección}} = (Q1 + Q3) + (Q2) + Q_{\text{piso}} + Q_{\text{cubierta}}$$

$Q1 + Q3$:

Las paredes 1 y 3 son placas verticales y su coeficiente de convección se determina a partir de la ecuación 22, (12).

$$h_c = 0.3 * \Delta t^{0.25} \quad (22)$$

$$\Delta t = (86 - 32)^\circ\text{C} = 54^\circ\text{C} = 97.2^\circ\text{F}$$

$$h_c = 0.3 * (97.2)^{0.25} = 0.942 \text{ BTU/h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}$$

$$\text{Área 1} + \text{Área 3} = 0.495 \text{ m}^2 = 5.32 \text{ ft}^2$$

$$Q1 + Q3 = h_c * \text{Área} * \Delta t = (0.942 \text{ BTU/h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}) \times (5.32 \text{ ft}^2) \times (97.2^\circ\text{F}) = 487 \text{ BTU/hora}$$

$$Q1 + Q3 = 143 \text{ W}$$

$Q2$:

La pared 2 es una placa vertical y su coeficiente de convección se determina a partir de la ecuación 22.

$$h_c = 0.3 * \Delta t^{0.25} \quad (22)$$

$$\Delta t = (86 - 65)^\circ\text{C} = 21^\circ\text{C} = 37.8^\circ\text{F}$$

$$h_c = 0.3 * (37.8)^{0.25} = 0.7438 \text{ BTU/h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}$$

$$\text{Área } 2 = 0.88 \text{ m}^2 = 9.47 \text{ ft}^2$$

$$Q_2 = h_c * \text{Área} * \Delta t = (0.7438 \text{ BTU/h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}) * (9.47 \text{ ft}^2) * (37.8^\circ\text{F}) = 266$$

BTU/hora

$$Q_2 = 78 \text{ W}$$

Q_{piso} :

El piso es una placa horizontal hacia abajo y su coeficiente de convección se determina a partir de la ecuación 23, (12).

$$h_c = 0.38 * \Delta t^{0.25} \quad (23)$$

$$\Delta t = (86 - 35)^\circ\text{C} = 51^\circ\text{C} = 91.8^\circ\text{F}$$

$$h_c = 0.38 * (91.8)^{0.25} = 1.176 \text{ BTU/h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}$$

$$\text{Área piso} = 0.4485 \text{ m}^2 = 4.82 \text{ ft}^2$$

$$Q_{\text{piso}} = h_c * \text{Área} * \Delta t = (1.176 \text{ BTU/h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}) * (4.82 \text{ ft}^2) * (91.8^\circ\text{F}) = 520 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{\text{piso}} = 152.5 \text{ W}$$

Q_{cubierta} :

La cubierta es una placa horizontal hacia arriba y su coeficiente de convección se determina a partir de la ecuación 24, (12).



$$h_c = 0.2 * \Delta t^{0.25} \quad (24)$$

$$\Delta t = (86 - 65)^{\circ}\text{C} = 21^{\circ}\text{C} = 37.8^{\circ}\text{F}$$

Biblioteca Central

$$h_c = 0.2 * (37.8)^{0.25} = 0.496 \text{ BTU/h} * \text{ft}^2 * ^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Área cubierta} = 0.4485 \text{ m}^2 = 4.82 \text{ ft}^2$$

$$Q_{\text{cubierta}} = h_c * \text{Área} * \Delta t = (0.496 \text{ BTU/h} * \text{ft}^2 * ^{\circ}\text{F}) * (4.82 \text{ ft}^2) * (37.8^{\circ}\text{F})$$

$$Q_{\text{cubierta}} = 90.4 \text{ BTU/h} = 26.5 \text{ W}$$

La totalidad de calor perdido por convección es:

$$Q_{\text{convección}} = (143 + 78 + 152.5 + 26.5) \text{ W} = 400 \text{ W}$$

- Calor perdido por las paredes, Q_p :

$$Q_p = Q_{\text{convección}} + Q_{\text{radiación}} = (400 + 168.5) \text{ W}$$

$$Q_p = 568.5 \text{ W}$$

c. Energía suministrada por el calentador:

$$Q_{\text{calentador}} = Q_a + Q_p = (33107 + 568.5) \text{ W}$$

$$Q_{\text{calentador}} = 33675.5 \text{ W}$$

3.4.2 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL CALENTADOR

Aprovechando la disponibilidad de vapor en las embotelladoras se hacen los diseños de dos modelos de calentadores a vapor, de serpentín y banco de tubos; en esta sección se realizan los cálculos de sus características.

CALENTADOR TIPO SERPENTÍN:

La condición para diseñar el calentador a vapor es que la presión disponible es de 4.37 bares, a 147 °C ; también hay que tener en cuenta las dimensiones físicas de la cisterna

a. Área del calentador:

El área del calentador se puede obtener a partir de la ecuación 25 indicada por Kern.

$$Q = U_D * A * \Delta t \quad (25)$$

- U_D : coeficiente total de diseño

El coeficiente total de diseño se calcula a partir de la ecuación 26, (12).

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_d \quad (26)$$

Kern ,(12), establece para todos los servicios de calentamiento que empleen vapor de agua usar un valor de 1500 BTU/h * ft² * °F como coeficiente de convección interior h_i , exterior h_o , entre capas h_{io} .

$$h_{io} = h_i * D_i/D_o = 1500 * (0.884/1.05) = 1262.857$$

Luego, se procede a calcular U_C :

$$U_C = (h_{io} * h_o) / (h_{io} + h_o) = (1500 * 1262.857) / (1500 + 1262.857) = 685.62$$

Con un factor de obstrucción promedio de $R_d = 0.0025$ se calcula U_D .

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{685.62} + 0.0025$$

$$U_D = 253 \text{ BTU/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

- Δt : variación de temperatura entre el líquido y el vapor

temperatura del líquido = 18°C

temperatura del vapor = 147°C

$$\Delta t = (147 - 18)^\circ\text{C} = 129^\circ\text{C} = 232.2^\circ\text{F}$$

- Q : flujo de calor en el intercambiador

De la sección 3.4.1 se conoce la capacidad del calentador $Q_{\text{calentador}} = 33675.5 \text{ W} = 115002 \text{ BTU/h}$.

Finalmente a partir de la ecuación 25 se puede obtener el área de transferencia de calor del calentador

$$A = \frac{Q}{U_D \cdot \Delta t} = \frac{115002 \text{ BTU/h}}{(253 \text{ BTU/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}) \times (232.2^\circ\text{F})} = 1.96 \text{ ft}^2$$

$$A = 0.18 \text{ m}^2$$

b. Área de la tubería:

Kern presenta la tabla X en la que se muestra las dimensiones de tubería de acero.

De dicha tabla se escoge la tubería de $\frac{3}{4}$ " IPS ,cuya superficie exterior es $0.275 \text{ ft}^2/\text{ft}$.

TABLA X.
DIMENSIONES DE TUBERIA DE ACERO (IPS), (REF. 12)

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lineal, pies ² /pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
1/8	0.405	40*	0.269	0.038	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.036		0.056	0.32
1/4	0.540	40*	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.079	0.54
3/8	0.675	40*	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141		0.111	0.74
1/2	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80†	0.546	0.235		0.143	1.09
3/4	1.05	40*	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40*	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718		0.250	2.17
1 1/4	1.66	40*	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28		0.335	3.00
1 1/2	1.90	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76		0.393	3.64
2	2.38	40*	2.067	3.35	0.622	0.542	3.66
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
2 1/2	2.88	40*	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.67
3	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		80†	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.50	40*	4.026	12.7	1.178	1.055	10.8
		80†	3.826	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40*	6.065	28.9	1.734	1.590	19.0
		80†	5.761	26.1		1.510	28.6
8	8.625	40*	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80†	7.625	45.7		2.000	43.4
10	10.75	40*	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	74.6		2.55	54.8
12	12.75	30	12.09	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20†	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20†	21.25	355	5.747	5.56	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

* Comúnmente conocido como estándar.

† Comúnmente conocido como extragrueso.

• Aproximadamente.

c. Número de vueltas del calentador:

Primero se establece el diámetro adecuado para el calentador, $D_{\text{calentador}} = 0.3\text{m} = 0.984\text{ ft}$. Luego con la relación 27, (12), se obtiene el número de vueltas N.

$$N = \frac{\text{Área del calentador}}{\text{Perímetro del calentador} * \text{Área de la tubería}} \quad (27)$$

$$\text{Perímetro del calentador} = \pi * D_{\text{calentador}}$$

$$N = \frac{1.96\text{ ft}^2}{(\pi * 0.984\text{ ft}) * (0.275\text{ ft}^2/\text{ft})} = 2.3$$

$$N = 2\text{ vueltas}$$

d. Longitud de la tubería:

La ecuación 28 sirve para calcular la longitud total del intercambiador.

$$L = N * \pi * D_{\text{calentador}} \quad (28)$$

$$L = 2 * \pi * 0.984\text{ ft} = 6.18\text{ ft}$$

$$L = 1.88\text{ m}$$

e. Flujo de vapor en el calentador:

El calentador utiliza vapor a una temperatura de 147°C y 4.37 bares de presión, estas y otras propiedades del vapor se tomaron de Incropera , (13) ; el calor de vaporización es $h_{fg} = 2123\text{ KJ/ Kg}$.

$$Q = m * h_{fg} \quad (29)$$

Conocido la energía suministrada por el calentador ,Q , y el calor de vaporización , h_{fg} ,se puede obtener el flujo de vapor a partir de la ecuación 29.

$$m = \frac{Q}{h_{fg}} = \frac{33675.5 \text{ J/s}}{2123 \text{ E3 J/Kg}} = 0.016 \text{ Kg/s}$$

$$m = 57.1 \text{ Kg/hora}$$

Utilizando un factor de corrección de 1.2 se obtiene finalmente el flujo de vapor:

$$m = 1.2 * 57.1 \text{ Kg/hora} = 68.5 \text{ Kg / hora}$$

TABLA XI.

CARACTERÍSTICAS DEL CALENTADOR TIPO SERPENTÍN

Área del calentador (m ²)	Diámetro del calentador (m)	Número de vueltas del calentador	Longitud de la tubería (m)
0.18	0.3	2	1.88

CALENTADOR TIPO BANCO DE TUBOS:

Utilizando el área del calentador tipo serpentín se revisa otra alternativa y para ello se diseña un calentador tipo banco de tubos, este diseño utiliza tubería de acero inoxidable SCH-10 de 19 mm ($\frac{3}{4}$ ") de diámetro interior y tramos de 0.30 m de longitud. El arreglo de los tubos es del tipo triangular , con un espaciado de tubos de

50.8 mm (2"). Con la ecuación 30 se calcula el número de tubos requeridos para elaborar el nuevo calentador.

Área del calentador = N * π * Di * L

(30)

$$N = \frac{0.18 \text{ m}^2}{\pi * 0.02245 \text{ m} * 0.30 \text{ m}} = 8.5 \text{ tubos}$$

TABLA XII.

CARACTERÍSTICAS DEL CALENTADOR TIPO HAZ DE TUBOS

Área del calentador (m²)	Número de tubos	Longitud de cada tubo (m)	Tipo de arreglo	Espaciado entre tubos (m)
0.18	9	0.30	Triangular	0.0508

SELECCIÓN DEL CALENTADOR

Conocidas las características de los calentadores a vapor tipo serpentín y haz(banco) de tubos, tablas XI y XII, más la inclusión de las alternativas de calentadores a gas y eléctrico se elabora la matriz de decisión, tabla XIII; en esta matriz se evalúan los

TABLA XIII.
MATRIZ DE DECISION PARA SELECCION
DEL SISTEMA DE CALEFACCION

Objetivos:	Bajo costo inicial	Facilidad montaje	Bajo costo operación	Bajo costo mantenimiento	Facilidad de mantenimiento	Seguridad	Calificación final
Calificación	0.2	0.05	0.3	0.2	0.05	0.2	
Alternativas:							
Vapor, serpentín	75%	80%	75%	90%	85%	75%	79%
Vapor, haz de tubos	65%	50%	75%	60%	65%	75%	68%
Eléctrico	75%	80%	45%	90%	85%	85%	72%
Gas	85%	60%	80%	85%	60%	65%	77%

parámetros de mayor interés en este diseño. El tipo de calentador escogido es el de vapor/serpentín porque se ajusta a nuestros requerimientos, presentando un justo precio y costos comparativamente bajos de operación.

La trampa de vapor utilizada en esta tesis es del tipo flotador y termostática, la misma que se determinó a partir de la “Tabla de guía para seleccionar trampas de vapor” del libro Calderas Industriales y Marinas (14); las características de la misma se encuentran en el manual de Armstrong (15). Para entrar a este manual hay que conocer la cantidad de condensado en el serpentín, esto se determina a partir de $Q = A * U * Dm$, tomada de (15).

Q: calor total transferido por el serpentín, 33.6 KW

A: área de la superficie exterior del serpentín, 0.18 m^2

U: coeficiente total de transferencia de calor, $10220 \text{ K J/H} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Dm: temperatura logarítmica media, $90.52 ^\circ\text{C}$

$$Q = 166\,521 \text{ KJ/H}$$

El calor latente del vapor a 4.37 bar es 2123 KJ/Kg , luego podemos obtener los kilos de condensado por hora.

$$m = \frac{166\,521 \text{ KJ/H}}{2\,123 \text{ KJ/Kg}} = 78.43 \text{ Kg/H}$$

Utilizando un factor de seguridad de 3 obtenemos un valor de condensado de 235.3 Kg/H, con este valor y considerando una presión diferencial de 3.4 Bar se selecciona en la tabla XIV la trampa de vapor 75-A3, para un diámetro de tubería de 20 mm. (3/4") , con orificio de 4.3 mm (11/64").

El esquema de instalación del control de temperatura, válvula solenoide, filtros , válvulas de control y trampa de vapor utilizado en el diseño del calentador vapor/serpentín se muestran en la figura 18; en el anexo "Sistema de calefacción" se detalla las características del serpentín , así como del controlador de temperatura.

Para proteger el serpentín se recomienda instalar una trampa de vapor tipo balde invertido, esto garantiza una buena calidad del vapor de ingreso.

3.5 SISTEMA MOTRIZ

Antes de revisar alternativas de rotación se debe conocer la potencia mínima para rotor la estructura. El tiempo utilizado en realizar el giro lo obtenemos con la ecuación 31, sabiendo que la frecuencia angular es 2.1 rad/s., parte del reposo y el arco desplazado es $\theta = \pi/3$.

$$t = (\omega - \omega_0) / \alpha \quad (31)$$

El valor de la aceleración angular, α , se lo obtiene con la ecuación 32

TABLA XIV.
SELECCION DE LA TRAMPA DE VAPOR, REF.(15)

Trampas de Flotador y Termosfática Series A y B

(Capacidad de las cudas de vapor en litros por hora de condensado caliente a la presión diferencial indicada)

Trampas Serie A y Serie AI																																									
Presión de vapor				2 BAR								5 BAR								9 BAR								12.5 BAR													
Conexión de líneas				15	20	25	32	40	50	15	20	25	32	40	50	15	20	25	32	40	50	15	20	25	32	40	50	15	20	25	32	40	50	15	20	25	32	40	50		
Número de Modelo				30-AI-2	30-AI-3	30-AI-4	30-AI-5	30-AI-6	30-AI-7	75-AI-2	75-AI-3	75-AI-4	75-AI-5	75-AI-6	75-AI-7	75-AI-8	75-AI-9	75-AI-10	75-AI-11	75-AI-12	75-AI-13	75-AI-14	75-AI-15	75-AI-16	75-AI-17	75-AI-18	75-AI-19	75-AI-20	75-AI-21	75-AI-22	75-AI-23	75-AI-24	75-AI-25	75-AI-26	75-AI-27	75-AI-28	75-AI-29	75-AI-30	75-AI-31	75-AI-32	
Tamaño del Orificio				1/4"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	1 3/4"	2"	2 1/4"	2 1/2"	2 3/4"	3"	3 1/4"	3 1/2"	3 3/4"	4"	4 1/4"	4 1/2"	4 3/4"	5"	5 1/4"	5 1/2"	5 3/4"	6"	6 1/4"	6 1/2"	6 3/4"	7"	7 1/4"	7 1/2"	7 3/4"	8"	8 1/4"	8 1/2"	8 3/4"	9"
Presión Diferencial				0.02	0.03	0.07	0.14	0.25	0.35	0.50	0.70	1.00	1.40	2.00	2.80	4.00	5.60	8.00	11.20	16.00	22.40	32.00	44.80	64.00	96.00	144.00	216.00	324.00	486.00	720.00	1080.00	1620.00	2430.00	3645.00	5467.50	8201.25	12301.88	18452.81	27679.22		

NOTA : Las trampas de hierro fundido no deberán ser usadas en sistemas en los cuales está presente exceso shock hidráulico o termico.
Las capacidades dadas son las capacidades de descarga continua en litros por hora de condensado caliente a la presión diferencial indicada

$$\alpha = \frac{(\omega^2 - \omega_0^2)}{2 * \theta} \quad (32)$$

$$\alpha = 2.1 \text{ rad/s}^2$$

Reemplazando valores en la ecuación 31, se obtiene el tiempo de 1 segundo.

De la sección 3.2.1 correspondiente al diseño del eje se sabe que una energía cinética rotacional de 240.34 J. son necesarios para girar la estructura , considerando el tiempo de 1 segundo para realizar dicho desplazamiento se obtiene la potencia consumida por la máquina lavadora, 240 Watt (0.32 HP).

3.5.1 ALTERNATIVAS DE ROTACIÓN

La parte fundamental de la máquina lavadora es el sistema motriz rotacional , el cual permite hacer desplazamientos periódicos en arcos de 60° , para ello se revisan varias alternativas de rotación.

- a. Rotación con impulsión neumática.
- b. Rotación con sistema piñón-cadena.
- c. Rotación con motorreductor.

Características:

- a. Rotación con impulsión neumática.
 - Muy factible por la baja potencia consumida.

- Para obtener la rotación se utiliza el mecanismo intermitente, tipo trinquete, este mecanismo requiere de un cuidadoso control ,puesto que tiende a descalibrarse con facilidad bajo el régimen de trabajo que llevaría; a demás se debe tener cuidado con el material utilizado en la construcción del mismo.
 - El costo es muy alto porque requiere hacer nuevas instalaciones de aire comprimido (5 bar.), tendido de tubería y unidad de mantenimiento.
 - Rotación con sistema piñón-cadena.
 - Factible por la baja velocidad de trabajo
 - El costo es relativamente bajo , en comparación al neumático.
 - Utiliza varias reducciones hasta llegar a la velocidad requerida, aunque no siempre se alcanza en forma exacta la velocidad de diseño.
 - Emplea muchos elementos mecánicos, ampliando los ítems de mantenimiento.
- c) Rotación con motorreductor.
- Es un sistema compacto.



- No requiere de muchos elementos, se acopla directamente al eje motriz ; esto lo hace ideal para ser utilizado en espacios reducidos.
- El motorreductor entrega directamente las revoluciones necesarias , descartándose todo sistema de reducción de velocidad.
- Su costo se compensa con la disminución de partes mecánicas requeridas y el tiempo empleado en hacer mantenimiento a la máquina.
- Se lo encuentra en el mercado local, con respaldo de mantenimiento y repuestos.

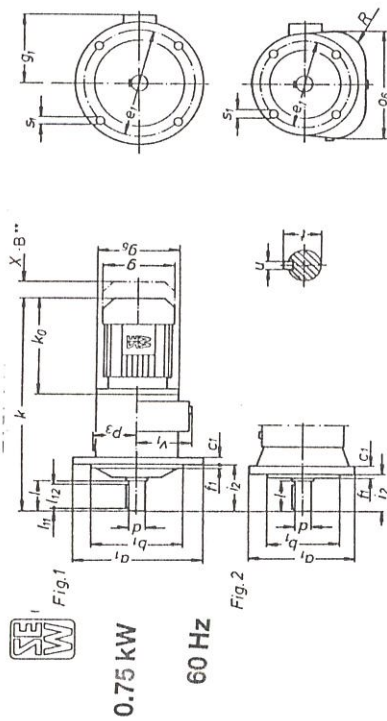
3.5.2 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ROTACIÓN

Las alternativas analizadas se evalúan en la matriz de decisión , tabla XV , de ellas se escoge el sistema de rotación accionado por un motorreductor de engranajes helicoidales, modelo RF 66 DZ80N4, con un peso aproximado de 28 Kg. Las características del motorreductor se encuentran en la tabla XVI, su motor es trifásico y tiene freno eléctrico; se arranca y se para por medio de un sistema eléctrico de control.

TABLA XV.
MATRIZ DE DECISION PARA SELECCION
DEL SISTEMA DE ROTACION

Objetivos:	Bajo costo inicial	Facilidad de montaje	Menor número de piezas	Precisión con el tiempo	Facilidad de mantenimiento	Seguridad	Calificación final
Calificación	0.2	0.1	0.2	0.2	0.15	0.15	
Alternativas:							
Impulso neumático	30%	70%	75%	70%	75%	90%	67%
Piñón/ cadena	80%	60%	75%	100%	70%	100%	82%
Motorreductor	60%	85%	85%	100%	85%	100%	85%

TABLA XVI.
CARACTERISTICAS DEL MOTORREDUCTOR, REF. (16)



** Execução adicional no motor vide página de dimensões dos motores

Tolerâncias para d = ISO k6

Tolerâncias para b₁ = ISO j6

*** Zusatzausführungen am Motor siehe Motormessblätter

Toleranzen für d = ISO k6

Toleranzen für b₁ = ISO j6

Typ - Size - Typ	a ₁	a ₂	b ₁	c ₁	e ₁	f ₁	g	h ₁	h ₂	h ₃	k	k ₀	o ₂	p ₂	r	t ₁	t ₂	t ₃	t ₄	t ₅	t ₆	t ₇	t ₈	t ₉	t ₁₀	t ₁₁	t ₁₂	t	u	Conv. DIN 333			
DZ71K											2 458																						
DZ71C											1 425	196																					
DZ71D	160	2	110	10	130	3,5	145	128			55																						
RF50 DZ80..	200	2	130	12	155	3,5					180	246	162	89	51	119	30	60	7	50	33	9										DIN 10	
RF56 DZ90..	250	1	180	15	215	4	197	161			90	256				14																	
DZ100..								167			11 513	316																					
RF60 DZ112M							221	180			11 558	333																					

CAPITULO IV

SISTEMA DE CONTROL

4.1 SISTEMA ELÉCTRICO

a. Diagrama de fuerza

El diagrama de fuerza, figura 19 contiene las conexiones de fusibles, contactores y relé térmico que protegen y accionan el funcionamiento del motorreductor, freno y de las tres bombas.

Las características del material eléctrico utilizado son:

- F.P. : fusible principal de 40 A°
- F_1 : fusible del motorreductor de 2 A°
- F_2, F_3, F_4 : fusible de cada bomba de 10 A°
- K_1, K_2, K_3, K_4 : contactores del motorreductor y de las bombas, del tipo 3TF40.
- T_1 : relé térmico del motorreductor del tipo 3UA50, en escala de 1.2 a 2.0 amperios
- T_2, T_3, T_4 : relé térmico de cada bomba del tipo 3UA50, en escala de 5 a 8 amperios

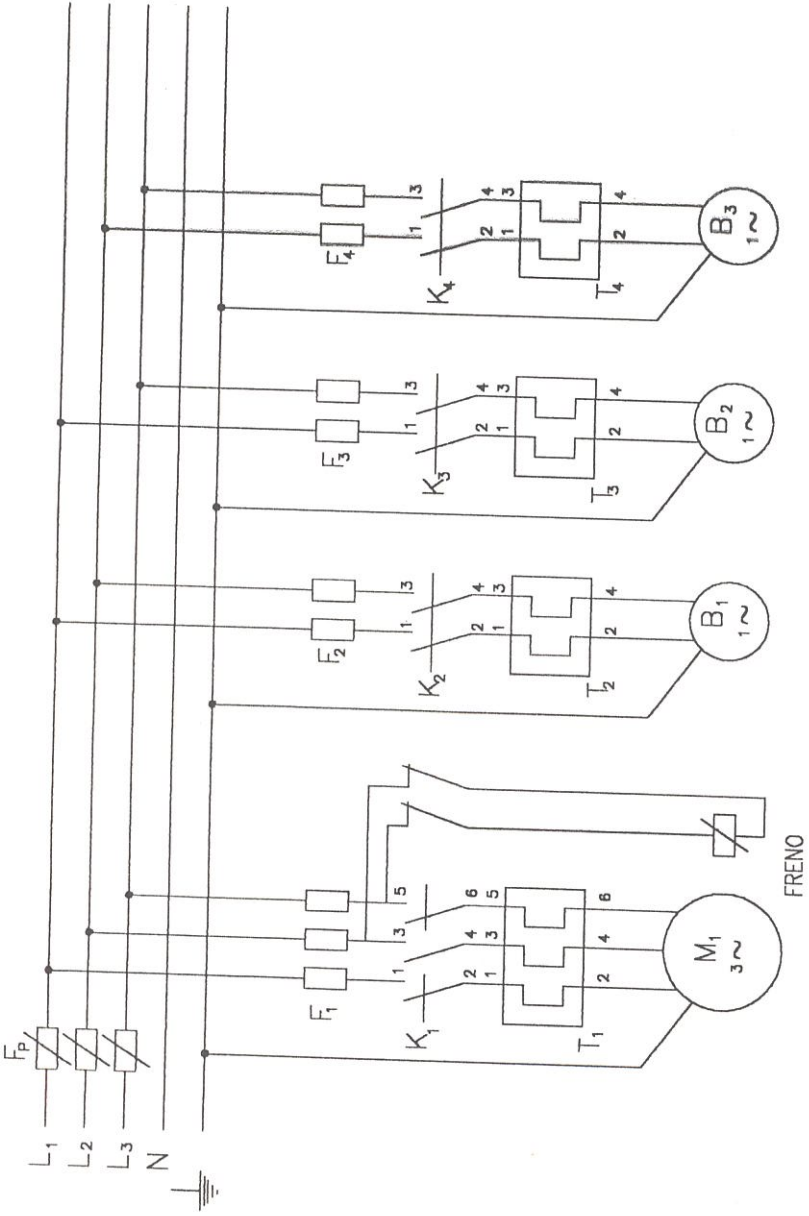


Figura 19. Diagrama de Fuerza.

b. Diagrama de control de las bombas

La figura 20 corresponde al diagrama de control de las bombas, ellas se prenden en forma individual con los pulsadores de marcha PM_1 , PM_2 y PM_3 ; se apagan con los pulsadores de paro PP_1 , PP_2 y PP_3 .

c. Diagrama de control del motorreductor

Dos pulsadores de marcha, PM_1 y PM_2 , arrancan el motor del reductor, el motorreductor gira en 1 segundo un arco de 60 grados, en esta ubicación un sensor inductivo S_1 envía una señal que corta la alimentación del motor del reductor. Un temporizador T corta la señal de giro del reductor antes que transcurran 35 segundos.

d. Electroválvula de control del enjuague final

Como parte del diagrama de control del motorreductor la electroválvula se energiza con la señal que le llega a la bobina del temporizador, en este tiempo se mantiene abierta; al desenergizarse la válvula se cierra.

e. Diagrama de control de temperatura

El sistema Chromalox controla la temperatura a la que se debe encontrar la solución de soda y de ello depende la apertura de la válvula solenoide de vapor.

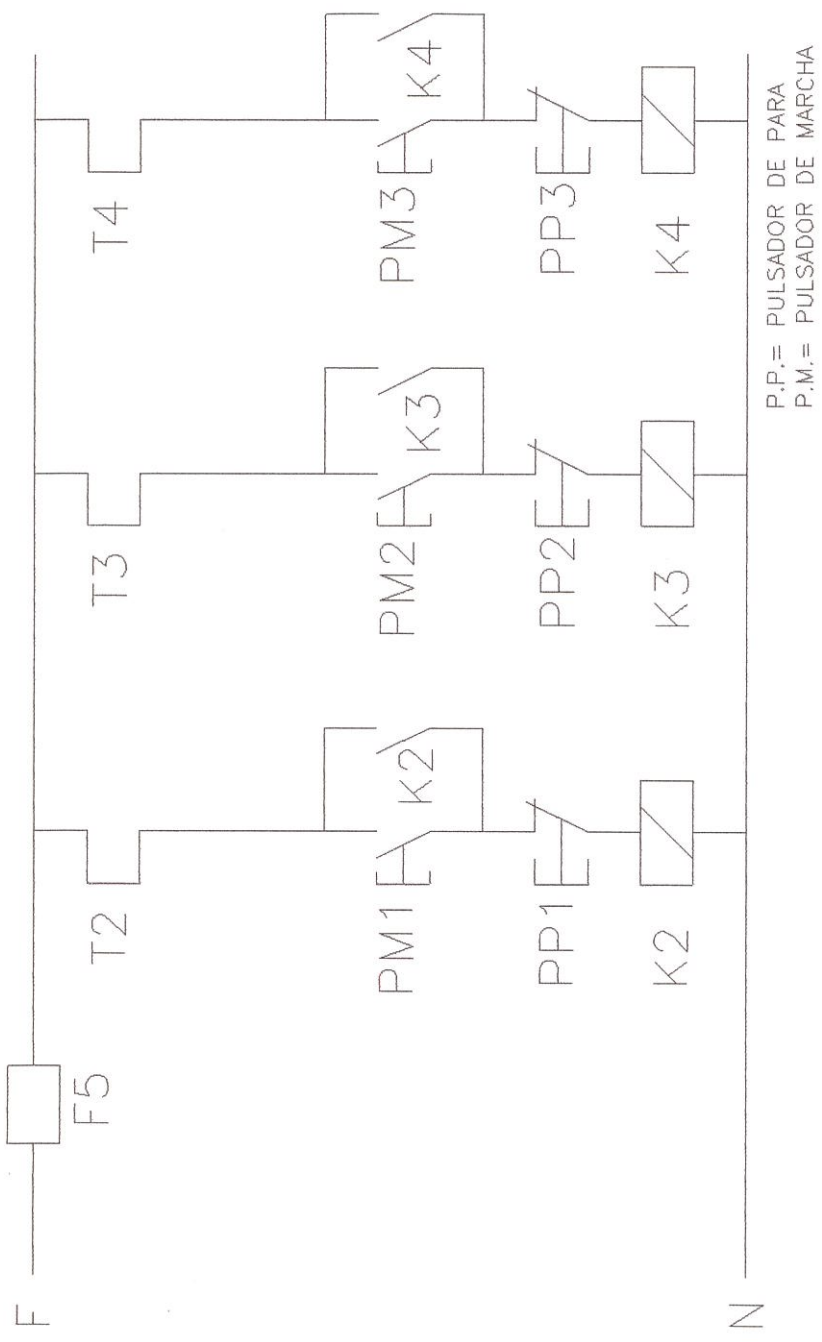


FIG. 20 CIRCUITO DE CONTROL DE LAS BOMBAS

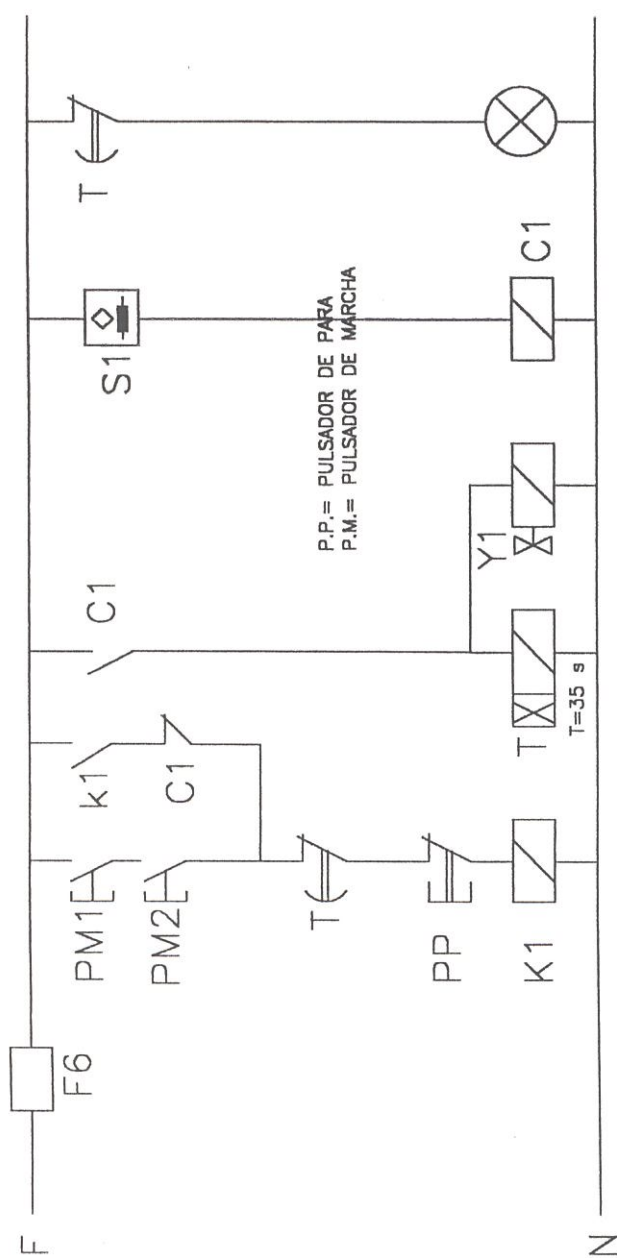


FIG. 21 CIRCUITO DE CONTROL DEL MOTOREDUCTOR

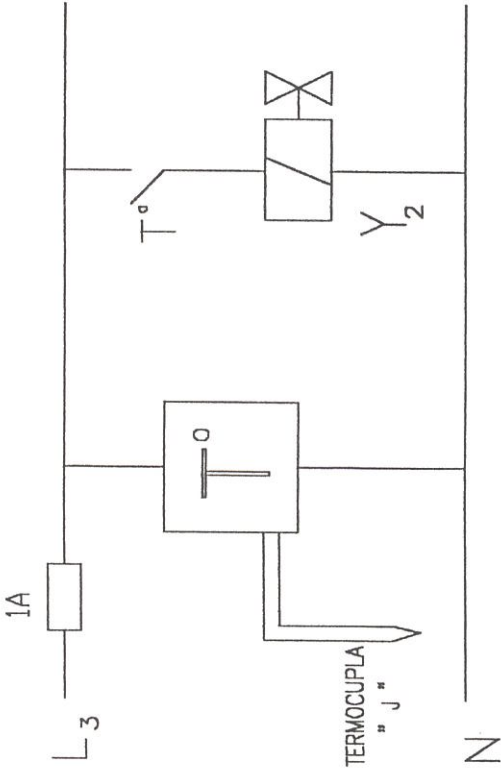


FIGURA 23. DIAGRAMA DE CONTROL DE TEMPERATURA

CAPITULO V

ANÁLISIS DE COSTOS

Este capítulo presenta un análisis detallado de los costos de materiales, equipos y mano de obra utilizado en el diseño de la máquina lavadora.

5.1 COSTO DEL MATERIAL EMPLEADO

Cantidad	Unidad	Descripción	Costo
8.9	kg	acero ASSAB 709, Ø38 mm	74,983.00
12	kg	acero A-36, Ø190 mm	34,550.00
6.5	kg	acero SAE 1018, Ø100 mm	39,325.00
0.25	kg	bronce fosfórico(SAE 40), Ø50 mm	8,800.00
2	kg	celerón (micarta), 9" x 8" x 1.25 "	215,644.00
1	unidad	ángulo "L" , (30 x 30 x 3) mm x 6 m	30,250.00
1	unidad	ángulo "L" , (50 x 50 x 3) mm x 6 m	51,370.00
9	m	canal "U", (100 x 50 x 4) mm	151,800.00
14	m	canal "U", (50 x 25 x 3) mm	86,075.00
2	unidad	plancha acero, A-36 (1220 x 2440 x 3) mm	342,980.00
3	unidad	plancha acero inoxidable 304 L (1220 x 2440 x 2) mm	2,205,000.00
3	unidad	plancha acero inoxidable 304 L (1220 x 2440 x 3) mm	3,501,000.00
27	m	tubería Ø22.5 mm (3/4"), soldable acero inox., 304 L, sch-10	2,098,305.00
36	unidad	codo 3/4" x 90° soldable acero inoxidable, sch-10	216,000.00
2.5	m	manguera Ø 25 mm	55,000.00
6	unidad	abrazadera Ø 30 mm	27,000.00
102	unidad	rociadores	3,570,000.00
6	unidad	perno M10 x 1.25 x 50	12,000.00

Cantidad	Unidad	Descripción	Costo
16	unidad	perno M10 x 1.50 x 20	11,200.00
28	unidad	perno M8 x 1.25 x 25	19,600.00
6	unidad	perno M6 x 1.0 x 16	3,000.00
6	unidad	perno M6 x 1.0 x 25	4,200.00
6	unidad	tuerca M10 x 1.25	4,200.00
16	unidad	tuerca M10 x 1.5	8,000.00
8	unidad	tuerca M8 x 1.25	2,400.00
6	unidad	anillo de presión M11	1,800.00
8	unidad	anillo de presión M9	1,600.00
5	m	tubería Ø26.67 mm (3/4"), roscable acero inox., 304 L, sch-40	388,576.00
6	m	tubería Ø 3/4", ISO II - galvanizada	49,500.00
2	unidad	nudo Ø 3/4", para vapor	31,900.00
3	unidad	válvula compuerta Ø 3/4", vapor	441,870.00
1	unidad	válvula check Ø 3/4", vapor	138,380.00
1	unidad	válvula esférica Ø 3/4", vapor	96,800.00
2	unidad	filtro de vapor, Ø 3/4"	234,960.00
4	m	tubería para vapor Ø 3/4", sch 40	75,680.00
2	unidad	te Ø 3/4", vapor	11,880.00
2	unidad	codo Ø 3/4", vapor	8,580.00
7	m	tubería Ø 2" p.v.c.	186,500.00
4	unidad	tuerca y empaques	12,320.00
13	unidad	codo Ø 3/4" x 90° inox. roscable	195,000.00
1	unidad	codo 3 vías Ø 3/4"	25,000.00
2.5	kg	soldadura Ø1/8" ,E-6011	27,500.00
7	kg	soldadura Ø1/8" ,E312-16 (R 91)	924,000.00
10	unidad	resorte Ø16 x Ø3, acero	500,000.00
12	unidad	resorte Ø32 x Ø3, acero	300,000.00
3	unidad	válvula de presión 3/4", 100 psi	2,277,000.00
10	m	alambre # 8	17,600.00
10	m	alambre # 14	5,500.00
10	m	alambre # 16	5,500.00

Sub-total

S/. 18,730,128.00

5.2 COSTO DE EQUIPOS

Cantidad	Descripción	Costo
1	motorreductor Sew, 0.25 Kw	7,312,045.00
1	acople Lovejoy	200,673.00
1	rodamiento axial de bolas NTN, serie 51106	35,200.00
3	bomba Goulds HSC 15, 1.12 Kw (1.5 hp)	10,181,903.00
1	trampa de vapor, 75 A-3, Ø20mm (3/4") flotador-termostático	1,019,100.00
1	válvula solenoide para vapor Ø3/4, 110v.	1,334,410.00
1	panel de control de temperatura Chromalox, con termocupla tipo J	2,712,000.00
1	Electroválvula Ø3/4", para control de enjuague final	538,560.00
4	pulsador paro, n.c.	158,400.00
5	pulsador marcha, n.a.	198,000.00
1	interruptor fin de carrera tipo inductivo, M18	352,000.00
1	luz piloto con foco 110 v. a.c.	41,500.00
1	bobina para electroválvula	71,280.00
1	temporizador (on delay), 5 - 100 seg. 110 v. a.c., 2 n.c.	355,300.00
1	tablero 1100 x 550 x 320	539,000.00
4	contactor Siemens 3 TF40	545,600.00
1	juego de contacto auxiliar 2 n.c.	124,000.00
1	térmico Siemens 3UA50 de (1.2 - 2.0) amperios	225,500.00
3	térmico Siemens 3UA50 de (5.0 - 8.0) amperios	676,500.00
2	relé 110 v. a.c. con base con 2 contactos conmutables	60,500.00
1	breaker 40 amperios, 3Ø	253,000.00

Cantidad	Descripción	Costo
3	canaleta / 40 x 40	99,000.00
3	fusible de 1 A°	37,620.00
1	fusible de 2 A°	12,540.00
3	fusible de 10 A°	37,620.00
1	fusible de 40 A°	12,540.00
21	bornas de paso	97,020.00
4	bornas a tierra	46,200.00

Sub-total S/. 27,277,011.00

5.3 COSTO DE MANO DE OBRA DIRECTA

Parte ó pieza	Cantidad	Trabajo realizado	Costo
Arbol de la lavadora	1	Desbastado refrentado	200,000.00
Base de eje	1	Desbastado refrentado taladrado	200,000.00
Brida	2	Desbastado refrentado taladrado	250,000.00
Matriz hexagonal	2	corte esmerilado taladrado	100,000.00
Templador	1	corte esmerilado soldadura	32,000.00
Bocin superior	1	desbastado refrentado taladrado	100,000.00

Parte ó pieza	Cantidad	Trabajo realizado	Costo
Bancada para base de eje	1	corte, esmerilado soldadura	124,000.00
Control de giro	1	corte, cilindrado taladrado, machuelo	150,000.00
Zapata para acople	5	corte, esmerilado taladrado	75,000.00
Placas para zapata	5	corte, esmerilado taladrado	100,000.00
Cabina de lavado	6	corte, esmerilado soldadura	1,176,830.00
Circuito para lavado	6	corte, esmerilado soldadura	450,000.00
Cisternas	3	corte, esmerilado soldadura	1,385,125.00
Serpentín	1	corte, doblado soldadura	1,650,000.00
Tendido de tubería		instalación de bomba instalación de tubería	2,400,000.00
Sistema de vapor		instalación de tubería y accesorios de vapor	800,000.00
Carcaza exterior		corte, esmerilado soldadura	311,040.00
Sistema eléctrico		instalación del sistema de fuerza y control	2,800,000.00

Sub-total

S/.

12,303,995.00



Biblioteca Central

El costo de materiales, equipos y mano de obra es S/. 58'311.134 sucres ; a estos valores hay que agregar S/. 8'000.000 de sucres por dirección técnica. El costo total del proyecto es de S/. 66'311.134 ó USD \$ 15.226 ; comparando este valor con los USD \$ 20.000 que cuesta importar una máquina de similares características se logra un considerable ahorro.



CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Existe la posibilidad cierta de poder construir la máquina lavadora de cilindros en nuestro país, pues se tiene todos los materiales, equipos y mano de obra capacitada para lograr este proyecto.

La cotización de la construcción del diseño tiene un costo inferior al de una máquina importada, esto lo hace competitivo al mismo. Una máquina lavadora importada de Brasil cuesta USD \$ 20.000, la del diseño cuesta USD \$ 15.226 , un 32% menos, con ello se reduce la fuga de divisas de la compañía y del país.

El diseño de la lavadora ayuda a desarrollar el área de la construcción de maquinaria en nuestro país, ello produce un efecto multiplicativo al generar la apertura de nuevas oportunidades de trabajo.

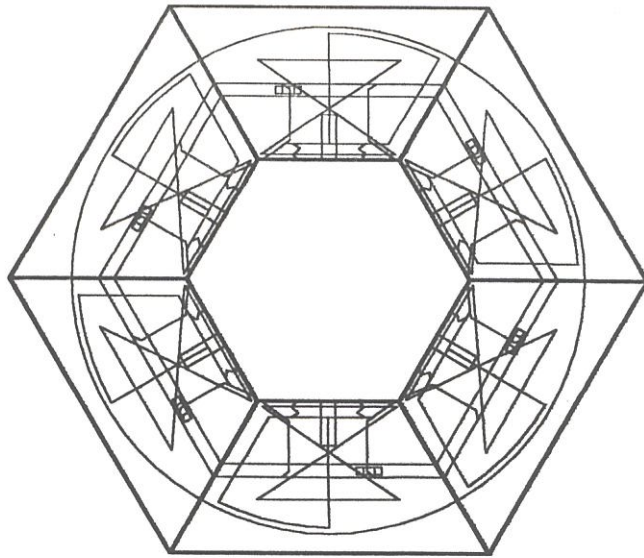
Al construirse en el país ya no se requiere hacer un desembolso inicial fuerte, ahora los gastos se dan a medida que la obra avance.

Por ser un diseño se pueden admitir modificaciones, sin perder la idea básica de ahorrar espacio y optimizar el empleo de recursos.

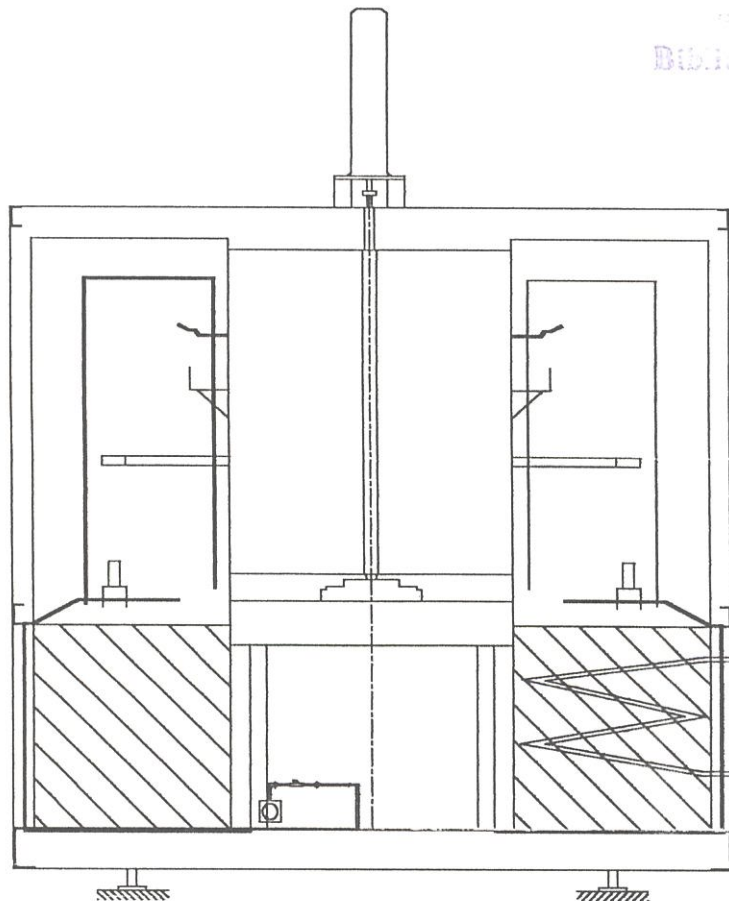
Se recomienda aislar la tubería por donde circula vapor e instalar una trampa en la entrada del vapor al serpentín, esto ayuda a mejorar y extender el correcto funcionamiento del calentador.

Dos ideas se proponen como un complemento a la presente tesis: a). diseñar un sistema de colocar y retirar los cilindros, con ello se logra hacer automática la máquina lavadora. ; b). instalar un extractor de vapores en la lavadora para disminuir la incomodidad que representa para el operador trabajar en un sitio en el cual la temperatura es elevada.

APENDICE



Biblioteca Central

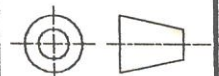


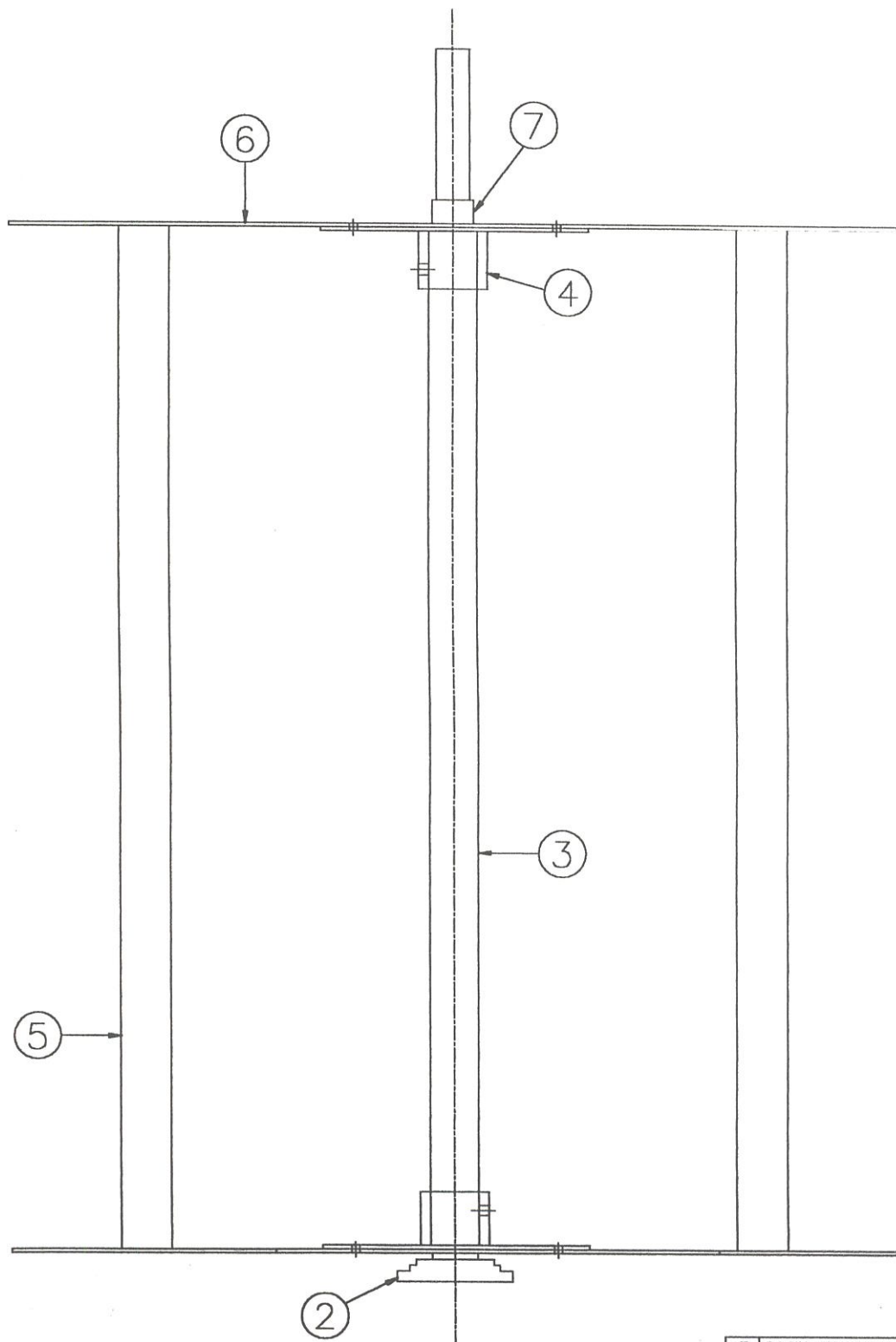
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA:	S/E	HOJA: 1 DE 1
MATERIAL:		
PLANO NUMERO:	01	

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

DISEÑO DE FORMA

ESPOL





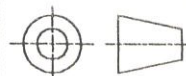
7	BOCIN SUPERIOR	1
6	MATRIZ HEXAGONAL	1
5	TEMPLADOR	2
4	BRIDA	4
3	ARBOL DE LA LAVADORA	2
2	BASE DE EJE	1
1	ENSAMBLE	1
No.	DESCRIPCION	CANT.

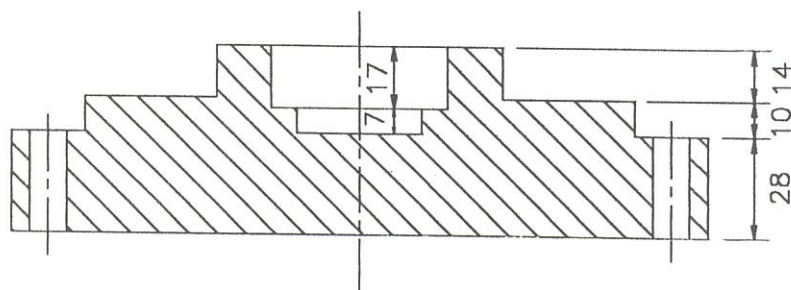
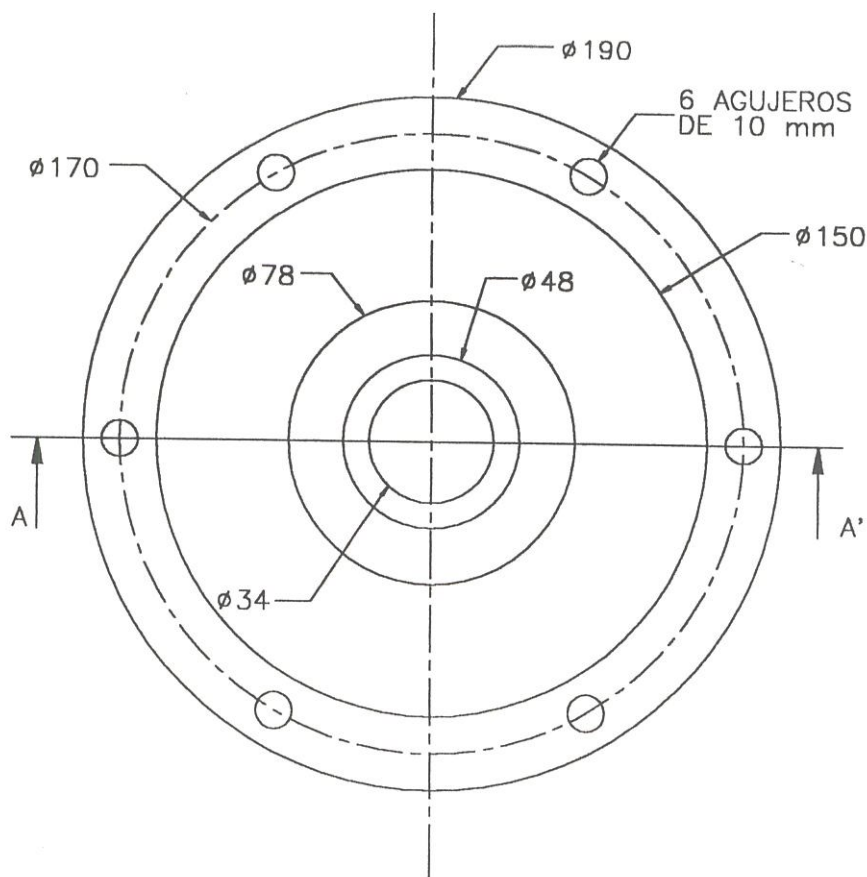
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA:	S/E	HOJA: 1 DE 7
MATERIAL:		
PLANO NUMERO:	02	

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

ENSAMBLE

ESPOL





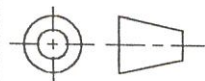
CORTE A-A'

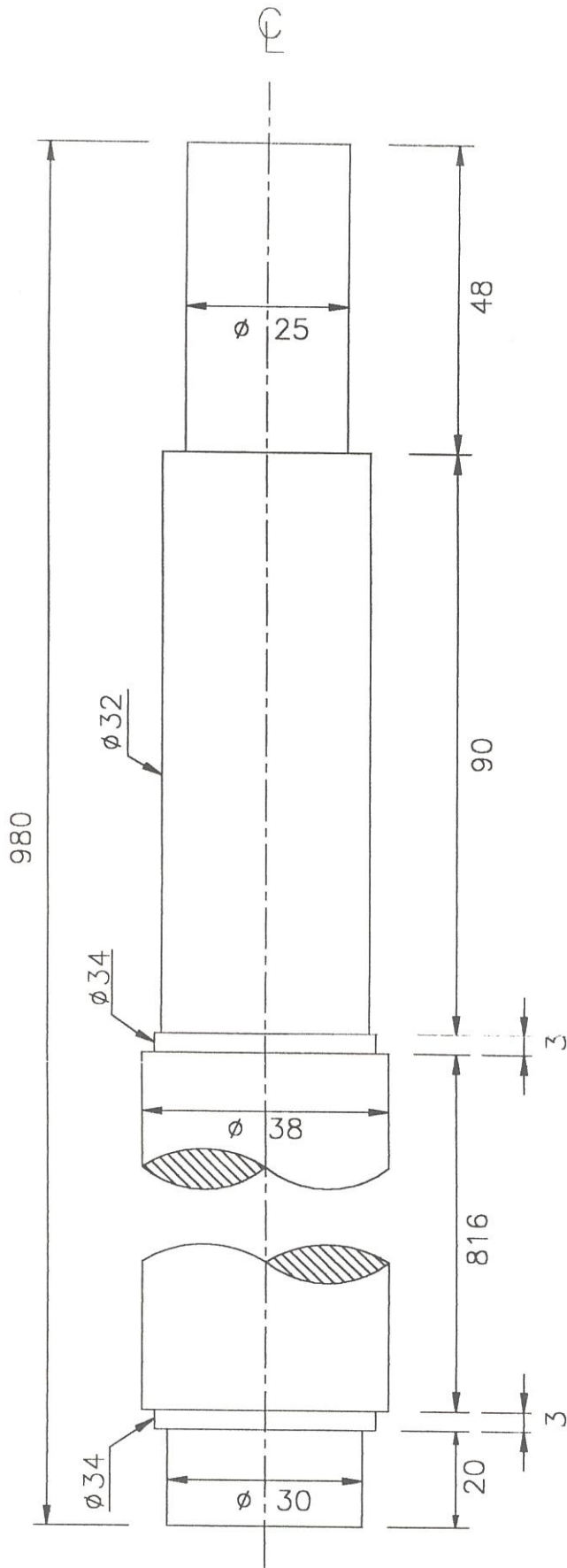
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA:	1:2	HOJA: 2 DE 7
MATERIAL:	ACERO A36	
PLANO NUMERO:	02	

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

ESPOL

BASE DE EJE



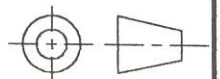


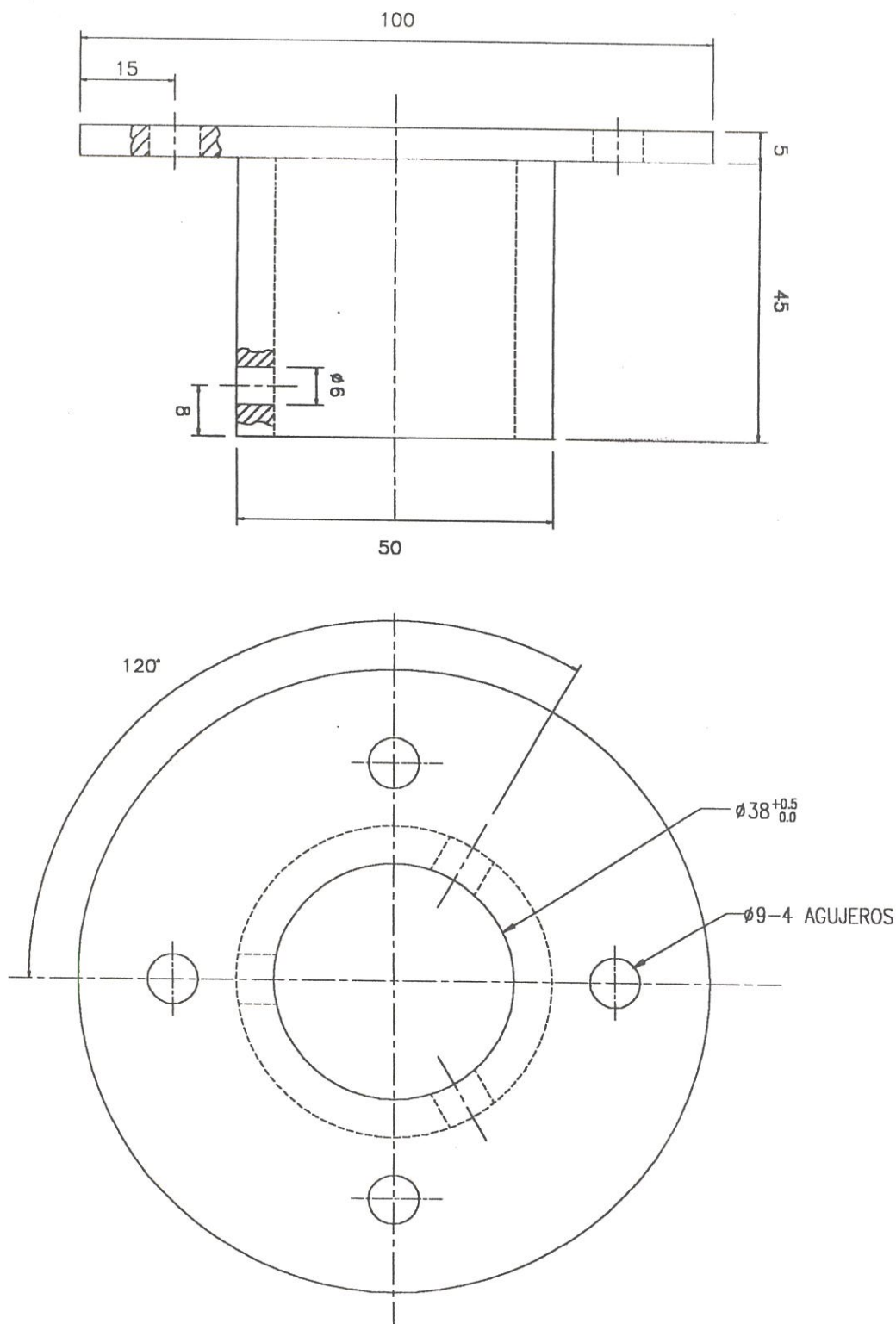
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:1	HOJA: 3 DE 7	
MATERIAL: ACERO ASAAB 709		
PLANO NUMERO:		02

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

ARBOL DE LA LAVADORA

ESPOL



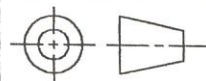


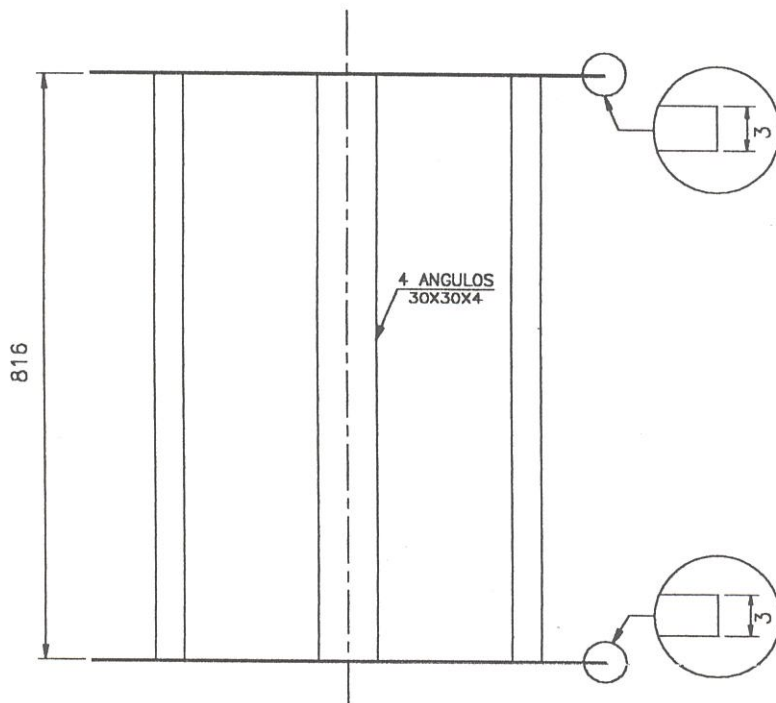
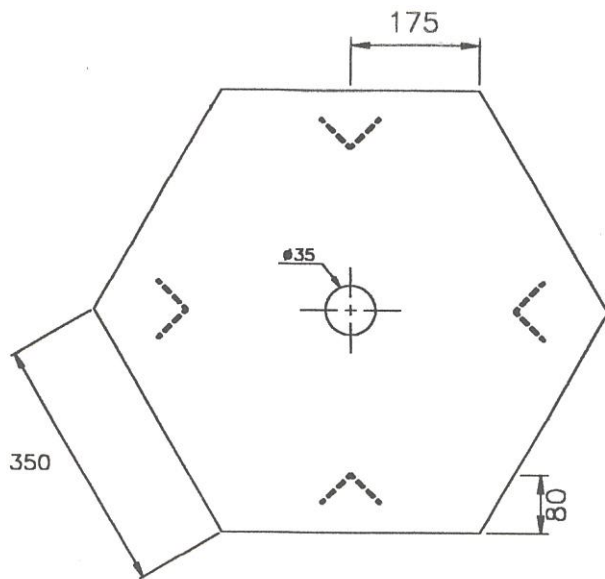
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA:	3:4	HOJA: 4 DE 7
MATERIAL:	ACERO 1018	
PLANO NUMERO:	02	

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

ESPOL

BRIDA



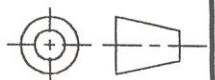


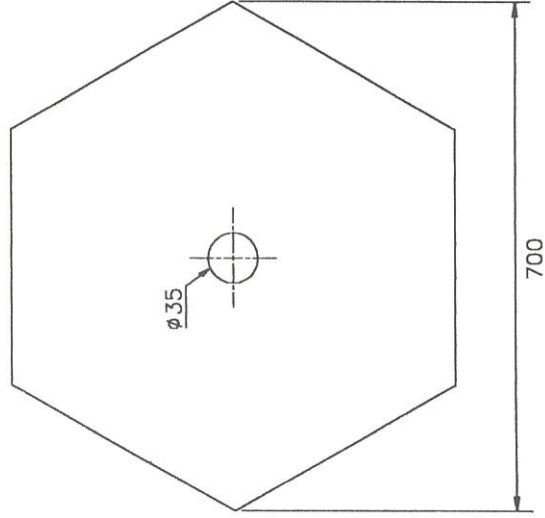
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:10	HOJA: 5 DE 7	
MATERIAL: ACERO A32		
PLANO NUMERO:	02	

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

TEMPLADOR

ESPOL



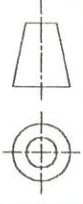


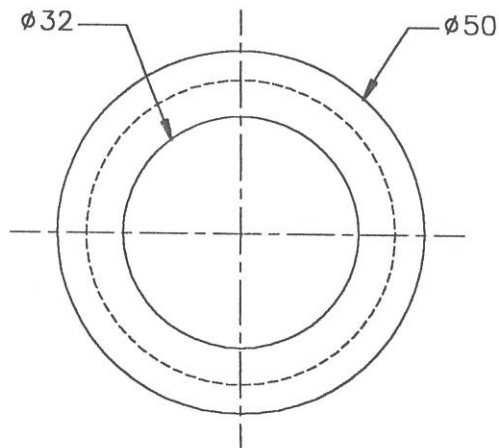
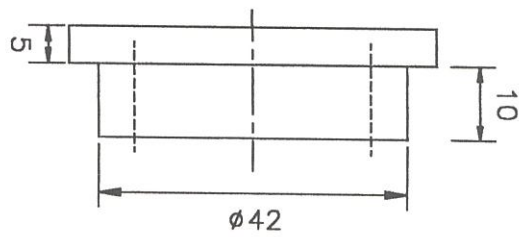
FECHA	NOMBRE:
DIBUJO 15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO 15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO 15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:10	HOJA: 6 DE 7
MATERIAL: ACERO A32	
PLANO NUMERO: 02	

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

ESPOL

MATRIZ HEXAGONAL



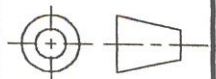


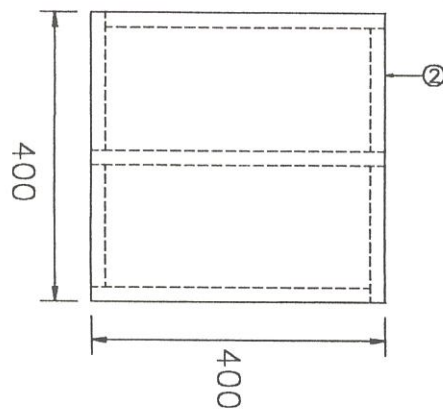
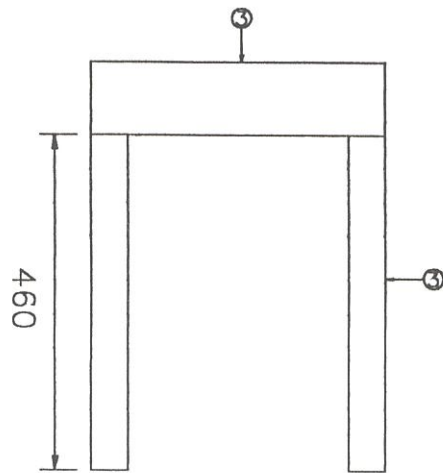
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA:	1:1	HOJA: 7 DE 7
MATERIAL:	BRONCE FOSFORICO SAE 40	
PLANO NUMERO:	02	

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

BOCIN SUPERIOR

ESPOL





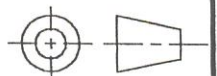
3	CHAPA A-32 400x400x3	1
2	CANAL "U" DE 100x50x3	3
1	CANAL "U" DE 100x50x3	4
No.	DESCRIPCION	CANT.

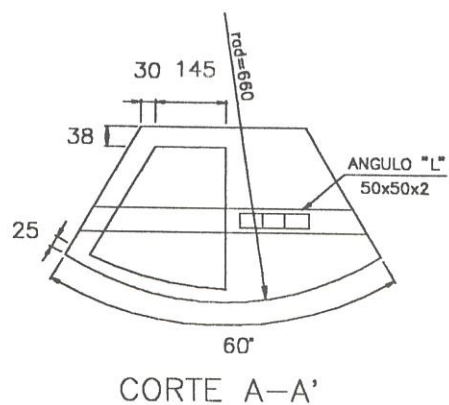
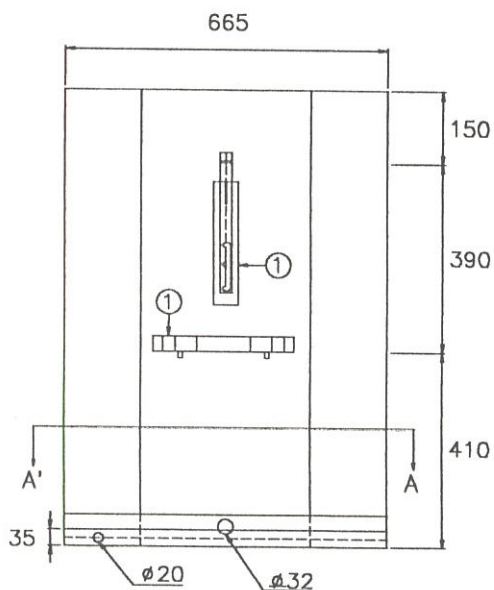
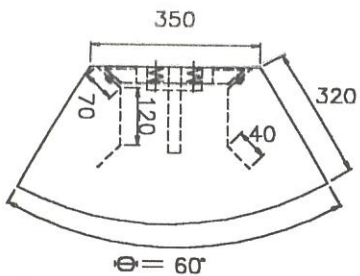
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:10	HOJA: 1 DE 1	
MATERIAL: ACERO		
PLANO NUMERO:	03	

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

APOYO DE LA BASE
DEL EJE

ESPOL





4	SUJETADOR SUPERIOR DEL CILINDRO	6
3	SUJETADOR LATERAL DEL CILINDRO	6
2	AUXILIAR DE VISTAS	
1	CABINA DE LAVADO-VISTAS	6
CANT.	DESCRIPCION	CANT.

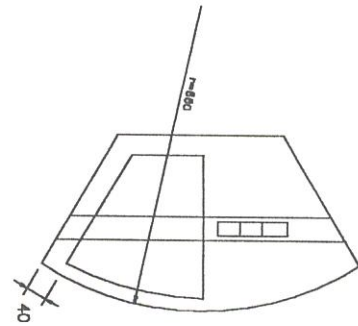
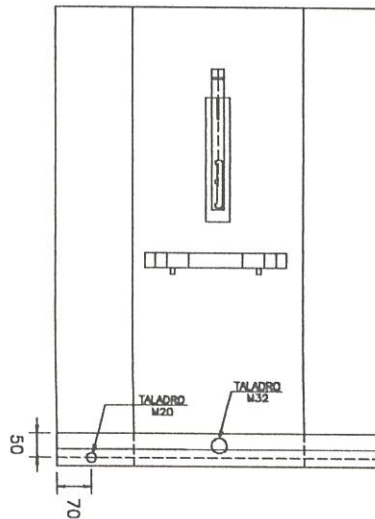
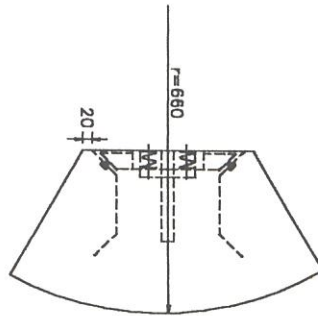
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:15	HOJA: 1 DE 4	
MATERIAL: ACERO INOXIDABLE 304-L		
PLANO NUMERO:		04

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

CABINA DE LAVADO

ESPOL





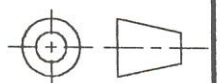
CORTE A-A'

	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA:	1:15	HOJA: 2 DE 4
MATERIAL:	ACERO INOXIDABLE 304-L	
PLANO NUMERO:	04	

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

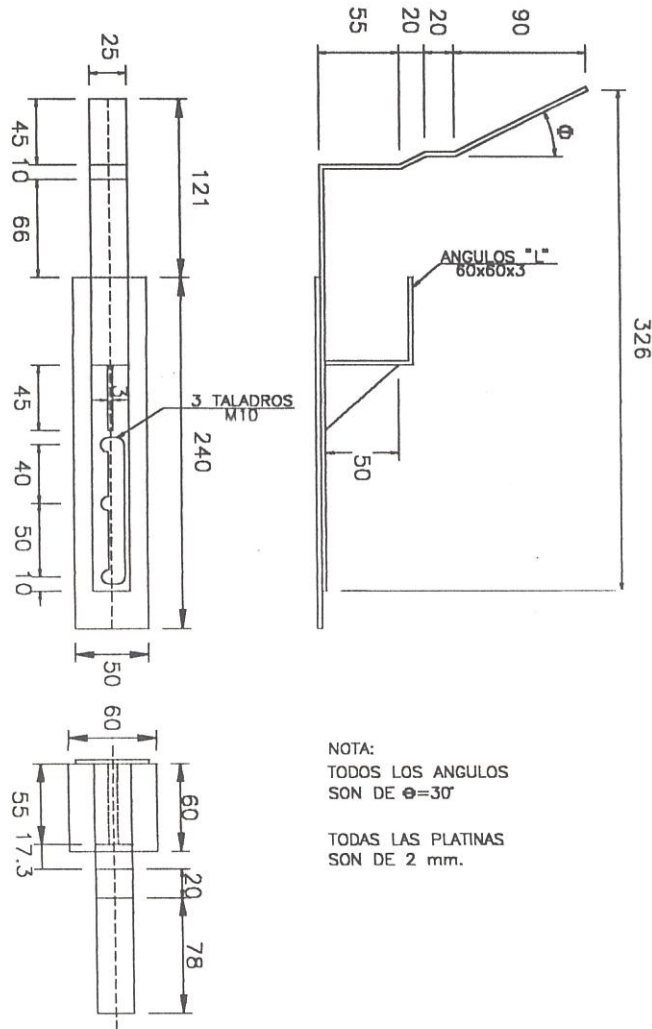
CABINA DE LAVADO
AUXILIAR DE VISTAS

ESPOL





Biblioteca Central



NOTA:
TODOS LOS ANGULOS
SON DE $\phi=30^\circ$

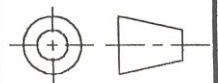
TODAS LAS PLATINAS
SON DE 2 mm.

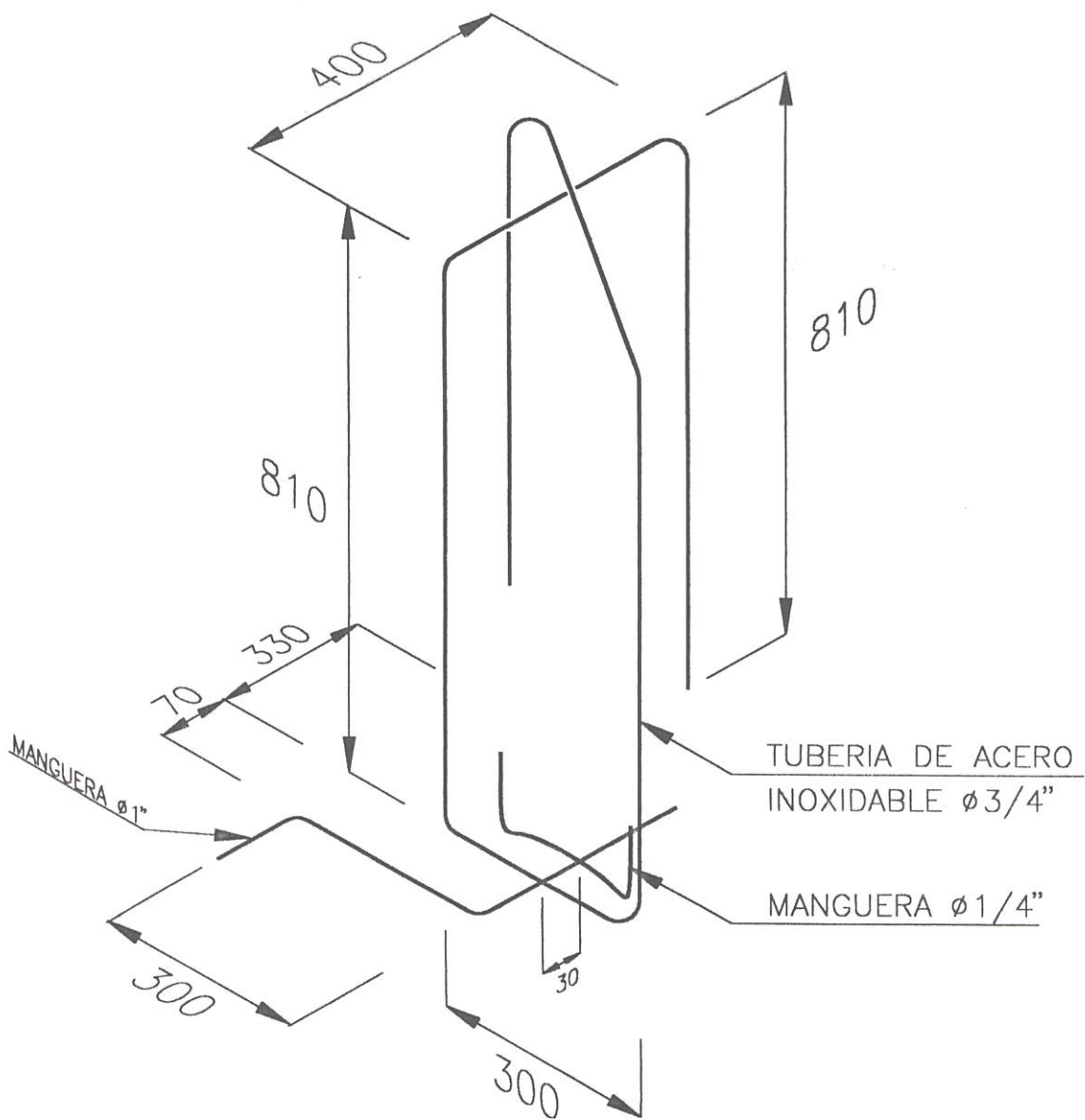
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA:	1:5	HOJA: 4 DE 4
MATERIAL:	ACERO INOXIDABLE 304-L	
PLANO NUMERO:	04	

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

SUJETADOR SUPERIOR
DEL CILINDRO

ESPOL



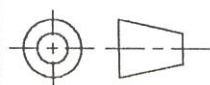


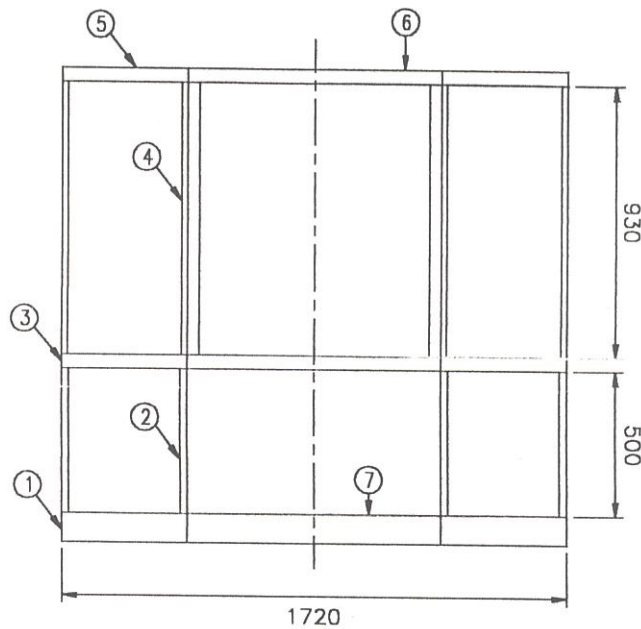
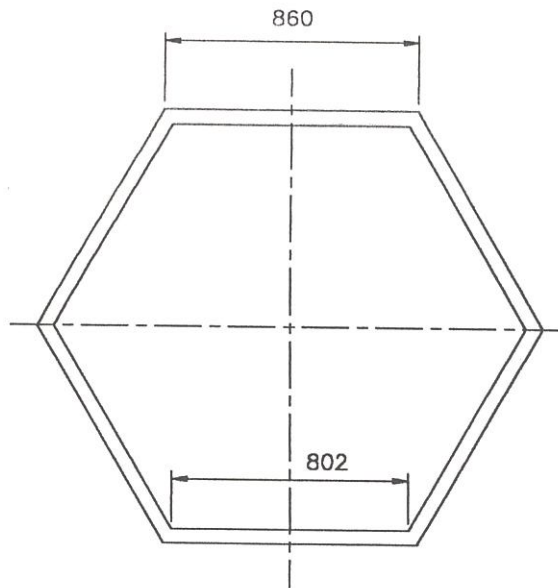
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:10	HOJA: 1 DE 1	
MATERIAL: INDICADO EN PLANO		
PLANO NUMERO:		05

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

CIRCUITO PARA LAVADO
DEL CILINDRO

ESPOL





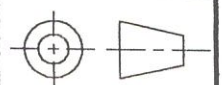
7	CUBIERTA INFERIOR DE LA MAQUINA LAVADORA	1
6	CUBIERTA SUPERIOR DE LA MAQUINA LAVADORA	1
5	CANAL "U" 50x25x3	6
4	ANGULO DE 120° 40x40x3	6
3	CANAL "U" 50x25x3	6
2	CANAL "U" 50x25x3	6
1	CANAL "U" 100x50x4	6
No.	DESCRIPCION	CANT.

	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:25	HOJA: 1 DE 1	
MATERIAL: ACERO		
PLANO NUMERO: 06		

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

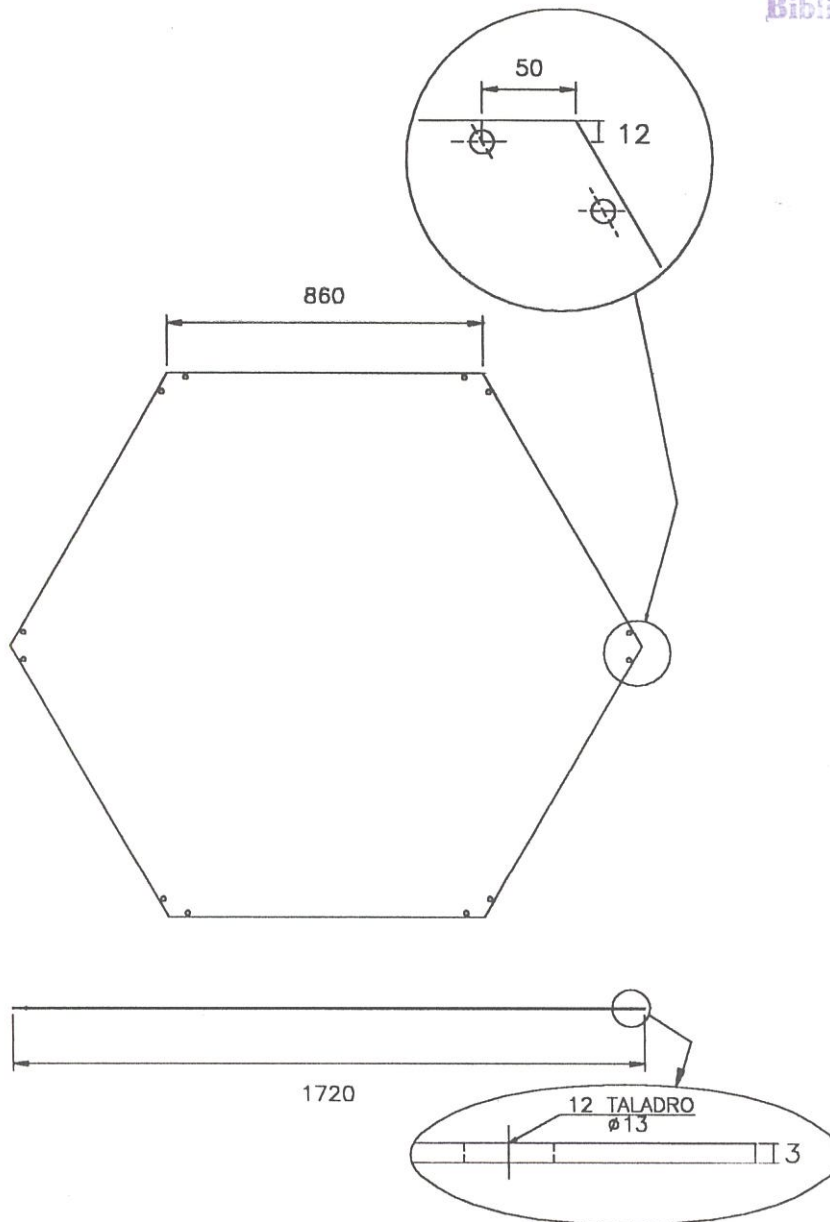
ESTRUCTURA DE LA CARCAZA
EXTERIOR

ESPOL





Biblioteca Central

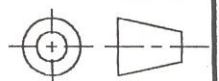


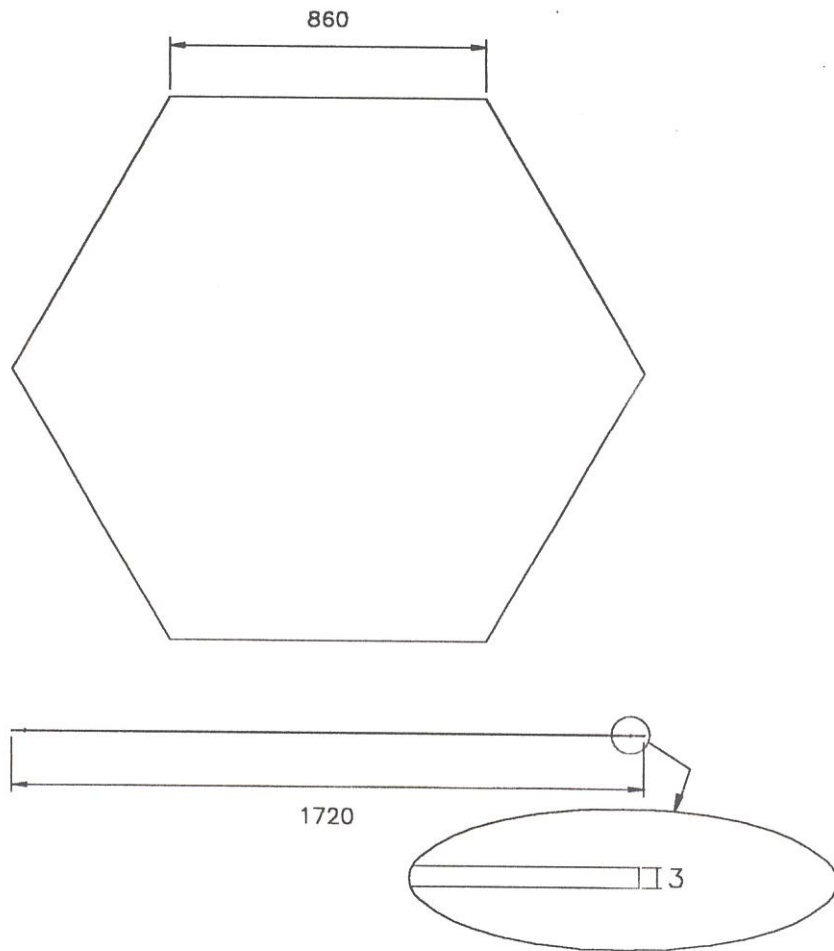
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:20	HOJA: 1 DE 1	
MATERIAL: ACERO A-32		
PLANO NUMERO:	07	

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

CUBIERTA SUPERIOR DE LA
MAQUINA LAVADORA

ESPOL



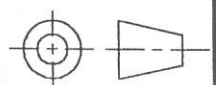


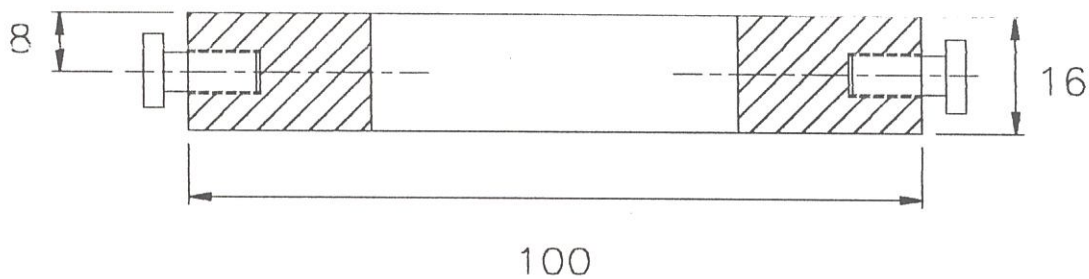
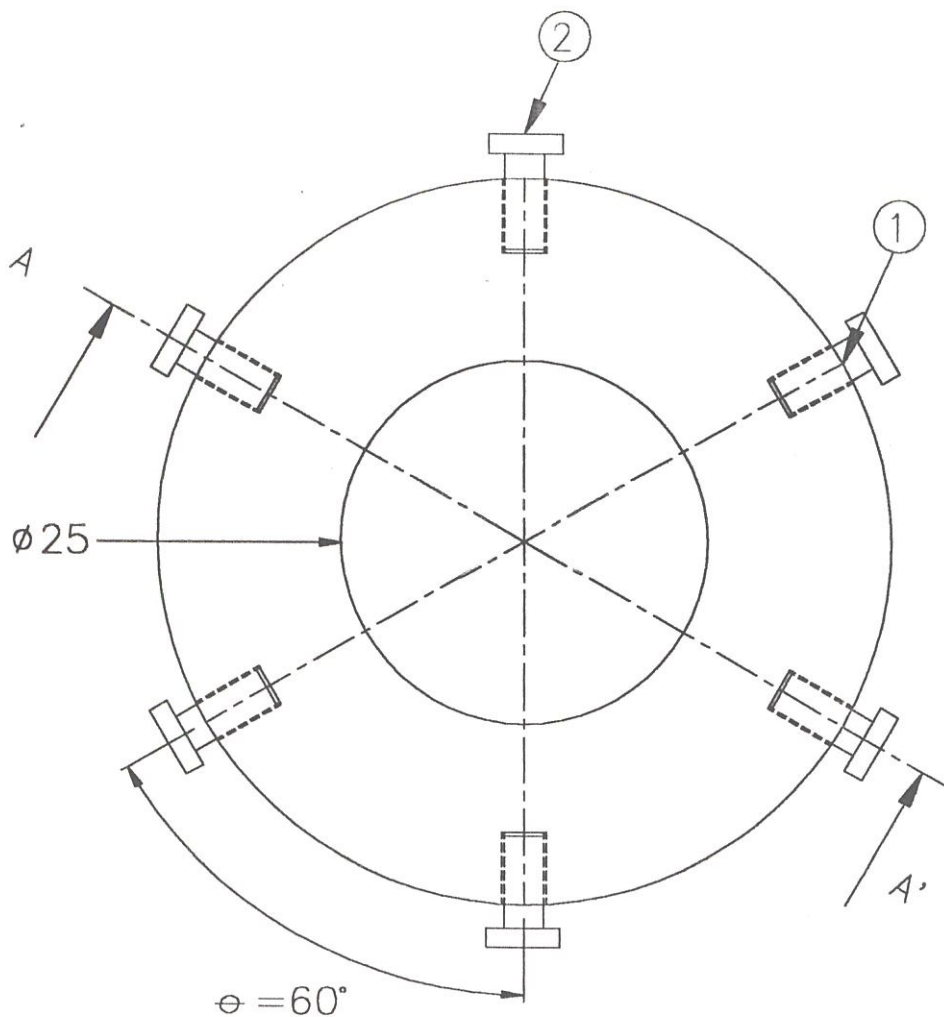
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:20	HOJA: 1 DE 1	
MATERIAL: ACERO A-32		
PLANO NUMERO:		08

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

CUBIERTA INFERIOR DE LA
MAQUINA LAVADORA

ESPOL





CORTE A-A'

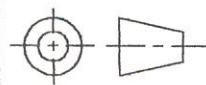
2	PERNO M6x16x1.0	6
1	AGUJERO, ROSCA INTERIOR M6x1.0x10	6
No.	DESCRIPCION	CANT.

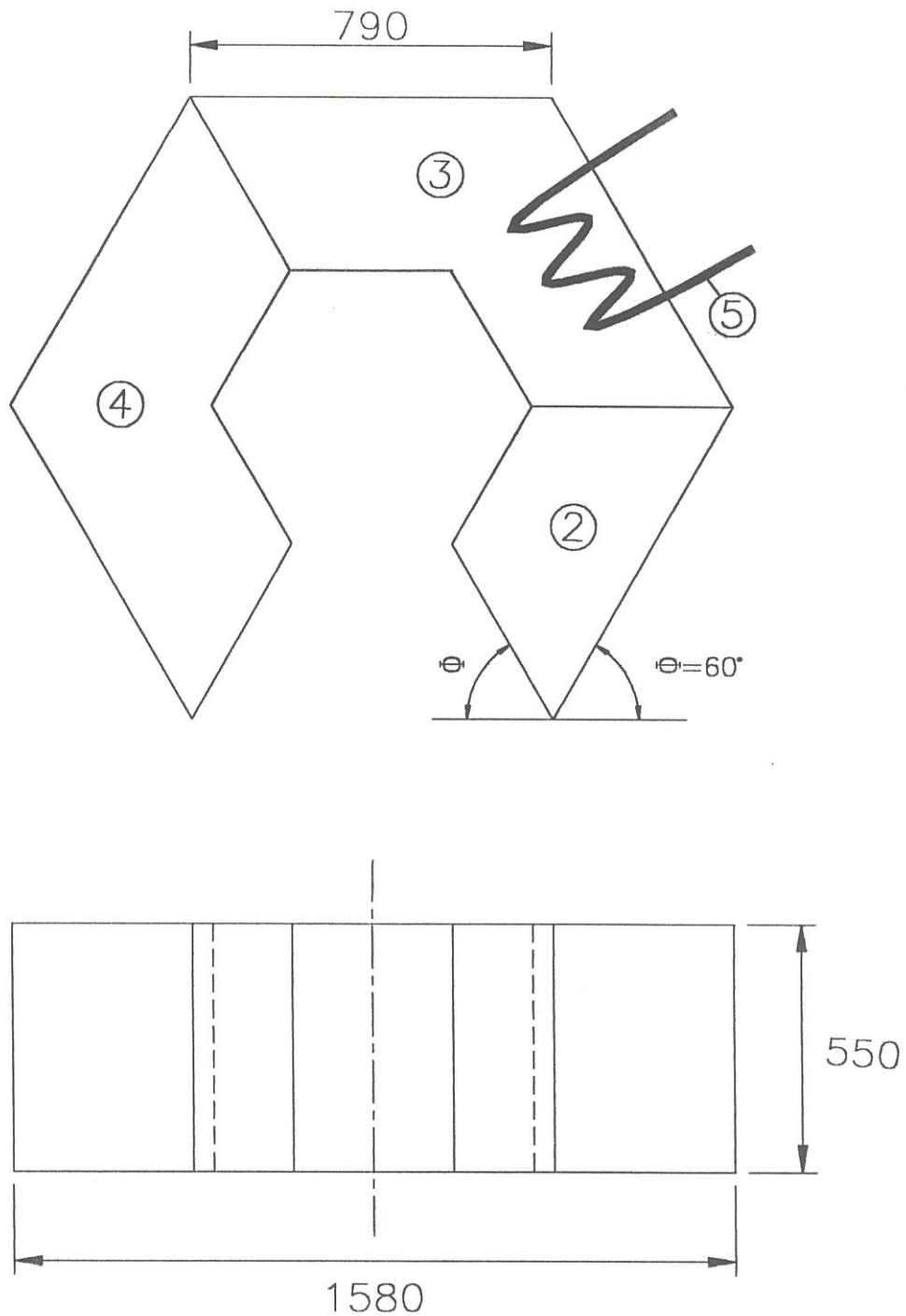
FECHA	NOMBRE:
15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	ING. MARTINEZ
15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	ING. MARTINEZ
15/12/97	
ESCALA: 1:1	HOJA: 1 DE 1
MATERIAL: CELERON	
PLANO NUMERO: 09	

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

CONTROL DE GIRO

ESPOL





NOTA: TODAS LAS PLACAS SON DE 3mm

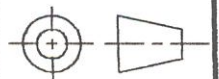
5	CALENTADOR	1
4	CISTERNA PARA ENJUAGUE	1
3	CISTERNA PARA LAVADO	1
2	CISTERNA PARA PRELAVADO	1
1	CISTERNA	1
CANT.	DESCRIPCION	CANT.

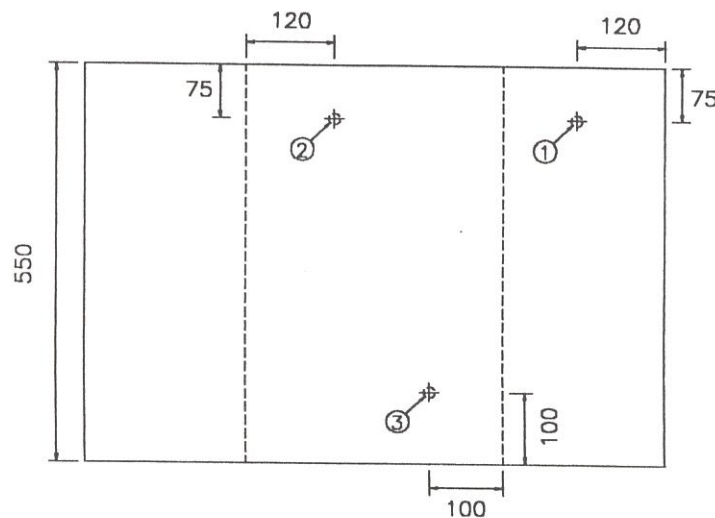
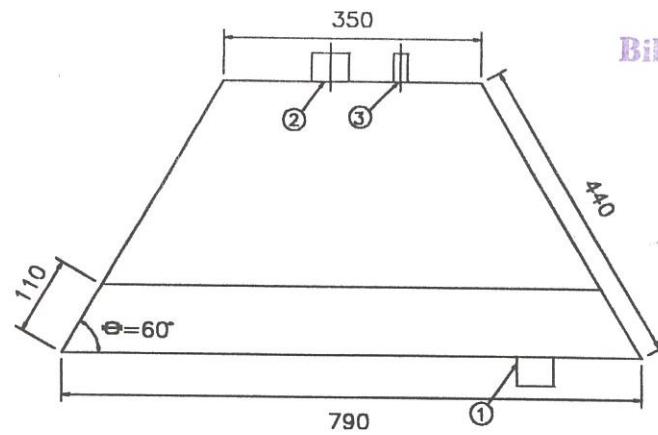
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA:	1:15	HOJA: 1 DE 5
MATERIAL:	ACERO INOXIDABLE 304-L	
PLANO NUMERO:	10	

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

CISTERNA

ESPOL





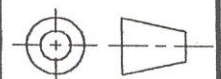
3	SALIDA A LA BOMBA NEPLO GALVANIZADO $\varnothing 25 \times 50$ mm	1
2	ENTRADA DE AGUA RECUPERADA NEPLO GALVANIZADO $\varnothing 50 \times 40$ mm	1
1	DESCARGA DE AGUA RECUPERADA TUBERIA GALVANIZADA $\varnothing 50 \times 50$ mm	1
CANT.	DESCRIPCION	CANT.

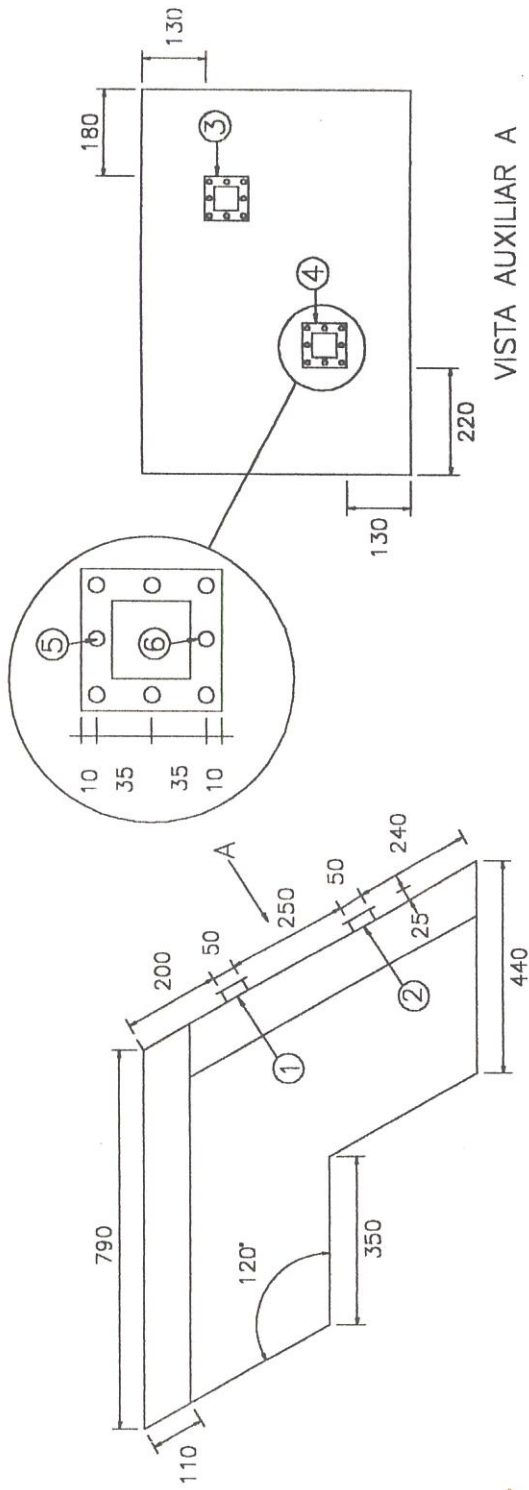
FECHA	NOMBRE:
DIBUJO 15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO 15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO 15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:10	HOJA: 2 DE 5
MATERIAL: ACERO INOXIDABLE 304-L	
PLANO NUMERO:	10

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

CISTERNA PARA PRELAVADO

ESPOL

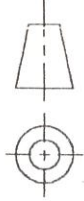


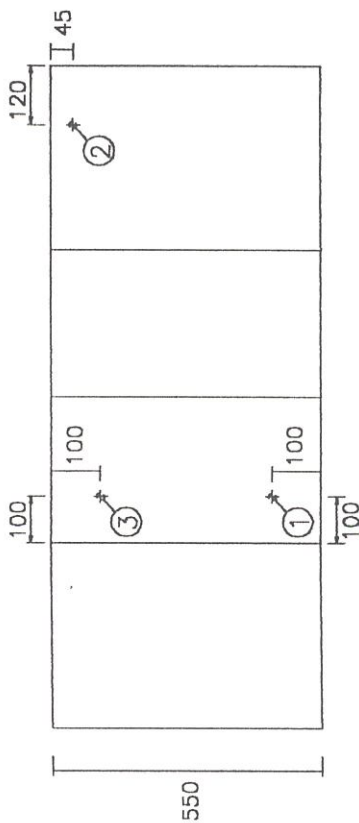
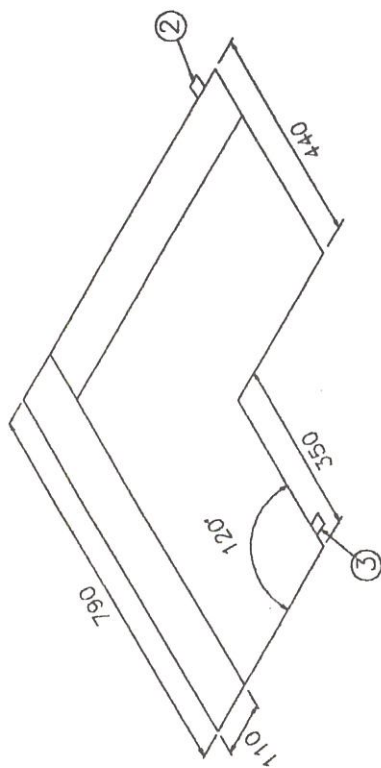


VISTA AUXILIAR A

7	SALIDA A LA BOMBA NEPLO GALVANIZADO $\phi 25 \times 40$ mm.	1
6	PERNO M10x20x1.5 TUERCA M10x1.5	16
5	TALADRO DE 11 mm	16
4	SALIDA DE VAPOR BRIDA CUADRADA 90 x 90 mm	1
3	ENTRADA DE VAPOR BRIDA CUADRADA 90 x 90 mm	1
2	SALIDA DE VAPOR ORIFICIO CUADRADO 50 x 50 mm	1
1	ENTRADA DE VAPOR ORIFICIO CUADRADO 50 x 50 mm	1
No.	DESCRIPCION	CANT.

FECHA	NOMBRE:	FACULTAD DE INGENIERIA	ESPOL
DIBUJO	15/12/97 G. ANCHALUISA	EN MECANICA	
REVISO	15/12/97 ING. MARTINEZ		
APROBO	15/12/97 ING. MARTINEZ		
ESCALA:	1:15	HOJA: 3 DE 5	
MATERIAL:	ACERO INOXIDABLE 304-L		
PLANO NUMERO:	10	CISTERNA PARA LAVADO	

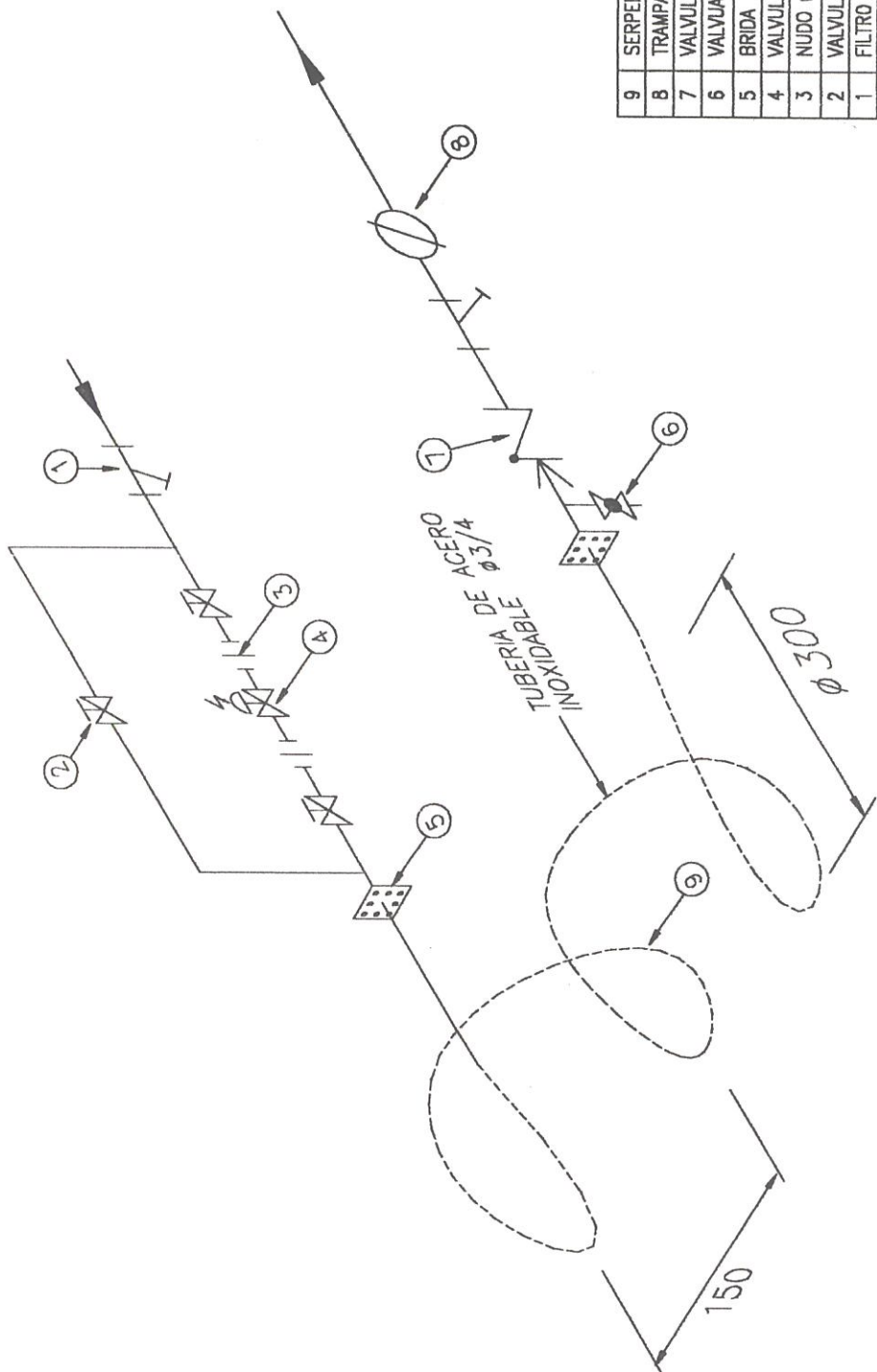





 Biblioteca Central

3	SALIDA DE AGUA RECUPERADA NEPLO GALVANIZADO $\phi 50 \times 40$ mm	1
2	ENTRADA DE AGUA NEPLO GALVANIZADO $\phi 25 \times 50$ mm	1
1	SALIDA A LA BOMBA NEPLO GALVANIZADO $\phi 25 \times 50$ mm	1
No.	DESCRIPCION	CANT.

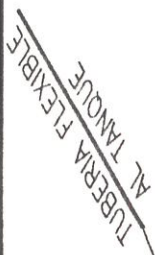
FECHA NOMBRE:		FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA		ESPOL	
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA			
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ			
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ			
ESCALA: 1:15		HOJA: 4 DE 5			
MATERIAL: ACERO INOXIDABLE 304-L					
PLANO NUMERO:				CISTERNA DE ENJUAGUE	



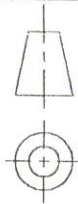
No.	DESCRIPCION	CANT.
1	FILTRO DE VAPOR Ø20 mm	2
2	VALVULA COMPUERTA Ø20 mm	3
3	NUDO Ø20 mm	2
4	VALVULA SOLENOIDE PARA VAPOR Ø 20 mm	1
5	BRIDA CUADRADA 90x90	2
6	VALVUAL ESFERICA Ø 20 mm	1
7	VALVULA CHECK Ø 20 mm	1
8	TRAMPA DE VAPOR Ø 20 mm	1
9	SERPENTIN Ø 300 mm	1

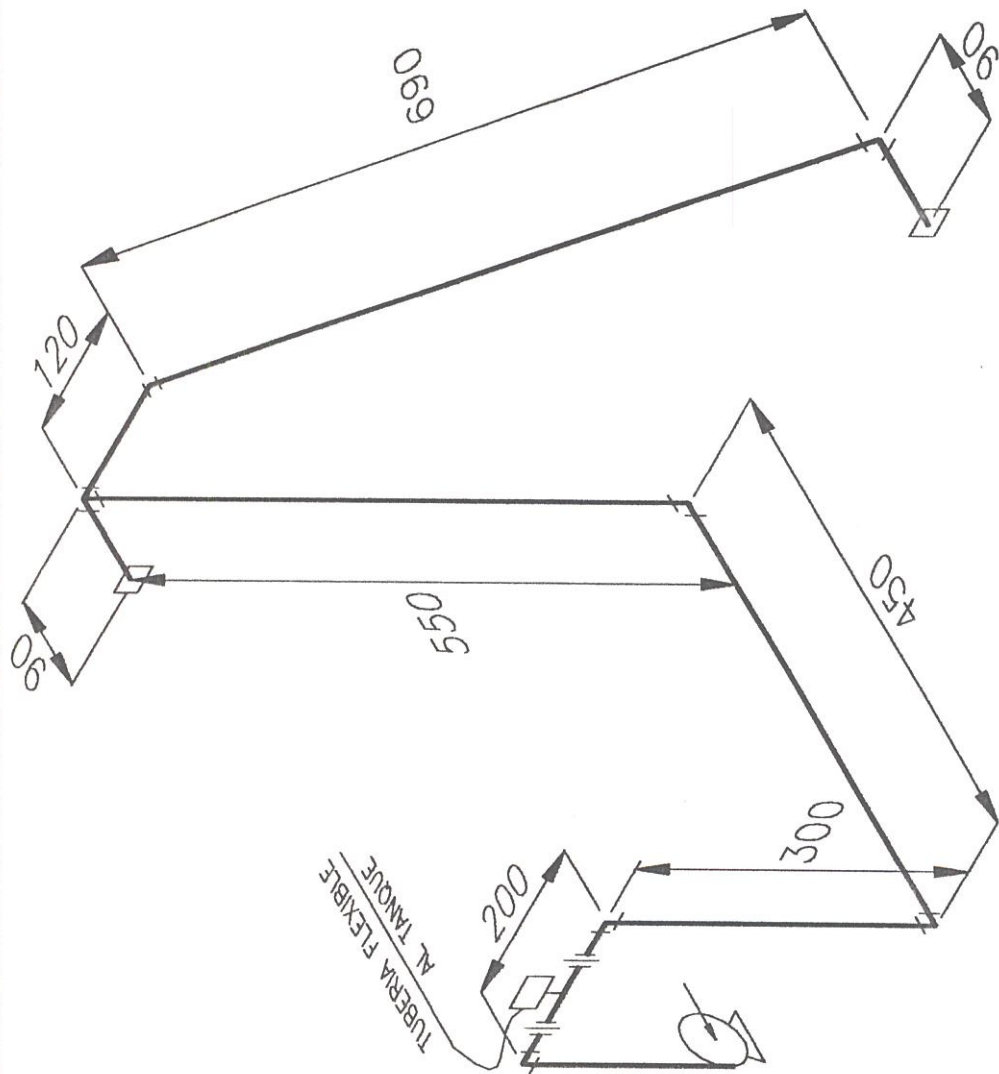
FECHA		NOMBRE:	
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA	
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ	
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ	
ESCALA:	S/E	HOJA:	5 DE 5
MATERIAL: INDICADO			
PLANO NUMERO:		10	

FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA		ESPOL
SISTEMA DE CALEFACCION		



OLSL





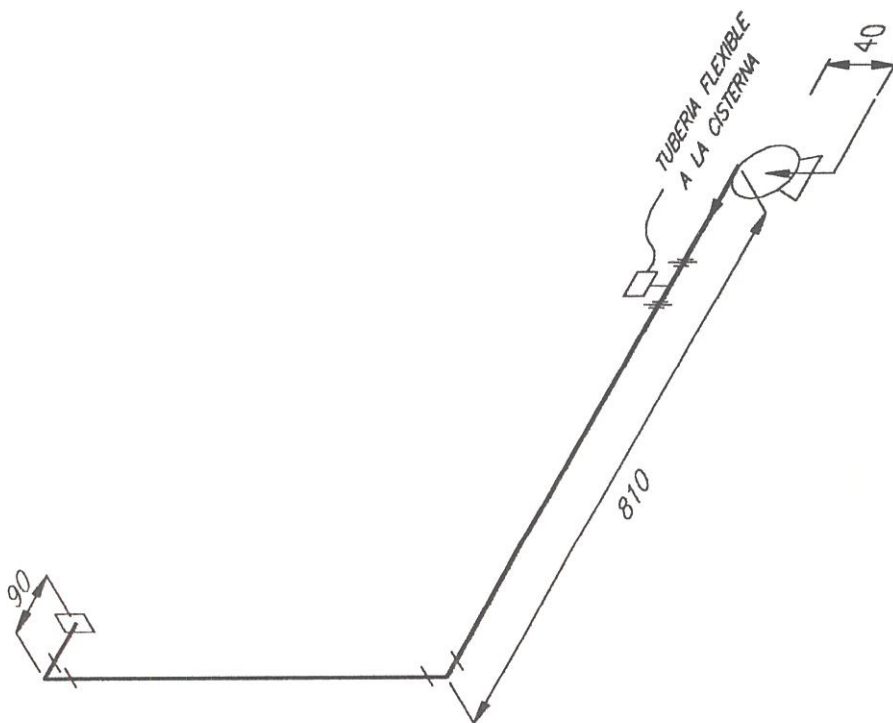
FECHA	NOMBRE:
DIBUJO 15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO 15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO 15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:2	HOJA: 1 DE 1
MATERIAL: TUBERIA DE ACERO INOXIDABLE #20mm	
PLANO NUMERO:	12

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

INSTALACION DE TUBERIA
PARA LAVADO

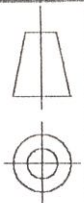
ESPOL

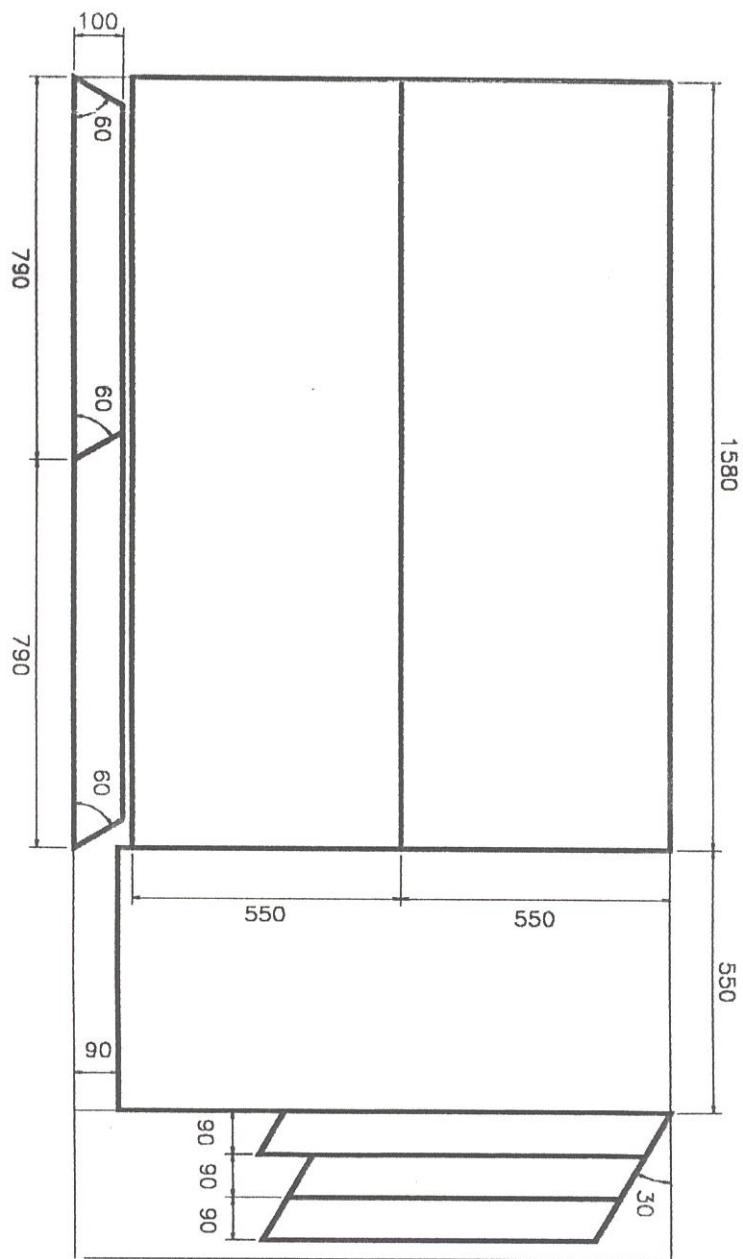





 Biblioteca Central

FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA		ESPOL	
TUBERIA PARA ENJUAGUE			
FECHA NOMBRE:			
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA	
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ	
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ	
ESCALA: 1:10		HOJA: 1 DE 1	
MATERIAL: TUB. GALVANIZADA Ø 20 mm			
PLANO NUMERO:		13	



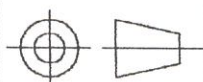


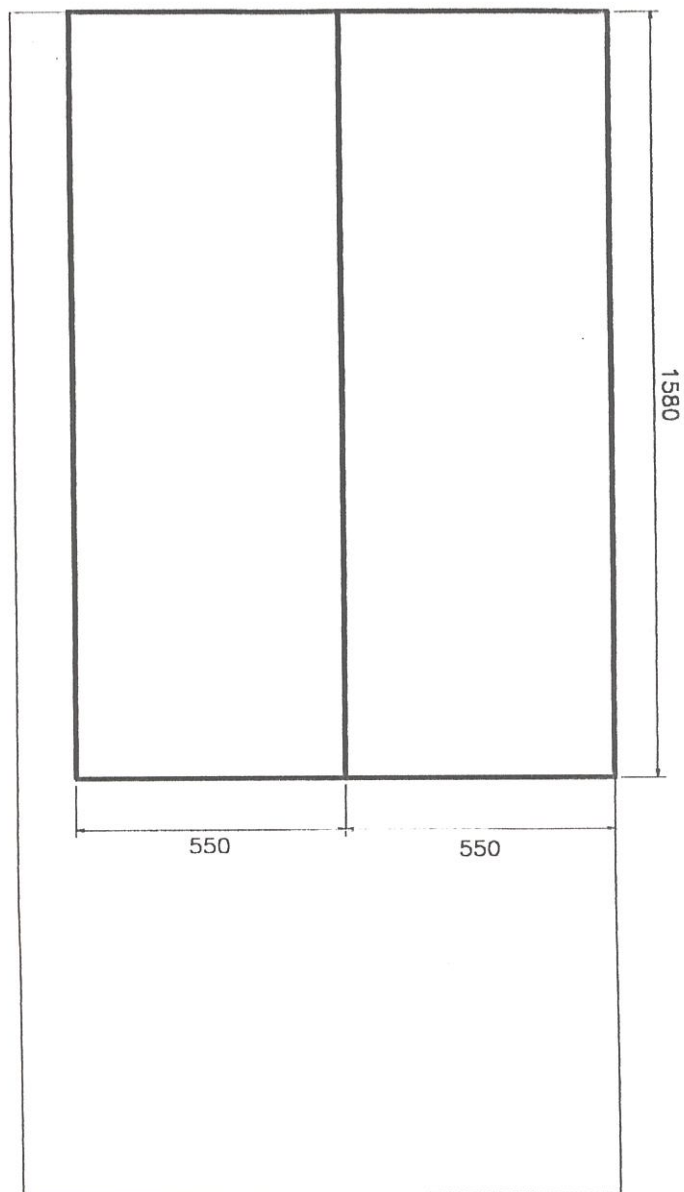
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:15	HOJA: 2 DE 3	
MATERIAL: CHAPA DE ACERO INOXIDABLE 3mm		
PLANO NUMERO:		15

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

ESQUEMA DE CORTES EN
CHAPA DE ACERO

ESPOL



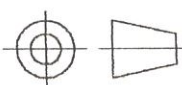


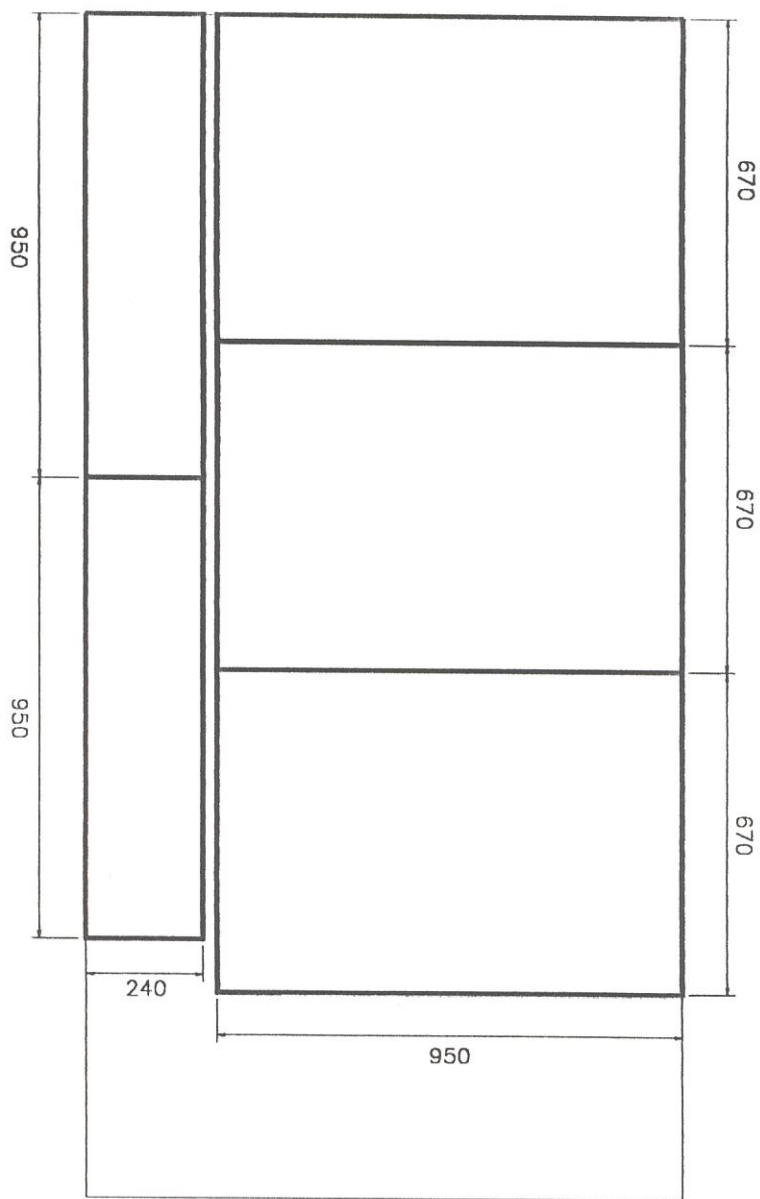
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:15	HOJA: 3 DE 3	
MATERIAL: CHAPA DE ACERO INOXIDABLE 3mm		
PLANO NUMERO:		15

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

ESQUEMA DE CORTES EN
CHAPA DE ACERO

ESPOL



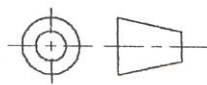


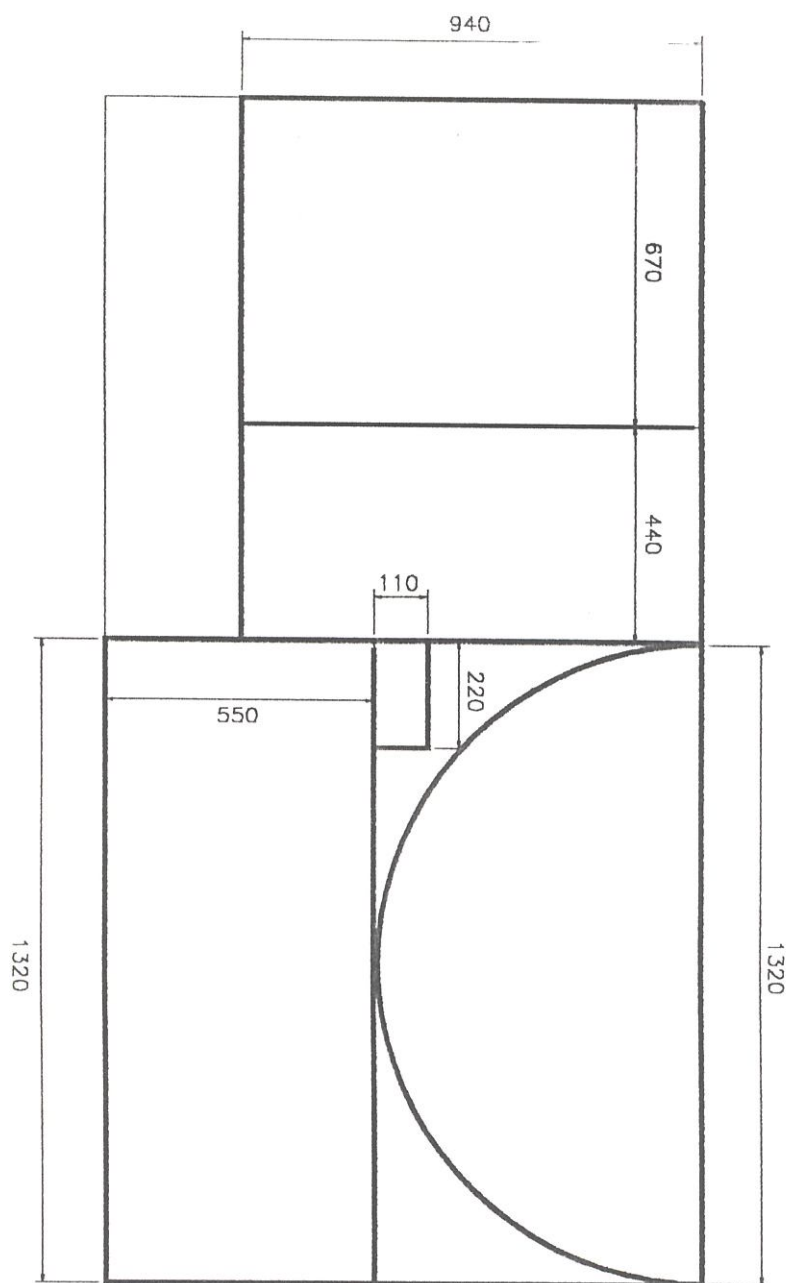
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA:	1:15	HOJA: 1 DE 3
MATERIAL: CHAPA DE ACERO INOXIDABLE 2mm		
PLANO NUMERO:		16

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

ESQUEMA DE CORTES EN
CHAPA DE ACERO

ESPOL



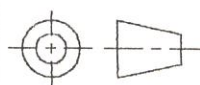


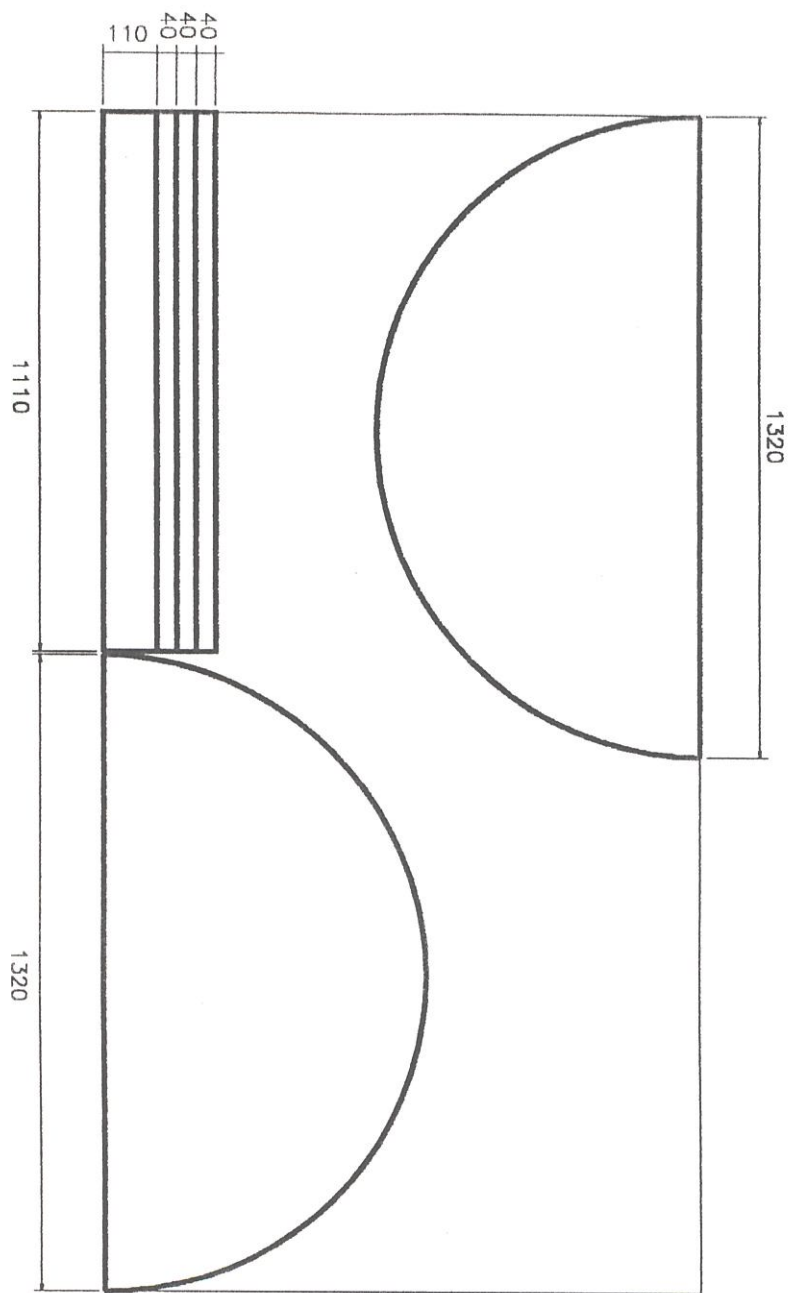
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:15	HOJA: 2 DE 3	
MATERIAL: CHAPA DE ACERO INOXIDABLE 2mm		
PLANO NUMERO:		16

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

ESQUEMA DE CORTES EN
CHAPA DE ACERO

ESPOL





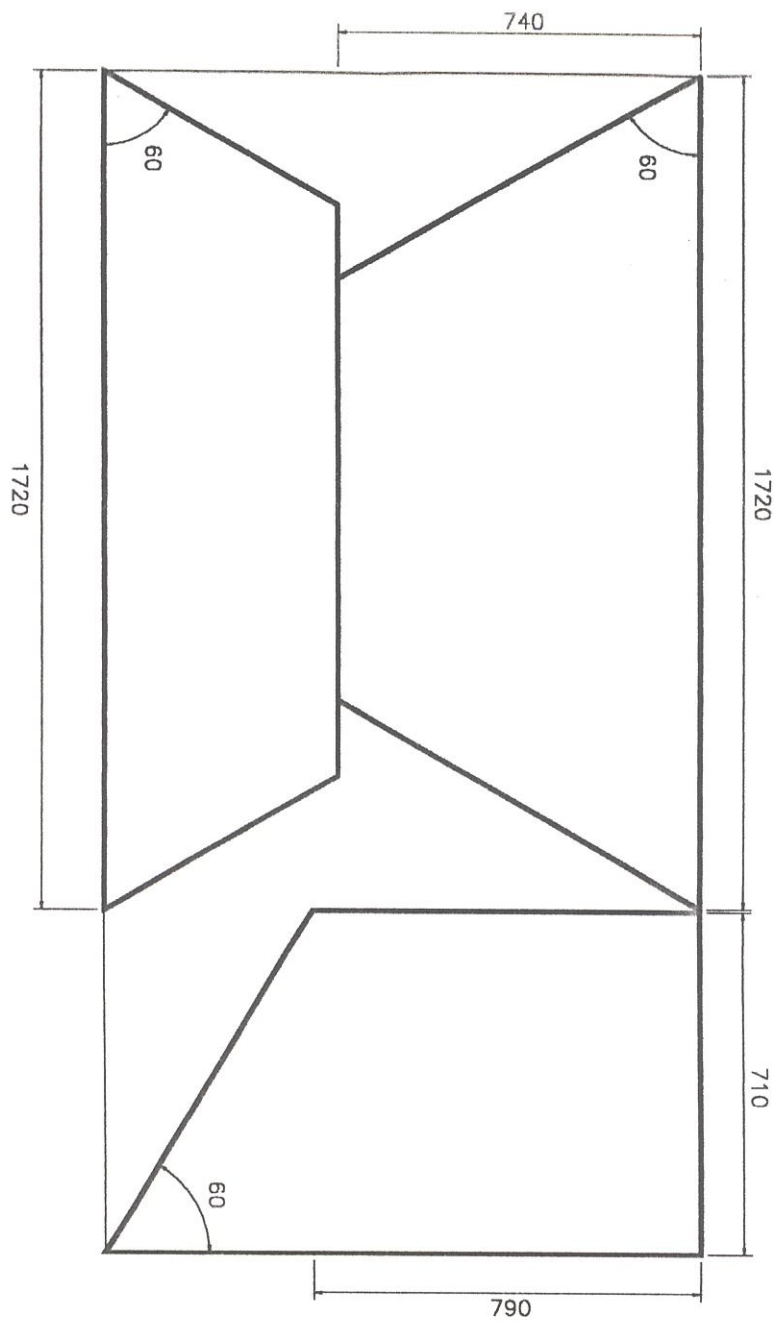
	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:15	HOJA: 3 DE 3	
MATERIAL: CHAPA DE ACERO INOXIDABLE 2mm		
PLANO NUMERO:		16

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

ESQUEMA DE CORTES EN
CHAPA DE ACERO

ESPOL

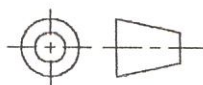


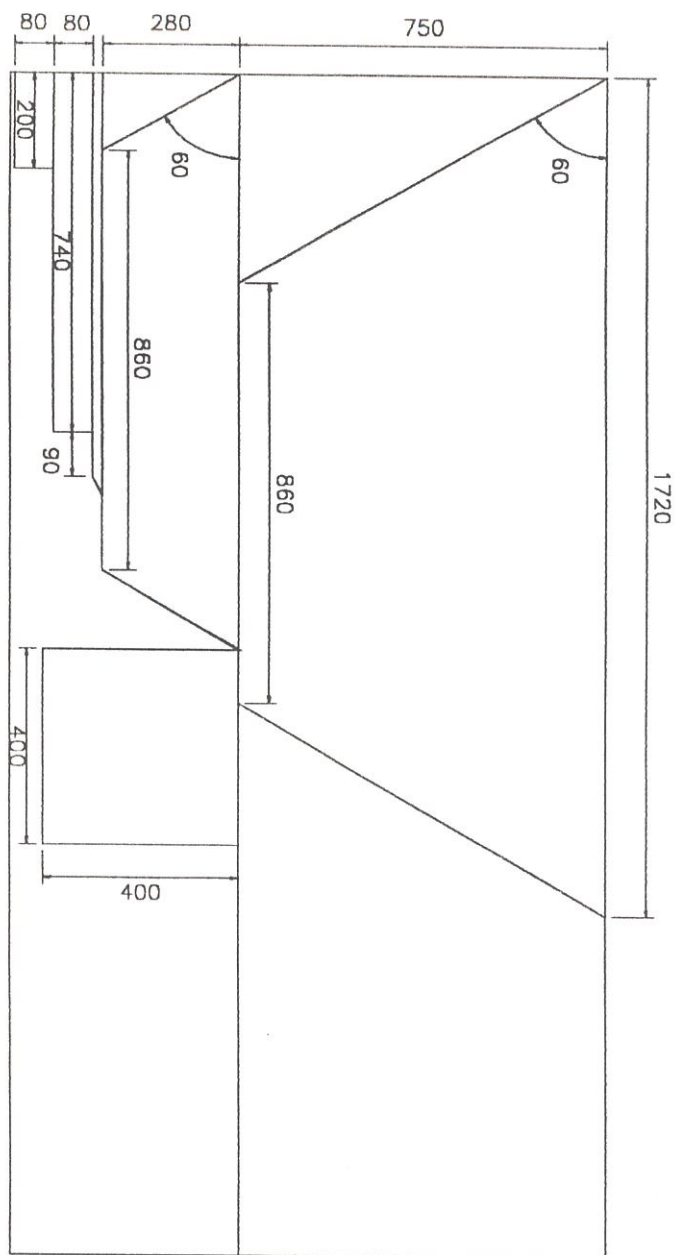


	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:15	HOJA: 1 DE 2	
MATERIAL: CHAPA DE ACERO A32, 3 mm		
PLANO NUMERO:		17

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA
ESQUEMA DE CORTES EN
CHAPA DE ACERO

ESPOL





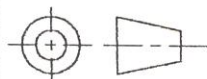
ESPOL
Biblioteca Central

	FECHA	NOMBRE:
DIBUJO	15/12/97	G. ANCHALUISA
REVISO	15/12/97	ING. MARTINEZ
APROBO	15/12/97	ING. MARTINEZ
ESCALA: 1:15	HOJA: 2 DE 2	
MATERIAL: CHAPA DE ACERO A32, 3 mm		
PLANO NUMERO:	17	

FACULTAD DE INGENIERIA
EN MECANICA

ESQUEMA DE CORTES EN
CHAPA DE ACERO

ESPOL



BIBLIOGRAFIA

- 1 . ALVEAR, L., Programa de mantenimiento y control de servicio; Informe Técnico, FIM, ESPOL, 1992.
- 2 . RESNICK, R., Física; Compañía Editorial Continental S. A., México, 1972.
- 3 . SHIGLEY, J., Diseño en Ingeniería Mecánica; McGraw - Hill, México, 1992.
- 4 . BOHMAN, I., Aceros especiales; Catálogo comercial, Guayaquil, 1994.
- 5 . CIMPAC, Perfiles de acero; Catálogo comercial, Guayaquil, 1996.
- 6 . SINGER, F., Resistencia de materiales; Harla, México, 1982.
- 7 . NTN, Rodamientos de bolas y de palillos; NTN Corporation, Japón, 1990,
B-222 p.
- 8 . BAUMEISTER, AVALLONE, Marks-Manual del Ingeniero Mecánico; McGraw - Hill Latinoamericana, Bogotá, 1982, 8-127 p.
- 9 . SENNINGER, Senninger Irrigation Inc; Catálogo comercial, Florida-U.S.A.,

1995, 23 p.

10. GOULDS, Goulds Pumps, Inc; Catálogo comercial, New York, 1994, 20 p.
11. KIRK-OTHNER, Encyclopedia of Chemical Technology; John Wiley and Sons, Inc., New York, 1991, 1004 p. , Vol. No.1.
12. KERN, D., Procesos de transferencia de calor; John Wiley and Sons, New York, 1960, 137 p.
13. INCROPERA, F., Fundamentals of heat and mass transfer; John Wiley and Sons, Inc., Canada, 1990.
14. VARGAS, A., Calderas industriales y marinas; Series VZ, 1984, 260 p.
15. ARMSTRONG, Trampas de vapor; Catálogo comercial, U.S.A., 1996, 25p.
16. SEW, Motorreductores; Catálogo comercial, Brasil, 1995, 70p.