

6/3/03

621.67
C559
e.2.



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería en Mecánica



**"APLICACION EXPERIMENTAL DE UN SISTEMA
HIDRONEUMATICO PARA RIEGO POR
MICROASPERSION Y GOTEO"**

PROYECTO DE GRADO
Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentado por:
Raúl Chum Freire

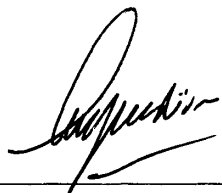
Guayaquil - Ecuador
1993

AGRADECIMIENTO.

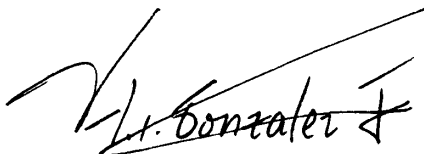
Al Ing. Víctor Hugo González
por su acertada dirección
para la realización del
presente trabajo.

DEDICATORIA.

A mi Madre



ING. JORGE DUQUE R.
DECANO DE LA FIM



ING. VICTOR H. GONZALEZ J.
DIRECTOR DE TOPICO



ING. FRANCISCO ANDRADE
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

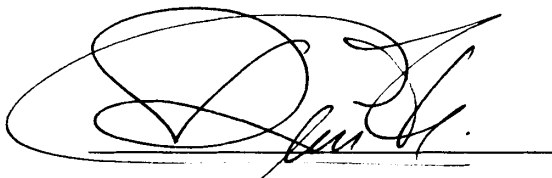


ING. MANUEL HELGUERO G.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA.

" La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en este proyecto de grado corresponden exclusivamente a su autor, y el patrimonio intelectual del mismo, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL.

(Reglamento de Tópico de Graduación).



RAUL CHUM FREIRE



RESUMEN

El objetivo de este proyecto es estudiar la aplicabilidad de los sistemas hidroneumáticos para sistemas de riego automatizados que utilizan emisores a baja presión. Para la consecución de esta meta, se procedió a instalar un sistema hidroneumático completo formado por una motobomba centrífuga tipo Jet de doble impulsor, un presostato regulado a la presión mínima requerida por el sistema de riego, un control de volumen de aire, un tanque hidroneumático sin precarga y un manómetro llenado con glicerina para minimizar errores en las lecturas de presión. Se automatizó el sistema a través de la instalación de una unidad controladora conectada eléctricamente a las válvulas solenoides dispuestas en el ingreso a cada uno de los cuatro módulos experimentales. Se instaló una acometida directa de la red de suministro y un circuito hidráulico de retorno. Además se utilizó una válvula reguladora de presión y válvulas de compuerta para controlar el caudal.

En el Capítulo I se hace una descripción del proyecto y se habla sobre los sistemas de riego por microaspersión y goteo. En el Capítulo II, se estudia el principio de funcionamiento de los

sistemas hidroneumáticos y de cada uno de sus componentes. Luego en el Capítulo III, se dedica al cálculo y selección de los equipos y componentes de la instalación de bombeo incluyendo la automatización del sistema de riego. En el Capítulo IV, se realizan las pruebas experimentales en el sistema hidroneumático instalado y en los emisores, confrontando los resultados experimentales con las predicciones teóricas.

En el último capítulo, se hace un estudio económico comparativo de costos entre un sistema de riego automatizado que utiliza el tanque hidroneumático como un hidro-acumulador frente a un sistema de riego automatizado que utiliza el tanque hidroneumático como un hidro-sensor.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	VI
INDICE GENERAL.....	VIII
INDICE DE ABREVIATURAS Y SIMBOLOS.....	XI
INDICE DE FIGURAS.....	XV
INDICE DE TABLAS.....	XVIII
ANTECEDENTES.....	22

CAPITULO I

CONSIDERACIONES GENERALES.

1.1 Descripción del proyecto.....	25
1.2 Sistemas de Riego por microaspersión y goteo.....	31
1.2.1 Riego por microaspersión.....	
1.2.2 Riego por goteo.....	36

CAPITULO II

SISTEMAS HIDRONEUMATICOS.

2.1 Fundamento teórico de los sistemas hi droneumáticos.....	47
---	-----------

2.2 Teoría condensada sobre bombas centrífugas.....	56
2.3 Tanques hidroneumáticos convencionales y pre-presurizados.....	70
2.4 Controles de Volúmen de aire de Diafragma.....	89
2.5 Presostatos con ajuste diferencial graduable.....	99

CAPITULO III

CALCULO Y SELECCION DE LOS EQUIPOS Y COMPONENTES DE LA INSTALACION DE BOMBEO.

3.1 Cálculo de los requerimientos hídricos de los cultivos.....	102
3.2 Cálculo de pérdidas de Presión en Tuberías y accesorios.....	108
3.3 Selección y descripción de los equipos y componentes de la instalación de bombeo.....	130

3.4 Automatización: Programación de la Unidad Controladora.....	146
--	------------

CAPITULO IV

PRUEBAS EXPERIMENTALES Y ANALISIS DE RESULTADOS.

4.1 Mediciones de caudal y presión.....	150
---	------------

4.1.1 Acometida directa de la red de suministro.....	150
---	------------

4.1.2 Sistema Hidroneumático.....	152
-----------------------------------	------------

4.1.3 Goteros y microaspersores.....	153
--------------------------------------	------------

4.2 Medición de los tiempos de vaciado y reposición; y de los niveles máximo y mínimo del tanque hidroneumático..	156
---	------------

4.3 Análisis de resultados.....	157
---------------------------------	------------

CAPITULO V

ANALISIS ECONOMICO.....	169
-------------------------	------------

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	191
-------------------------------------	------------

APENDICE.....	195
---------------	------------

BIBLIOGRAFIA.....	205
-------------------	------------

INDICE DE ABREVIATURAS Y SIMBOLOS.

- A: Sección transversal de la tubería.
- BHP: Potencia al freno.
- C: Costo de operación anual.
- C_A: Costo de operación adicional por arranques.
- C_D: Costo de operación por día.
- C_N: Costo de operación nominal.
- C_T: Costo de operación total proyectado para cinco años.
- c: Costo promedio de la electricidad.
- D: Demanda del sistema.
- DP: Diferencia porcentual.
- d: Diámetro interno de la tubería.
- FS: Factor de seguridad.
- f: Coeficiente de rozamiento adimensional.
- g: Aceleración gravitacional.
- H: Pérdidas de carga en ductos circulares.
- H_d: Cabeza de descarga.
- H_f: Cabeza de fricción.
- H_{fd}: Pérdidas por fricción en la línea de descarga.
- H_{FM}: Pérdida de carga en el filtro de malla.
- H_{fs}: Pérdidas por fricción en la línea de succión.
- H_p: Presión de operación del módulo experimental.
- H_s: Cabeza de succión.

Hsd: Altura estática de descarga.

Hss: Altura estática de succión.

H_{TP}: Pérdida de carga en la tubería PVC pegable de 25 mm.

H_{TR}: Pérdida de carga en la tubería PVC roscable de 1 pulgada.

H_v : Cabeza de velocidad.

H_{VRP}: Pérdida de carga en la válvula reguladora de presión.

H_{VS}: Pérdida de carga en la válvula solenoide.

k: Coeficiente adimensional para un caudal y diámetro determinados.

L: Longitud de un tramo de tubería.

Le: Longitud equivalente en tubería recta.

N: Número de ciclos diarios.

NPSHD: Cabeza neta de succión positiva disponible.

NPSHR: Cabeza neta de succión positiva requerida.

Nr: Número de regadores.

η_B : Eficiencia de la bomba.

η_M : Eficiencia del motor.

τ : Viscosidad cinemática del agua.

P : Presión.

P : Presión promedio.

P_A : Presión de apagado de la bomba.

P_a : Potencia de arranque.

P_E : Presión de encendido de la bomba.

Po : Presión Atmosférica.

Pot: Potencia nominal.

Pv : Presión de saturación de vapor.

Q : Caudal.

Q : Capacidad promedio de la bomba.

Qad: Caudal de la acometida directa.

QE : Caudal del regador según las mediciones experimentales.

QE : Caudal del regador según las mediciones experimentales.

QF : Caudal del regador según la tabla de rendimiento del Fabricante.

QM : Caudal de la bomba a la presión máxima regulada.

Qm : Caudal de la bomba a la presión mínima regulada.

QR : Caudal de reposición.

QR : Caudal por regador.

Qsh: Caudal del sistema hidroneumático.

QR : Caudal Total del módulo Experimental.

Qv : Caudal de vaciado.

Re : Número de Reynolds.

t : Tiempo.

tA : Tiempo de arranque.

Tc : Tasa de ciclo.

tc : Tiempo de ciclo.

Tcm: Tasa de ciclo máxima permisible.

TDH: Altura dinámica total.



t_R : Tiempo de reposición.

TRD: Tiempo de riego diario.

t_{rm} : Tiempo de encendido mínimo del motor.

t_v : Tiempo de vaciado.

V : Volúmen.

V_E : Volúmen efectivo.

V_T : Volúmen total.

v : Velocidad.

INDICE DE FIGURAS.

Número

Pág.

Fig. 1.- Esquema general de la instalación del sistema de riego.....	27
Fig. 2.- Franja húmeda formada por la línea de goteros.....	37
Fig. 3.- Esquema de una instalación típica para riego por goteo.....	37
Fig. 4.- Tasa de crecimiento contra porcentaje de humedad en el suelo.....	39
Fig. 5.- Relación tensión- contenido de humedad....	39
Fig. 6.- Tensión de humedad en el suelo contra intervalos de riego.....	40
Fig. 7.- Explicación de los niveles máximo y mínimo de un tanque hidroneumático.....	51
Fig. 8.- Comparación entre volúmenes desalojados de agua de un tanque hidroneumático regulado a diferentes presiones.....	52

Fig. 9.- Esquema general de la instalación de un sistema hidroneumático.....	55
Fig. 10.- Curvas características de una bomba centrífuga.....	61
Fig. 11.- Instalación de una bomba centrífuga de succión simple.....	69
Fig. 12.- Comparación entre volúmenes desalojados de agua de un tanque hidroneumático con disminución progresiva de la cámara de aire..	90
Fig. 13.- Construcción del control de volumen de aire de diafragma.....	92
Fig. 14.- Funcionamiento del control de volumen de aire de diafragma.....	94
Fig. 15.- Pérdidas de diferentes accesorios y su equivalencia en tubería recta.....	115
Fig. 16.- Altura estática de succión Hss y altura estática de descarga Hsd en la instalación de bombeo.....	116
Fig. 17.- Viscosidad cinemática de fluidos comunes..	119

Fig. 18.-

Comportamiento de un sistema hidroneumático que utiliza el tanque de presión como un hidro-acumulador..... **141**

Fig. 19.-

Zona de funcionamiento óptimo para una bomba de un sistema hidroneumático..... **145**

Fig. 20.-

Comparación cualitativa entre las curvas de rendimiento de la bomba y del sistema hidroneumático..... **160**

INDICE DE TABLAS.

Número

Pág.

Tabla I.- (Po - Pv) para un rango de temperaturas y elevaciones.....	65
Tabla II.- Relación entre el tiempo de encendido mínimo y la potencia del motor.....	72
Tabla III.- Capacidades de tanques cilíndricos verticales.....	73
Tabla IV.- Capacidades de tanques cilíndricos horizontales.....	74
Tabla V.- Volúmenes de agua para diferentes presiones (Tanques Hidroneumáticos convencionales).	76
Tabla VI.- Volúmenes de agua para diferentes presiones de precarga (Tanques hidroneumáticos pre-presurizados).....	78
Tabla VII.- Requerimiento hídrico del mango.....	106
Tabla VIII.- Rendimiento de microaspersores RAINBIRD DS24-330.....	107

Tabla IX.- Valores del coeficiente C de la fórmula de Hazen-Williams.....	110
Tabla X.- Pérdidas de presión en válvulas solenoí- des RAINBIRD 100DV.....	114
Tabla XI.- Pérdidas de carga en válvulas solenoides reguladoras de presión RAINBIRD 100PRSB..	114
Tabla XII.- Pérdidas de presión en filtros de malla RAINBIRD RBY100.....	114
Tabla XIII.- Rendimiento de las bombas centrífugas IHM C2E-1.0.....	118
Tabla XIV.- Parámetros de selección del tanque hidro- neumático.....	139
Tabla XV.- Programación de la Unidad controladora...	149
Tabla XVI.- Mediciones de caudal y presión de la aco- metida directa de la red de suministro...	151
Tabla XVII.- Mediciones de caudal y presión del siste- ma Hidroneumático.....	152

<p>Tabla XVIII.- Mediciones de caudal y presión de los goteros y microaspersores.....</p>	154
<p>Tabla XIX.- Medición de los tiempos de vaciado y reposición; y de los niveles máximo y mínimo del tanque hidroneumático.....</p>	156
<p>Tabla XX .- Diferencia porcentual entre los caudales experimental y teórico de los regadores cuando trabajan a una presión regulada...</p>	162
<p>Tabla XXI.- Diferencia porcentual entre los caudales experimental y teórico de los regadores cuando trabajan a la presión de estabilización.....</p>	163
<p>Tabla XXII.- Diferencia porcentual entre el caudal de la acometida directa y el caudal total obtenido en los regadores, a la presión de estabilización.....</p>	164
<p>Tabla XXIII.- Diferencia porcentual entre la suma de los caudales de vaciado y reposición, y el caudal promedio de la bomba.....</p>	167

<p>Tabla XXIV.- Costos promedios de la electricidad proyectados para cinco años.....</p>	175
<p>Tabla XXV.- Costos de operación diarios y anuales para el sistema I.....</p>	176
<p>Tabla XXVI.- Costos de operación del sistema I proyectados para cinco años.....</p>	177
<p>Tabla XXVII.- Rendimiento de las bombas centrífugas IHM H2E-$\frac{1}{2}$.....</p>	179
<p>Tabla XXVIII.- Costos de operación diarios y anuales para el sistema II.....</p>	184
<p>Tabla XXIX.- Costos de operación del sistema II proyectados para cinco años.....</p>	185
<p>Tabla XXX.- Costos de inversión inicial para los sistemas I y II.....</p>	187
<p>Tabla XXXI.- Costos de operación total de los sistemas I y II proyectados para 5 años.....</p>	187
<p>Tabla XXXII.- Evaluación económica comparativa de costos de los sistemas de riego automatizados I y II proyectados para cinco años.....</p>	188

ANTECEDENTES.

Ante la generalización del uso de los sistemas hidroneumáticos en los sectores de la construcción, industrial y agrícola; es necesario realizar un estudio más detenido de estos sistemas para que de esta manera nos permita reforzar los criterios para una adecuada selección de los equipos y componentes que integran un sistema hidroneumático.

Conociendo que uno de los pilares más importantes que sostienen la economía de nuestro país, se basa en la exportación de productos tradicionales y no tradicionales provenientes del sector agrícola; se torna más creciente la necesidad de investigar sobre temas tales como: Mayor productividad por hectárea cultivada, lo que obedece a una investigación agronómica a fondo; dosificación del agua, actualmente el sistema de riego por excelencia para cumplir este objetivo es el de goteo; y, regadores que puedan ser accionados por el suministro de una mínima cantidad de energía tales como los microaspersores.

En el área destinada para las investigaciones agroindustriales de la Facultad de Ingeniería en

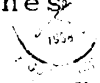
Mecánica, se procedió a cultivar melón, tomate, pimiento y mango; en los tres primeros que son cultivos de ciclo corto se decidió instalar una red experimental de riego por goteo, y para el mango cuya cosecha tarda 4 años, se le aplicó un sistema de riego por microaspersión. El abastecimiento de agua para las cuatro parcelas se lo hizo tomando una derivación de la red de suministro general de la ESPOL.

Debido a que los sistemas hidroneumáticos encuentran su mayor aceptación en el sector de la construcción, en edificios de oficina y/o departamentos, centros educativos, clubes, hospitales, residencias, etc; y en el sector industrial, fundamentalmente en sistemas contra incendios o donde este factor de presión del agua es indispensable controlarlo. En contraste, en el sector agrícola la aplicación de los sistemas hidroneumáticos recién se está introduciendo en pequeñas parcelas experimentales, viveros, riego de flores o invernaderos.

Considerando lo anteriormente expuesto, se pensó en la posibilidad de acoplar un sistema hidroneumático a la red de riego de las cuatro parcelas, para que de esta forma lograr, una investigación basada en numerosas pruebas

experimentales acerca del comportamiento de este sistema cuando está acoplado a una red de riego por goteo y microaspersión; además, con la ayuda de una válvula reguladora de presión y otros dispositivos adicionales controlar el flujo y la presión de ingreso a las parcelas; y, aprovechando que las líneas permanecen presurizadas gracias al sistema hidroneumático, automatizar el sistema de riego utilizando un reloj controlador el cual gobierne la apertura y cierre de válvulas solenoides durante un lapso de tiempo pre-establecido en la programación de este dispositivo electrónico.

Por último, a través del resultado de esta investigación conocer hasta que punto es rentable comercialmente el uso de los sistemas hidroneumáticos en la agricultura, sean estos automatizados o no; y dar la pauta para futuras investigaciones sobre sistemas hidroneumáticos no convencionales que utilizan distintos métodos, tanto para la separación aire-agua como para la pre-presurización de sus tanques, cuando estos sistemas se encuentran acoplados a estaciones experimentales de riego.



CAPITULO I

CONSIDERACIONES GENERALES.

1.1 Descripción del proyecto.

En esta sección daremos una descripción general del proyecto, ya que en el capítulo III se describe detalladamente cada uno de los equipos y componentes que integran el sistema de riego.

El proyecto consiste de cuatro parcelas experimentales que ocupan una superficie total de aproximadamente 700 m², ubicadas en el área destinada para investigaciones agroindustriales de la Facultad de Ingeniería en Mecánica, en el Campus Prosperina de la ESPOL.

Existen tres plantaciones de ciclo corto, es decir que el período entre la siembra y la cosecha demora entre tres y cuatro meses y son: melón, tomate y pimiento. Además tenemos una cuarta plantación que es la de mango, cuyo período entre siembra y cosecha tarda cuatro años.

Los cultivos de ciclo corto tienen instalado una red experimental de riego por goteo, en las cuales se utilizó tubería PVC. de 25 mm pegable en las primarias y secundarias, y goteros autocompensados acoplados a tuberías de polietileno de baja densidad de 16mm (terciarias); en el ingreso general a las tres parcelas se encuentra un filtro de malla para evitar el taponamiento de los goteros. A diferencia de los cultivos de ciclo corto, la parcela de mango utiliza una red experimental de riego por microaspersión, pero también dispone de tubería de polietileno de baja densidad de 16 mm a las cuales se encuentran acoplados los microaspersores guardando un cierto espaciamiento como en el caso de los goteros.

En el ingreso a cada uno de los módulos están dispuestas válvulas solenoides (Véase fig. 1), que controlan el flujo de agua hacia los cultivos, este tipo de válvulas poseen la ventaja de ser accionadas eléctrica o manualmente.

Las plantas de todos los cultivos están sembradas en hileras y las mangueras con sus

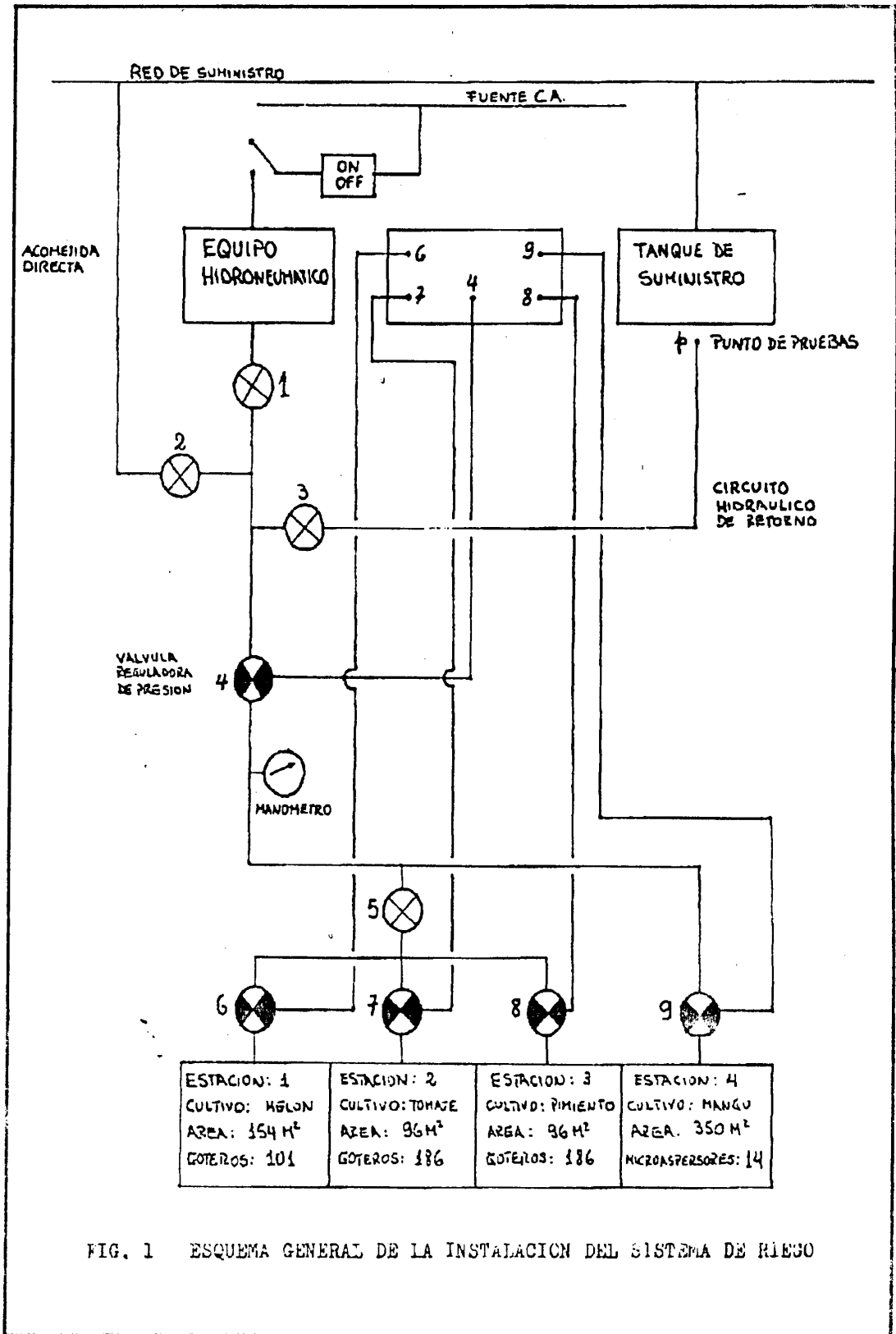


FIG. 1 ESQUEMA GENERAL DE LA INSTALACION DEL SISTEMA DE RIEGO

respectivos goteros o microaspersores se encuentran tendidas sobre el suelo, y están colocadas muy cerca de las plantas, ya que a cada una de ellas se le asigna un regador.

En cuanto a la instalación de bombeo se tiene una bomba centrífuga eléctrica de 1 HP, la cual succiona agua desde un tanque de suministro ETERNIT de 250 litros y descarga hacia un tanque hidroneumático convencional (sin precarga de aire) de 40 galones de capacidad total; éste por ser un tanque hidroneumático convencional utiliza un control de volúmen de aire para reponer el aire que se gasta por dilución con el agua en cada ciclo de trabajo y un interruptor de presión graduado para un rango que va desde 30 hasta 50 psi, también se dispone de un manómetro llenado con glicerina para minimizar los errores en las lecturas de presión del presostato. Se colocó un interruptor principal de 30 A entre la fuente de corriente alterna y la unidad de bombeo para protección contra eventuales sobrecargas en el motor eléctrico que acciona la bomba.

Se instaló en paralelo una acometida directa desde la red de suministro hasta la descarga

del sistema hidroneumático, con la finalidad de que cuando el equipo sea sometido a reparación o mantenimiento, el riego no se paralice.

Después de la descarga del sistema hidroneumático y de la acometida directa, se instaló un circuito hidráulico de retorno hacia el tanque de suministro de 250 litros. Como veremos en el capítulo IV, tanto la instalación de la acometida directa como la del retorno, fueron claves para las mediciones experimentales; Las válvulas de compuerta ubicadas estratégicamente se usaron también para crear artificialmente distintas presiones de descarga en las diversas mediciones que se tomaron.

También se dispuso de una válvula solenoide maestra para regular la presión de ingreso a cada una de las parcelas, un manómetro se colocó inmediatamente después para asegurarse de la presión regulada.

En la instalación de bombeo hasta el empate con las parcelas se utilizó tubería PVC de 1 pulgada roscable y de 25 mm. pegable. Tanto las válvulas de compuerta, cheques y

solenoides son de 1 pulgada, conexión hembra.

Al tanque hidroneumático se le practicó dos perforaciones, una superior y otra inferior para colocar entre ellas un tubo flexible transparente y así medir las fluctuaciones de nivel del agua dentro del tanque.

Para finalizar, se instaló un reloj controlador que automatiza totalmente el sistema de riego, mediante la apertura y cierre de las válvulas solenoides con una frecuencia y tiempo pre-establecidos en la programación de la unidad.

1.2 Sistemas de riego por microaspersión y goteo.

1.2.1 Riego por microaspersión.

APLICACIONES.- El sistema de microaspersión ha sido diseñado para dar una aplicación controlada y muy uniforme, lo cual lo hace particularmente adecuado para:

- Cultivos de hortalizas y otras plantas en surcos.
- Plantas en bolsas en vivero o almácigo.
- Refrescar plantas recién sembradas o transplantadas.
- Riego sub-foliar en palma africana, banano o frutales.
- Sistemas de prevención de heladas.

DESCRIPCION.- El riego se aplica mediante microaspersores uniformemente espaciados en el área que se desea regar.

Los aspersores van conectados a lo largo de una tubería plástica a espacios regulares, formando una línea de aspersores y mojando una franja de terreno. Para lograr un riego uniforme,

se tienden varias líneas de aspersores paralelas una al lado de la otra. Los espaciamientos entre aspersores van desde 4m x 4m en aplicaciones en las cuales se requiere una total uniformidad, como es el caso de viveros con pequeñas bolsas, hasta separaciones de 7m x 7m en cultivos en banano y 8m x 9m en cultivos de palma africana. El caudal y espaciamiento entre aspersores se escoge según el tipo de cultivo, la uniformidad deseada, la velocidad de aplicación del riego y el tiempo de riego disponible por día.

El equipo generalmente está compuesto por aspersores plásticos de amplio alcance, tuberías de polietileno de 16 o 18 mm, tuberías PVC, registros y válvulas para operar los diversos lotes o sectores de riego. Si se desea operación automática de los equipos se emplea válvulas solenoides hidráulicas, sensores de humedad o temperatura y programadores de riego.

El equipo se presenta en dos versiones ya se desee para instalación fija o móvil. El sistema contiene los elementos

necesarios para instalar el área nominal con aspersores a la distancia escogida. En el caso de sistemas móviles, se ha dejado la posibilidad de desenroscar el elevador con el microaspersor, dejando la tee en la línea. De esta manera se puede enrollar y transportar fácilmente.

VENTAJAS DEL SISTEMA DE RIEGO POR MICROASPERSION.

A) UNIFORMIDAD.

El microaspersor fue diseñado buscando la mayor uniformidad posible en su aplicación, originalmente pensando en el riego de plantas en pequeñas bolsas o recién sembradas donde esta uniformidad es crítica.

B) BAJA PRECIPITACION DE RIEGO.

La gota de tamaño pequeño no erosiona el suelo ni desaloja las pequeñas plántulas. Por otro lado el tener bajas precipitaciones permite hacer una instalación mucho más económica empleando tubería y accesorios de menor

diámetro ya que los caudales a manejar son más pequeños que en los otros sistemas convencionales de aspersión.

C) RIEGO SIMULTANEO DE AREAS GRANDES.

Esto es especialmente benéfico para refrescar siembras y para sistemas anti-heladas en donde interesa riegos largos y frecuentes.

D) FACIL MONTAJE.

Ya sea colgante, fijo o móvil los sistemas de microaspersión, con componentes modulares permite una instalación rápida. El sistema es de muy bajo peso, así que se puede colgar de la estructura existente o simplemente de un alambre, para instalaciones aéreas. Para instalaciones superficiales o subterráneas, se puede seleccionar el elevador de la longitud adecuada para el cultivo en cuestión.

E) AUTOMATIZACION.

El equipo puede ser controlado y programado por temporizador o por computador.

F) BAJO COSTO.

Al lograr altas uniformidades empleando líneas de 16 mm. iguales a las utilizadas en los equipos de goteo, el costo de los equipos es considerablemente más bajo que cualquier otra alternativa que cumpla con los requisitos técnicos de uniformidad y precipitación.

G) USO DEL EQUIPO PARA REFRESQUE DE SIEMBRAS Y PREVENCIÓN DE HELADAS.

Todas estas características hacen que el sistema sea el adecuado para refresque de siembras en claveles, pompones, crisantemos y hortalizas o como complemento de los equipos de goteo en rosas y otros cultivos, en época de siembra, podas o heladas.

1.2.2 Riego por goteo.

DISEÑO Y OPERACION DEL SISTEMA.- El principio básico del riego gota a gota es el de suministrar lentamente agua y fertilizantes a la zona radicular de cada planta en el cultivo. Cada gotero forma bajo el suelo una zona húmeda en forma de cebolla dentro de la cual se encuentran las raíces de las plantas (Fig. 2). El tamaño y profundidad de la "cebolla de humedad" depende del tipo específico de suelo.

El Diseño del sistema se hace de tal manera que estas "cebollas de humedad" se unan formando una franja húmeda a lo largo de los surcos. El espaciamiento y caudal de los goteros se seleccionan de acuerdo con la permeabilidad del suelo y la profundidad de las raíces de las plantas.

En la figura 3 se ilustra una instalación típica. Las líneas que se muestran punteadas están usualmente enterradas para facilitar el tránsito de vehículos.

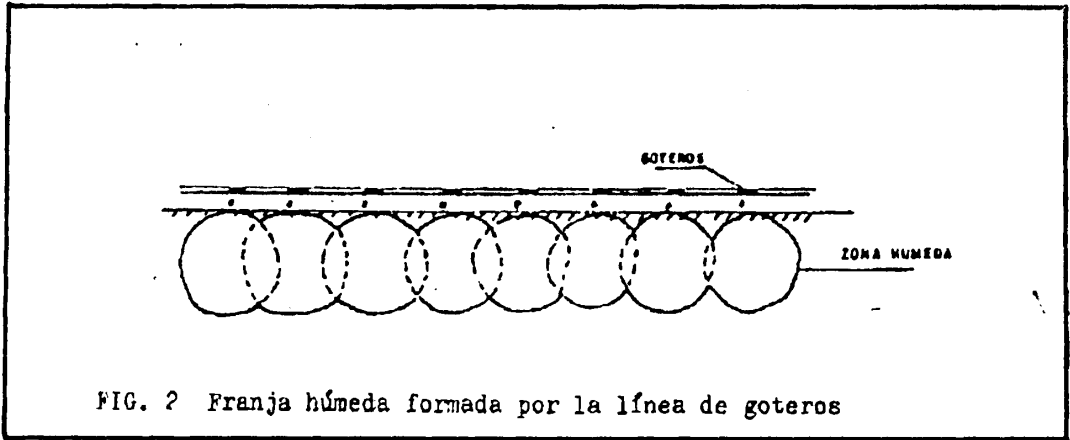


FIG. 2 Franja húmeda formada por la línea de goteros

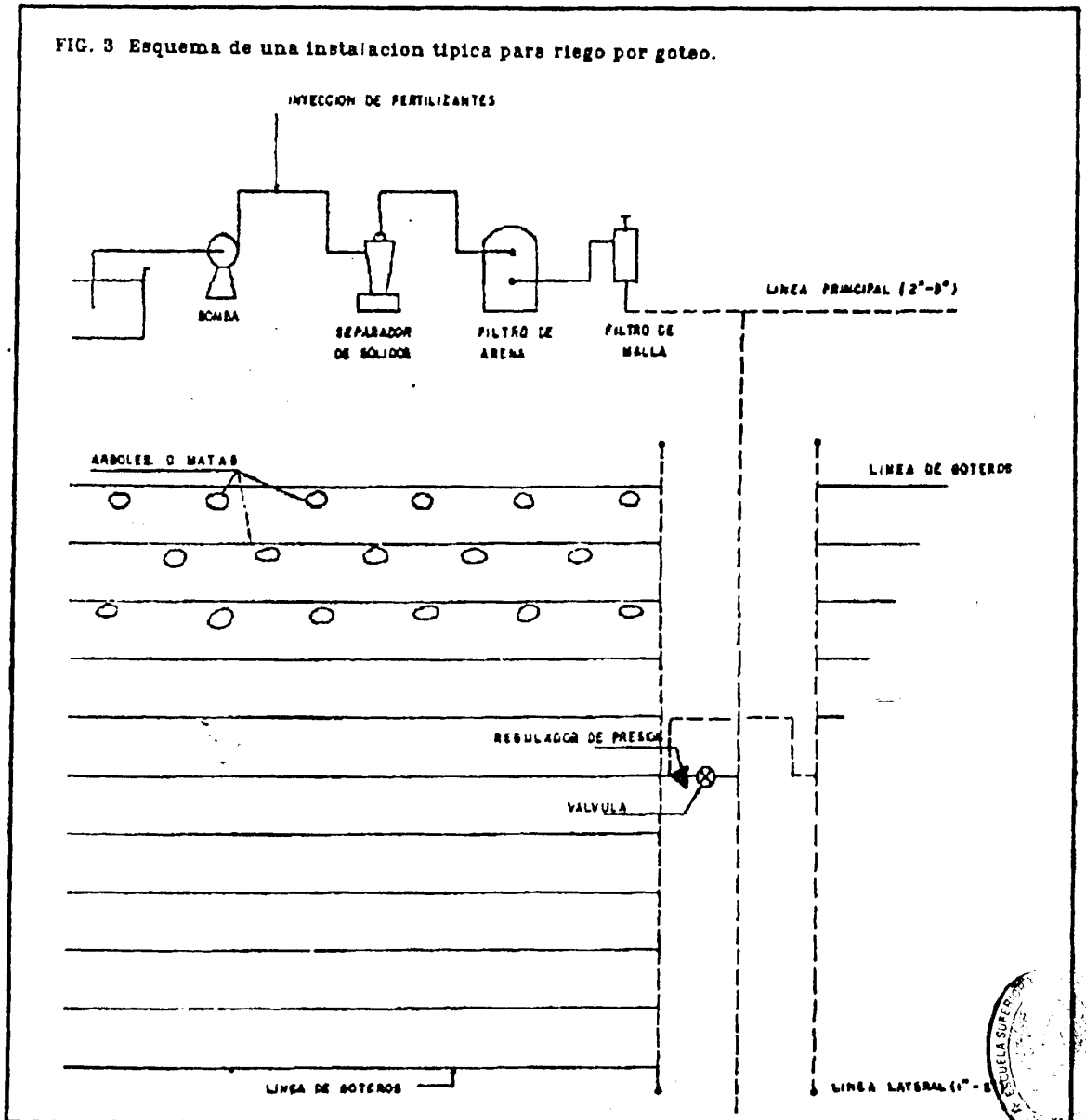


FIG. 3 Esquema de una instalacion tipica para riego por goteo.

VENTAJAS DEL SISTEMA DE RIEGO POR GOTEO.

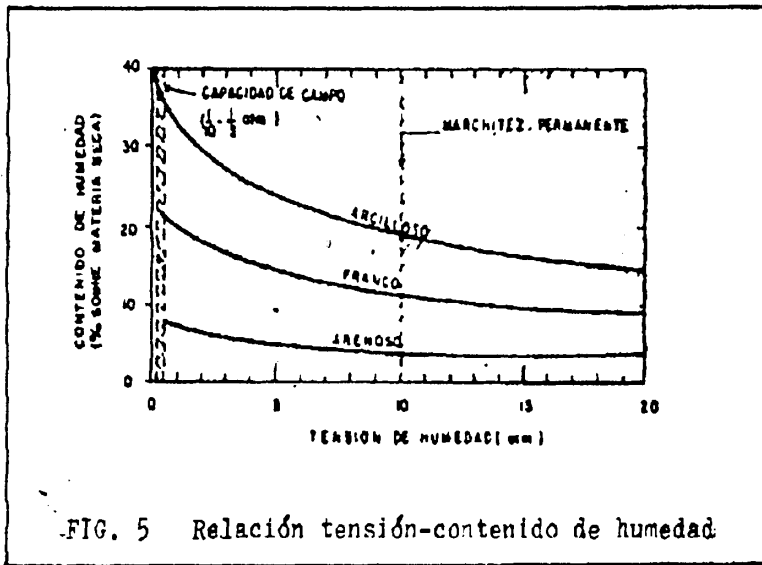
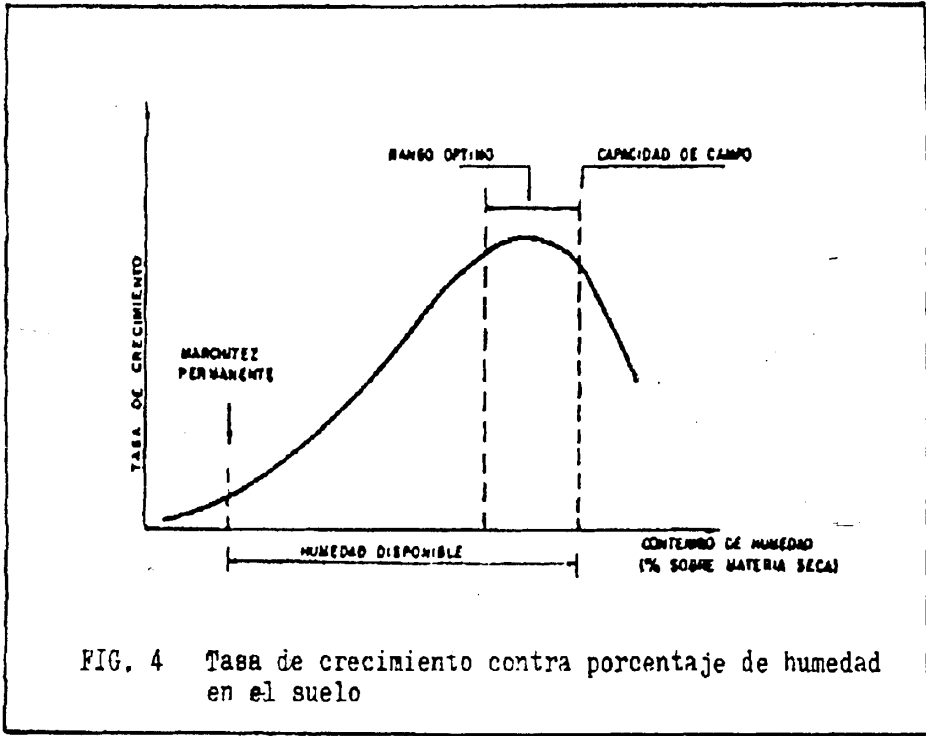
A) BAJA TENSION DE HUMEDAD EN EL SUELO.

La tensión de humedad en el suelo tiene una incidencia directa en la tasa de crecimiento de las plantas.

En la figura 4 se muestran curvas típicas de tasa de crecimiento contra la tensión de humedad obtenidas experimentalmente en varios cultivos.

El sistema de riego gota a gota permite ubicarse dentro de niveles de humedad más estrictos debido a que los intervalos de riego pueden ser tan frecuentes como sea necesario.

En la figura 5 se muestra cualitativamente la relación entre el contenido y la tensión de humedad para varios suelos y en la figura 6 se muestra la diferencia básica en términos de tensión de humedad entre riego por goteo y riego por inundación. En este último no se mantiene un nivel de humedad constante si no que se pasa de



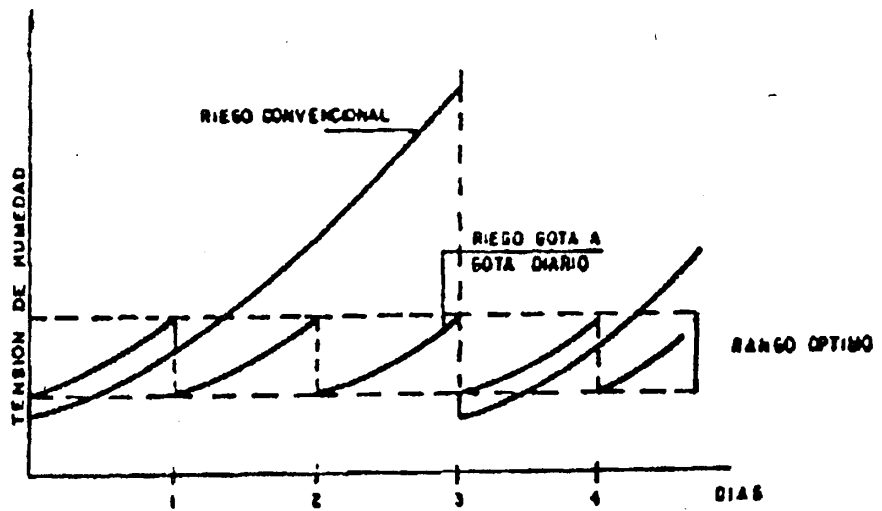


FIG. 6 Tensión de humedad en el suelo contra intervalos de riego

encharcamiento a valores relativamente secos para la planta.

En el caso de riego cada varios días, la tensión de humedad alcanza valores considerablemente altos. En este caso, la planta al no encontrar condiciones óptimas para su desarrollo retarda su crecimiento y sacrifica en primer lugar lo que le resulta menos importante: La fruta, la flor, cuando se riega diariamente la tensión de humedad permanece baja y se favorece la aireación del suelo.

Es por ello que al utilizar este sistema los efectos más notables que se aprecian son: mayor producción, mejor calidad y adelanto en la cosecha.

B) ZONA DE RAICES PERMANENTEMENTE HUMEDA.

El riego diario, posible con este sistema, mantiene permanentemente húmeda la zona de raíces y las sales presentes son diluídas y, paulatinamente lavadas hacia afuera de la zona húmeda por lo que se logra un mejor manejo de

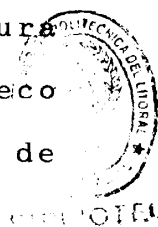
terrenos salinos y aguas duras.

C) SOLAMENTE SE RIEGA LA ZONA DE RAICES.

Al regar gota a gota la zona de raíces, se crea una zona húmeda que permite mejor desarrollo radicular y vegetativo, pero no se le suministra agua ni fertilizantes a la zona intermedia entre hileras de plantas. Además la mayor parte de la zona regada está usualmente protegida con la sombra del follaje de las plantas reduciéndose la evaporación. Todo ello redundando en reducción del consumo de agua y fertilizantes suministrados a través del sistema de riego. Otra ventaja adicional que proporciona este sistema es que al mantener sin riego la zona intermedia, se logra un efectivo control de malezas.

D) NO SE MOJA EL FOLLAJE.

Como el agua se suministra a la altura del suelo, el follaje permanece seco por lo que disminuye la propagación de



enfermedades.

E) DISTRIBUCION UNIFORME DE AGUA Y FERTILIZANTE.

En un sistema adecuadamente diseñado se puede garantizar la uniformidad en el suministro de agua y fertilizantes en todo el cultivo dentro de estrechos límites ($\pm 5\%$ a $\pm 10\%$ independientemente del área instalada y la topografía del terreno) obteniéndose un balance ideal agua-aire-nutrientes en la zona de raíces.

El resultado práctico de este estricto control es que se obtienen cosechas sumamente uniformes facilitándose la recolección (manual o mecánica) y la colocación del producto particularmente en mercados competitivos.

F) SUMINISTRO LENTO DE AGUA.

Esta particularidad del sistema de riego por goteo resulta muy favorable en terrenos arcillosos. Este tipo de suelos solamente admite agua cuando es

suministrada muy lentamente evitando que el terreno se cierre. Para lograr este efecto se requiere una cuidadosa selección de los emisores.

G) NO SE LAVA EL SUELO.

Con la selección adecuada del tipo de goteros a utilizar en cada aplicación particular se puede asegurar que la emisión de agua es inferior a la capacidad de absorción del suelo, por lo que no se forman charcos que puedan lavar la capa superior y así se evita la erosión. Esta característica es particularmente importante en terrenos muy pendientes, por ejemplo en zonas cafeteras.

H) EL SISTEMA ES AUTOMATIZABLE.

Un sistema de este tipo puede automatizarse en forma casi completa.

Los métodos actualmente en uso se basan en el accionamiento de válvulas volumétricas. Teniendo en cuenta además, la reducción en mano de obra que se consigue por el control de

maleza y la facilidad de recolección por la uniformidad de las cosechas es evidente que consigue una drástica reducción en mano de obra.

I) LINEAS AUXILIARES ENTERRADAS.

Como se indicó en la figura 3, las líneas principal y de distribución usualmente se entierran con lo que se permite el fácil tránsito de vehículos y personal.

J) RIEGO POR LOTES.

El área total a regar se fracciona usualmente en lotes de tamaño adecuado para permitir el riego de toda el área cada día, con el objeto de realizar menores inversiones en bombas, filtros y líneas de distribución.

K) APLICACION PRECISA DEL AGUA REQUERIDA.

El agua a suministrar cada día en un cultivo, puede determinarse con suficiente precisión mediante el uso de una bandeja de evaporación "CLASE A".

La Lectura diaria de este evaporímetro permite calcular el valor de evapotranspiración, y estimar la cantidad de agua que debe proveerse, y calcular el tiempo de riego por lote. El uso de tensiómetros provee un excelente método para verificar que el riego es adecuado. Todo ello resulta en una reducción del consumo de agua, que es sumamente importante en aquellas regiones en las que ésta es escasa.

CAPITULO II

SISTEMAS HIDRONEUMATICOS.

2.1 Fundamento teórico de los sistemas hidroneumáticos.

GENERALIDADES.

Los equipos hidroneumáticos se utilizan donde el servicio del acueducto no alcanza a suministrar agua a la presión deseada, o cuando se tiene agua a baja presión, que pueda almacenarse en depósitos para luego ser bombeada por el equipo a la red con una presión suficiente que satisfaga las exigencias de una residencia, edificio de apartamentos, fábrica o granja. El sistema tiene un funcionamiento automático por medio de un interruptor de presión que se gradúa de antemano para que ponga en marcha y pare el equipo.

De acuerdo con el volúmen deseado las presiones de trabajo y los ciclos de funcionamiento (el número de veces por hora en que se repite la puesta en marcha y la parada), se seleccionan los equipos; los

cuales en general constan de una o dos motobombas, un tanque metálico construido para la presión máxima de trabajo y los controles y accesorios necesarios para mantener una cámara de aire en el tanque y hacer funcionar el equipo automáticamente.

En los equipos mayores, con tanques de 1.000 galones de capacidad en adelante, el control de las presiones de operación y los niveles del agua dentro del tanque se realiza por medio de un "DUOTROL", el cual incorpora los elementos necesarios para la operación automática de dos motobombas y un compresor. Además, opcionalmente el mismo "DUOTROL" puede alternar el funcionamiento de las dos motobombas.

En la mayoría de las aplicaciones, la demanda de agua es variable durante el día alcanzando por lo general un pico en las horas de la mañana, y un mínimo durante ciertas horas de la noche.

Para estos casos los equipos hidroneumáticos bien seleccionados prestan un servicio eficaz y económico, porque su funcionamiento está condicionado a la demanda de la red, y cuando

no hay consumo de agua el sistema permanece inactivo; también evitan que la presión disminuya por debajo de ciertos límites pre-establecidos en el momento de seleccionar la unidad.

Los ciclos en que trabaja un equipo hidroneumático están determinados por el gasto de agua en la red de servicios, la capacidad de la unidad o unidades de bombeo, la presión diferencial y el volúmen del tanque de presión utilizado.

Una buena selección del equipo deberá considerar todos estos factores para que los ciclos de trabajo por hora se mantengan dentro de ciertos límites que aseguren la larga vida del equipo y sus demás componentes.

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.

Los equipos hidroneumáticos, como su nombre lo indica, son sistemas de bombeo que utilizan un tanque cerrado dentro del cual se introducen agua y aire a presión. Las proporciones entre el agua y el aire dentro del tanque dependen de las presiones con que funciona el equipo.

Los equipos hidroneumáticos operan siempre dentro de dos presiones y dos niveles de agua pre-establecidos, de manera que al descender el nivel del líquido dentro del tanque y por lo tanto descender la presión por el aumento del volumen de aire, se pueda extraer una cantidad de agua, la cual sale del tanque a una presión variable que fluctúa entre las presiones pre-establecidas.

En la figura 7, a y b, se puede observar lo que sucede en un tanque hidroneumático. En la figura a, se representa el tanque cuando la presión ha llegado al valor máximo establecido, por ejemplo 70 psi, y el aire se encuentra comprimido a esta presión; en este momento el nivel del agua dentro del tanque es máximo. En la figura b, se observa que al abrir la válvula que da paso a la salida de agua, cierta cantidad de ésta salió, la cámara de aire aumentó y la presión dentro del tanque bajó hasta 50 psi; en este momento el nivel del agua dentro del tanque es mínimo.

Es de observarse que si la diferencia entre las presiones se hace mayor, más agua puede salir del tanque durante el cambio de presiones. También es importante observar que

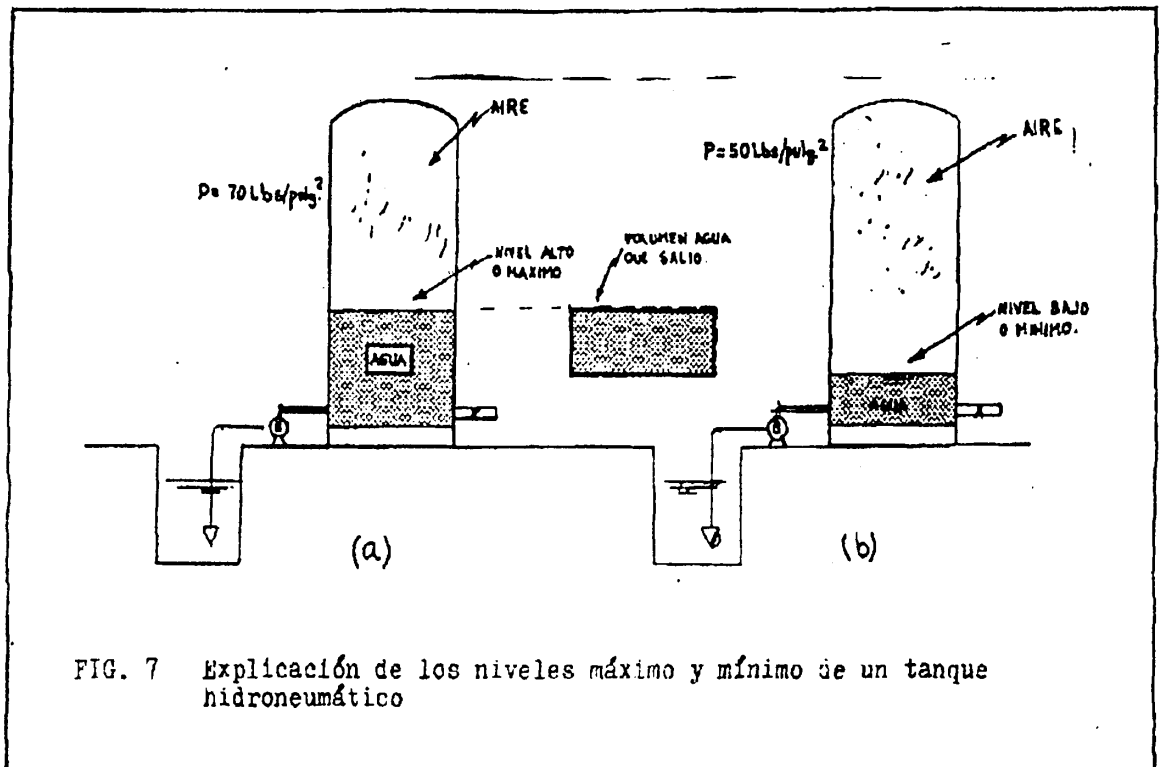
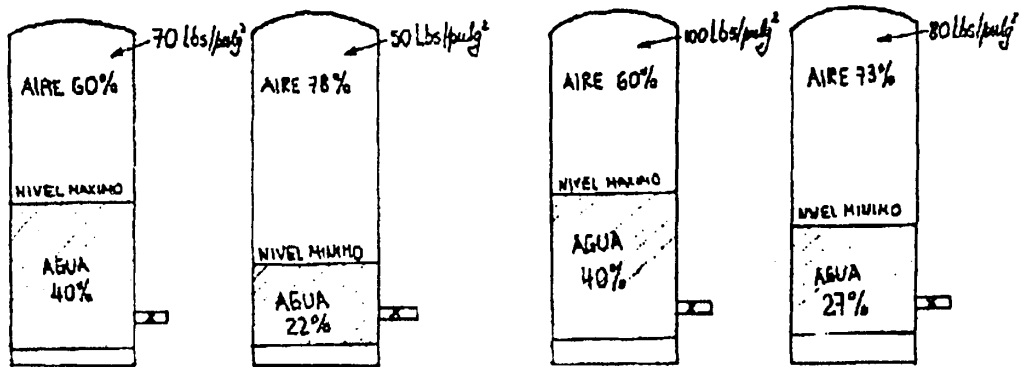


FIG. 7 Explicación de los niveles máximo y mínimo de un tanque hidroneumático



(a)

Diferencia de presión: 20 PSI
 Desalojo de agua: 18%
 Agua remanente: 22%

(b)

Diferencia de presión: 20 PSI
 Desalojo de agua: 13%
 Agua remanente: 27%

FIG. 8 Comparación entre volúmenes desalojados de agua de un tanque hidroneumático regulado a diferentes presiones

una misma diferencia de presiones es menos efectiva para desalojar el agua del tanque a medida que las presiones aumentan. Esto se puede apreciar en el ejemplo que se da en la figura 8, a y b. En el primer caso suponemos un tanque con 40% de agua y 70 psi, al cual se deja salir el agua hasta que la presión baja a 50 psi. Se observa que un 18 % del volúmen ha salido entre las dos presiones. Si el mismo tanque con el mismo porcentaje de agua se encuentra a 100 psi y se deja salir el agua hasta que la presión baja a 80 psi, o sea un descenso en la presión de las mismas 20 psi, el agua que sale solamente representa un 13 % del volúmen.

Es muy importante observar que si la diferencia de presiones se aumenta reduciendo demasiado la presión mínima dentro del tanque, éste puede desocuparse y dar paso al aire en vez del agua a la salida.

La proporción entre el volúmen del aire y el volúmen del agua en un tanque hidroneumático debe ser tal, que cuando la presión baje de la máxima a la mínima, salga la mayor cantidad de agua y quede un remanente para evitar que el tubo de salida quede al descubierto.

Esto se hace calculando el nivel alto del agua de acuerdo a la presión máxima requerida y verificando el nivel mínimo a la presión menor de trabajo del equipo, teniendo en cuenta el remanente deseado.

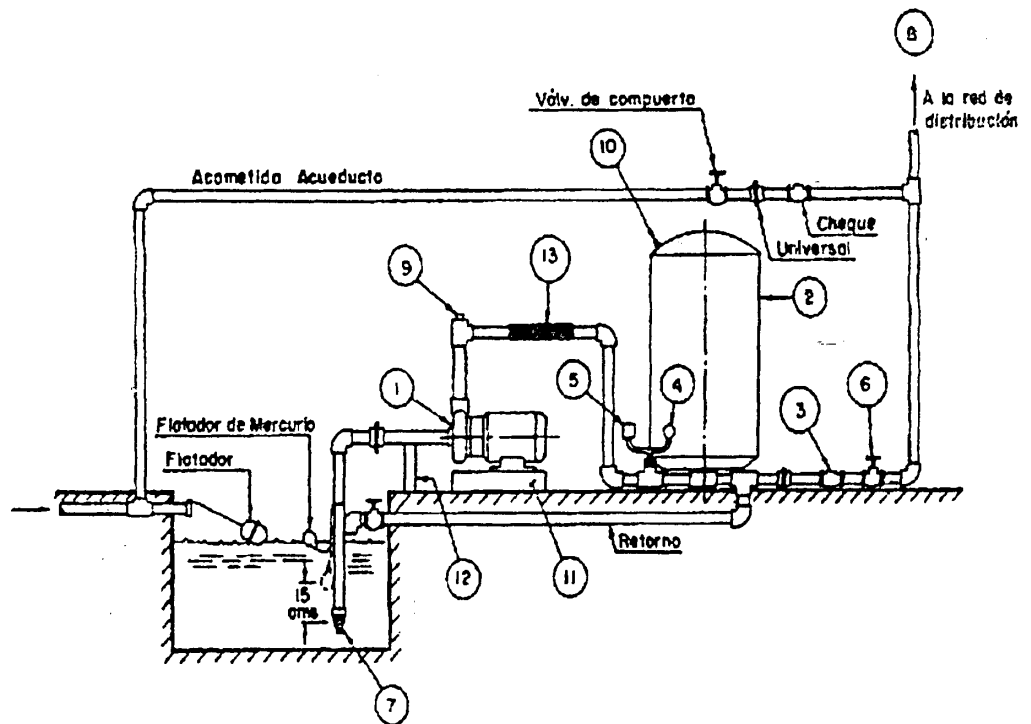
La relación empleada para los cálculos es:

$$P_1V_1 = P_2V_2 \quad (1) \text{ Ley de Boyle.}$$

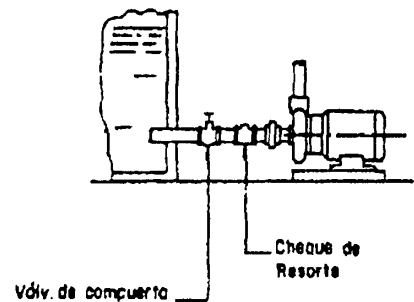
Esta ley física desarrollada por Robert Boyle en 1662 establece que la presión de un colchón de aire, en un tanque de presión, multiplicado por el volumen del colchón de aire a una condición de presión, será siempre igual a la presión del colchón de aire multiplicado por su volumen a cualquier otra condición de presión. Este proceso es a temperatura constante (Isotérmico).

En la ecuación (1), P_1 y P_2 son las presiones absolutas del aire dentro del tanque y, V_1 y V_2 son los volúmenes ocupados por el aire en las condiciones de máxima y mínima presión respectivamente.





- 1 . Motobomba centrífuga
- 2 . Tanque hidroneumático pre-presurizado
- 3 . Válvula cheque
- 4 . Manómetro
- 5 . Interruptor de presión
- 6 . Válvula de compuerta
- 7 . Válvula de pie
- 8 . Descarga del sistema
- 9 . Tapón de cebamiento
- 10 . Válvula para carga de aire
- 11 . Base de concreto
- 12 . Soporte
- 13 . Tramo flexible



- NOTAS:
- (1) Se deben usar todas las universales que la instalación requiera.
 - (2) Si en la succión el agua llega a la motobomba por gravedad, obligatoriamente instale un válvula cheque adicional y una válvula de compuerta entre el tanque de suministro y la unidad de bombeo.
 - (3) Los tanques hidroneumáticos convencionales requieren de la instalación de un control de volumen de aire entre el tanque y el lado de succión de la bomba.

FIG. 9 ESQUEMA GENERAL DE LA INSTALACION DE UN SISTEMA HIDRONEUMATICO

2.2 Teoría condensada sobre bombas centrífugas.

Para la mayoría de las aplicaciones, las bombas usadas en microirrigación son de uno u otro tipo de bombas centrífugas. En bombas centrífugas, un motor hace girar un impulsor con aletas sumergidas en agua e introducidas en una carcasa llamada voluta o carcasa de caracol. El agua entra a la voluta por el centro del impulsor, el ojo y es succionada inmediatamente por el impulsor que gira rápidamente. Las fuerzas centrífugas hacen que el agua sea enviada radialmente hacia afuera hasta el borde exterior del impulsor a alta velocidad. A medida que el agua sale del impulsor las partículas de fluido sufren una desaceleración repentina y la energía cinética es convertida en energía potencial en forma de presión.

Hay bombas centrífugas disponibles en gran variedad de tipos y configuraciones. Se usan donde la bomba se pueda instalar de tal forma que esté a menos de 20 pies por encima de la superficie del nivel del agua.

La bomba centrífuga no opera hasta que la voluta o carcasa de caracol esté completamente

llena de agua, o cebada. La necesidad de cebar la bomba es una desventaja de las bombas centrífugas.

Las bombas centrífugas operan eficientemente en condiciones diversas cuando las necesidades de bombeo sean mayores a 12 pies de cabeza. La bomba centrífuga succiona el agua de la fuente a la turbina. Se limita entonces a condiciones y lugares donde esta distancia esté dentro de los límites de succión.

ALTURA MAXIMA DE SUCCION

La altura teórica máxima de succión de una bomba es igual a la presión atmosférica ejercida en la superficie de agua libre. Así, la elevación por succión máxima teórica de una bomba que opera al nivel del mar es 14.7 psi o 34 pies. Este límite disminuye aproximadamente 1 pie por cada 1.000 pies de elevación por encima del nivel del mar. En la práctica la succión máxima será aproximadamente el 70 % del valor teórico.

La altura de succión se usa como una guía en la selección del tipo de bomba que mejor se

acomoda para una aplicación en particular. En situaciones donde se requiere una altura de succión menor a la máxima, una bomba centrífuga se puede usar. Cuando la altura de succión requerida es mayor a la máxima, se puede usar bombas verticales de pozo profundo, bombas sumergibles o bombas de eyector, según sea el caso.

CURVAS CARACTERISTICAS.

Las bombas centrífugas se fabrican en gran variedad de tamaños y capacidades para satisfacer igual número de necesidades de irrigación. Las características operacionales de las bombas centrífugas se resumen en una forma gráfica en lo que se llama las "Curvas características" (Véase figura 10). Estas características incluyen:

1.- CURVAS DE CAPACIDAD Y DE CABEZA.

El proceso de selección de la bomba enmarca la escogencia de las características de la bomba que llena todos los requerimientos de cabeza dinámica total (TDH) y los requerimientos de descarga.

2.- CURVAS DE EFICIENCIA.

La curva de eficiencia muestra la cantidad de trabajo hecho por una bomba como un porcentaje de la potencia que se entrega al eje de la bomba. Para una aplicación en particular la mejor selección de una bomba será la que opere a su máxima eficiencia. Una línea de bombas bien diseñadas está conformada de tal manera que sea posible seleccionar una bomba que llene los requerimientos de TDH y descarga, con una eficiencia aceptablemente alta.

3.- CURVAS DE CONSUMO DE POTENCIA.

Las curvas de consumo de potencia muestran la potencia al eje de la bomba (BHP) requerida para accionarla.

4.- CURVAS DE CABEZA NETA DE SUCCION POSITIVA REQUERIDA (NPSHR).

Bajo ciertas condiciones, la presión absoluta dentro del impulsor puede caer por debajo de la presión de vapor del

agua. En esta condición, se pueden formar cavidades llenas de vapor y se pueden colapsar varios cientos de veces por segundo. La formación y colapsamiento de estas cavidades llenas de vapor dentro de la bomba se llama cavitación. Una cavitación severa resulta en vibraciones, ruido y daños en el impulsor (llamados erosión por cavitación), bajo rendimiento de la bomba y daño prematuro de la misma.

La cavitación es usualmente el resultado de un diseño inapropiado óde una mala instalación. En la succión, resultando en presión insuficiente del agua a la entrada de la bomba. La cavitación se puede evitar asegurandose que la presión a la entrada de la bomba, llamada "CABEZA NETA DE SUCCION POSITIVA DISPONIBLE" o NPSHD esté por encima de la presión requerida a la entrada de la bomba. Esta presión requerida a la entrada se llama "CABEZA NETA DE SUCCION POSITIVA REQUERIDA" o NPSHR y es especificada por el fabricante de la bomba.

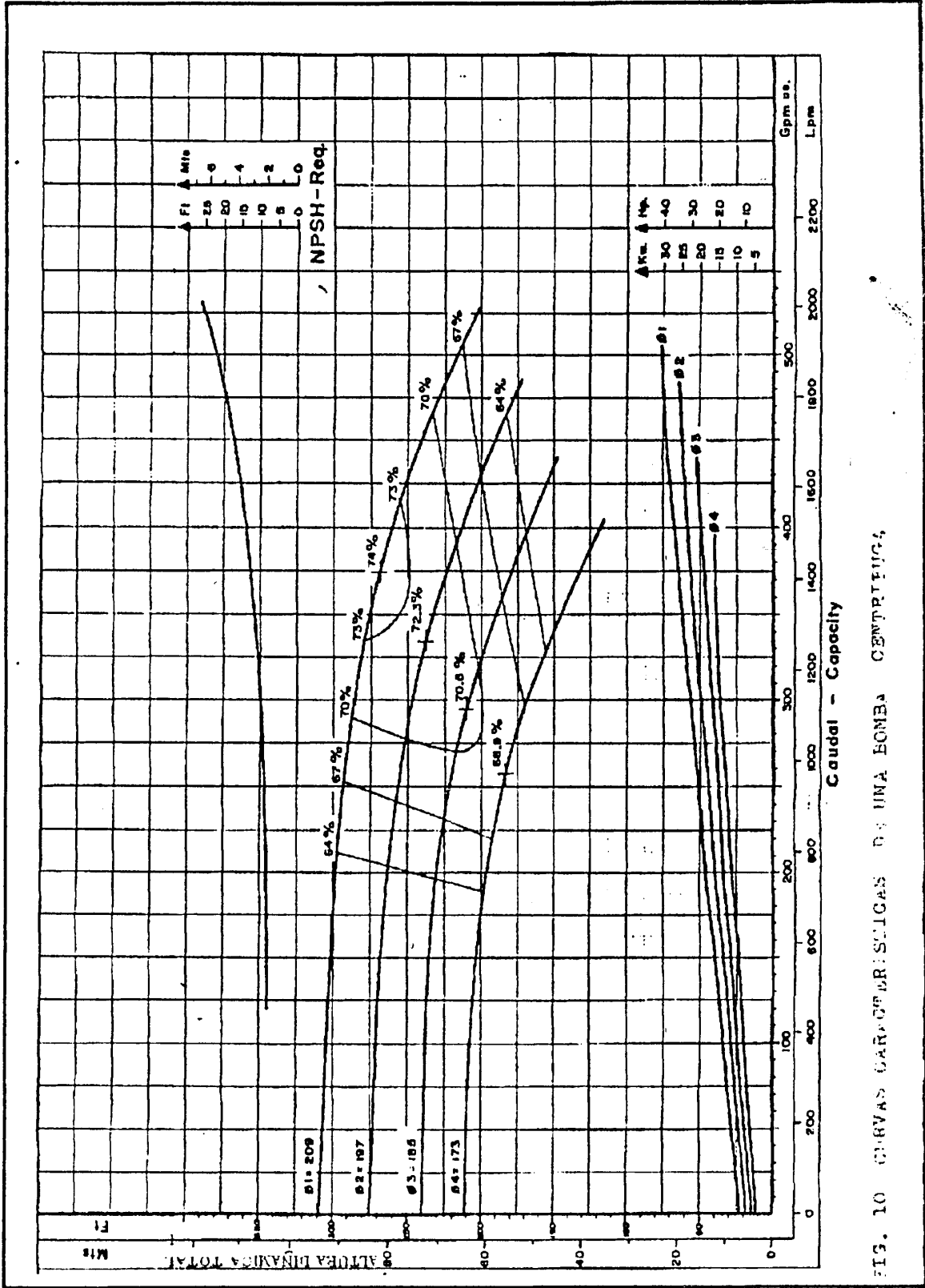


FIG. 10 CURVAS CARACTERISTICAS DE UNA BOMBA CENTRIFUGA

CABEZA DINAMICA TOTAL.

La cabeza dinámica total es proporcional al trabajo desarrollado por la bomba. Este trabajo consiste en elevar el agua (para una bomba situada por encima del nivel del agua), presurizarla y sobreponerse a la presión y a la inercia. Matemáticamente, la cabeza dinámica total (TDH) para una bomba centrífuga es igual a la suma de la altura de succión, la cabeza de descarga, la cabeza de fricción y la cabeza de velocidad o:

$$TDH = H_s + H_d + H_f + H_v \quad (2)$$

La altura de succión H_s es la distancia vertical desde la superficie de la fuente de agua al centro del eje del impulsor de la bomba. En los casos en que la fuente de agua es presurizada o donde la bomba está localizada por debajo del nivel del agua, la altura de succión será un número negativo.

La cabeza de descarga H_d es la cabeza de presión a la salida de la bomba.

La cabeza de fricción H_f es la suma de las pérdidas por fricción en la tubería y las

pérdidas menores en accesorios desde la toma del agua pasando por la línea de succión hasta el punto de descarga de la bomba.

La cabeza de velocidad H_v es la energía cinética que tiene el fluido y es igual a:

$$H_v = v^2 / 2g \quad (3)$$

Donde:

H_v = Cabeza de velocidad.

v = Velocidad promedio del agua.

g = Aceleración gravitacional.

En la práctica, la cabeza de velocidad es prácticamente despreciable en relación con la cabeza dinámica total y por esta razón es ignorada cuando se calcula el TDH.

CABEZA NETA DE SUCCION POSITIVA DISPONIBLE
(NPSHD)

La cabeza neta de succión positiva disponible o NPSHD, es la presión absoluta a la entrada del impulsor y es calculada con la siguiente fórmula:

$$NPSHD = (P_o - P_v) - H_{ss} - H_{fs} \quad (4)$$

Donde:

Po = Presión Atmosférica.

Pv = Presión de saturación de vapor.

Hss= Altura del ojo del impulsor por encima del nivel del agua.

Hfs= Pérdidas por fricción en la línea de succión.

La tabla I nos da los valores para las cantidades (Po - Pv) para un rango de temperaturas y alturas sobre el nivel del mar.

POTENCIA AL EJE.

La potencia al eje (BHP) es la cantidad de potencia necesaria en el eje de la bomba para que funcione. La ecuación para determinar la potencia al eje es:

$$\text{BHP} = \frac{Q * \text{TDH}}{3.960 * \eta_B} \quad (5)$$

Donde:

BHP = Potencia al eje de la bomba (HP)

Q = Descarga de la bomba (GPM)

TDH = Altura dinámica total (pies)

η_B = Eficiencia de la bomba (Decimal)

TABLA I

(Po - Pv) PARA UN RANGO DE TEMPERATURAS Y ELEVACIONES
[pies]

TEMPERATURA H ₂ O [°F]	ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR [pies]						
	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000
40	33.7	32.5	31.4	30.3	29.2	28.1	27.0
50	33.6	32.4	31.3	30.2	29.1	28.0	26.9
60	33.4	32.2	31.1	30.0	28.9	27.8	26.7
70	33.2	32.0	30.9	29.6	28.7	27.6	26.5
80	32.8	31.6	30.5	29.4	28.3	27.2	26.1
90	32.4	31.2	30.1	29.0	27.9	26.6	25.7
100	31.8	30.6	29.5	28.4	27.3	26.2	25.1
110	31.1	29.9	28.8	27.7	26.6	25.5	24.4
120	30.1	28.9	27.8	26.7	25.6	24.5	23.4
130	26.9	27.7	26.6	25.5	24.5	23.3	23.4
140	27.3	26.1	25.0	23.9	22.8	21.7	22.2
150	25.4	24.2	23.1	22.0	20.9	19.8	18.7

BOMBAS ACCIONADAS POR MOTOR ELECTRICO.

El motor más comúnmente usado en bombas de riego es el eléctrico trifásico. La eficiencia de los motores eléctricos es buena, en algunos casos superando el 95 %. Los motores eléctricos generalmente requieren muy poco mantenimiento, y con el cuidado apropiado pueden dar muchos años de servicio sin problemas. Adicionalmente los motores eléctricos son silenciosos, compactos y están disponibles en una amplia gama de aplicaciones.

El consumo de una estación de bombeo depende del caudal, la cabeza dinámica total y las eficiencias de la bomba y del motor. Para una bomba accionada por motor eléctrico, el consumo de potencia está dado por:

$$\text{Pot} = \frac{Q * \text{TDH} * \text{FS}}{5.308 * \eta_B * \eta_M} \quad (6)$$

La Ecuación (6) se puede escribir en términos de la potencia al freno así:

$$\text{Pot} = 0,746 * \frac{\text{BHP}}{\eta_M} * \text{FS} \quad (7)$$

Donde:

Q = Caudal (GPM)

TDH= Cabeza dinámica total (pies)

η_B = Eficiencia de la bomba (Decimal)

η_M = Eficiencia del motor (Decimal)

Pot= Potencia Nominal (Kw)

FS=Factor de seguridad (Para motores eléctricos 1.15 y para motores a diesel 1.2).

Los costos de operación de una bomba con motor eléctrico es una función del consumo de potencia del motor, el costo de la electricidad y el tiempo que va a operar la bomba. El costo se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$C_N = \text{Pot} * c * t \quad (8)$$

Donde:

C_N = Costo de operación nominal (sucres)

Pot= Potencia nominal (Kw)

c = Costo promedio de la electricidad (sucres/kw-hr).

t = tiempo de operación (hr)

En la figura 11 se muestra la instalación correcta de una bomba centrífuga de succión simple.

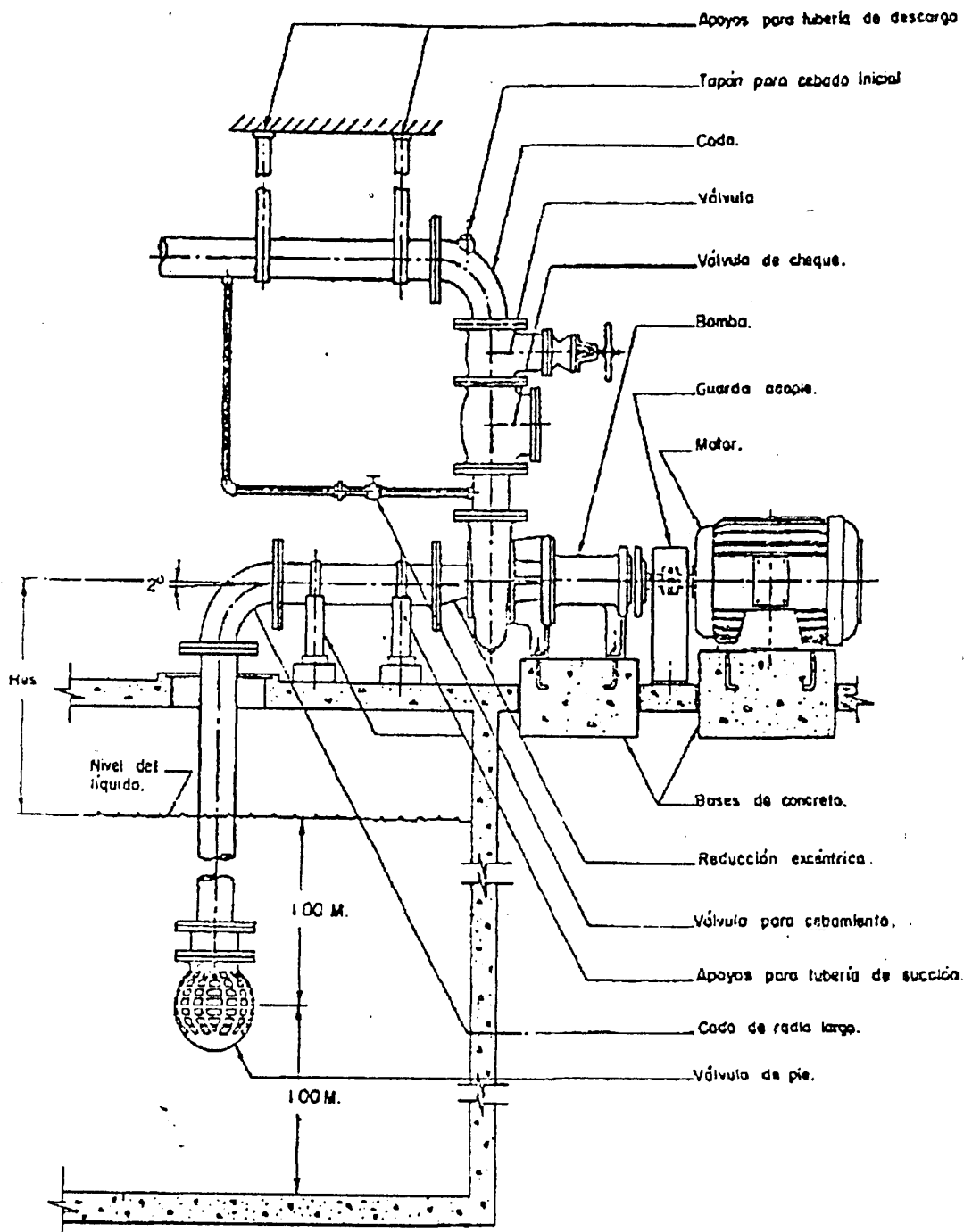


FIG. 11 INSTALACION DE UNA BOMBA CENTRIFUGA DE SUCCION SIMPLE

2.3 Tanques hidroneumáticos convencionales y pre-presurizados.

Un tanque hidroneumático, es un tanque de plancha metálica de forma cilíndrica o esférica, en el cual se forma una cámara de aire que se encuentra a presión debido al empuje del agua en el recipiente cerrado. Esta presión es la que luego impulsa al agua a la red de distribución.

Las funciones principales del tanque hidroneumático son:

1.- Entregar una adecuada cantidad de agua a una cierta presión entre ciclos de bombeo, proporcionando suficiente flujo para satisfacer la demanda.

2.- Proveer una operación económica del sistema, minimizando los arranques de la bomba, extendiendo la vida del motor y ahorrando energía.

3.- Proteger el sistema, eliminando los perjudiciales ciclos rápidos de bombeo, a través de la operación de los componentes del sistema durante los períodos de demanda pico.

Los tanques hidroneumáticos generalmente se construyen para resistir la presión máxima de trabajo más un 25 % de margen de seguridad, es decir que si un tanque va a trabajar en un rango de presiones de (70-100) psi, el tanque se construirá para resistir presiones de hasta 125 psi.

Es recomendable instalar una válvula de alivio, la cual se abre a excesivas presiones; ésta protegerá el tanque y otros componentes del sistema debido a fallas en el interruptor de presión para la desconexión de la motobomba cuando el sistema haya alcanzado la presión máxima pre-establecida. Esta válvula de alivio deberá ser instalada entre la conexión de descarga del tanque hidroneumático y el sistema de tuberías.

Para la selección del tamaño del tanque, un factor muy importante de considerar es el tiempo mínimo de encendido t_{r_m} del motor cada vez que éste arranca; 1.2 minutos es el tiempo de funcionamiento mínimo usual recomendado por la mayoría de los fabricantes de motobombas.

Analizando ésto, se puede visualizar que el volúmen requerido para los tanques hidroneumáticos convencionales serán muy grandes o de otra manera los equipos funcionará ineficientemente con arranques demasiado frecuentes.

TABLA II.- RELACION ENTRE EL TIEMPO DE ENCENDIDO MINIMO Y LA POTENCIA DEL MOTOR.

POTENCIA DEL MOTOR Pot (HP)	TIEMPO DE ENCENDIDO MINIMO. t_{rm} (min)
1 - 3	1,2
3 - 5	1,5
5 - 7,5	2,0
7,5 - 15	3,0
15 - 30	4,0
Sobre 30	6,0

Si los períodos de demanda pico transcurren en un tiempo relativamente grande, es recomendable seleccionar una bomba que tenga una capacidad de 125 a 150 % mayor que la demanda máxima. Esto se hace para abastecer el tanque de almacenamiento y para suplir los requerimientos de la red de servicios.

La presión mínima en el sistema hidroneumático debe ser 40 psi cuando se lo utiliza en sistemas contra incendios.

Generalmente se asume que el promedio de la demanda del sistema es un medio de la capacidad de la bomba. Ya que existe la posibilidad de corrosión, lo que implica por un lado contaminación del agua y por otro, disminución del tiempo de vida útil del tanque, se recomienda construirlos con planchas metálicas de por lo menos 4,76 mm de espesor (3/16 "). A continuación presentamos dos tablas muy útiles para la determinación de la capacidad de un tanque hidroneumático.

Tabla III.- Capacidades de tanques cilíndricos verticales.

DIAMETRO (PULGADAS)	GALONES POR PIE DE PRO- FUNDIDAD.	AREA (PIE ²)
12	5,878	0,785
16	10,44	1,396
18	13,22	1,767
20	16,32	2,182
24	23,50	3,142
30	36,72	4,909
36	52,88	7,069
42	71,97	9,621
48	94,00	12,570
54	119,00	15,900
60	147,00	19,640
66	177,80	23,760
72	211,50	26,270
78	248,20	33,180
84	287,90	38,480
90	330,50	44,180
96	376,00	50,260
102	424,50	56,750
108	475,90	63,620
114	530,20	70,880
120	587,50	78,540

Utilizando la ley de Boyle, para deducir los

TABLA IV

CAPACIDADES DE TANQUES CILINDRICOS HORIZONTALES
(GALONES POR PIE DE LONGITUD)

DIAMETRO Altura [pulg] de agua expresada como % del diámetro.	12	16	20	24	30	36	42	48	60	72
10	0.3	0.5	0.9	1.2	2.0	2.7	3.7	4.9	7.6	11.0
20	0.8	1.5	2.4	3.3	5.2	7.5	10.2	13.3	21.8	30.0
30	1.5	2.6	4.2	5.9	9.3	13.4	18.2	23.0	37.1	53.5
40	2.2	3.9	6.2	8.7	13.7	19.7	26.8	34.9	54.6	78.7
50	2.9	5.2	8.4	11.7	18.4	26.4	35.9	47.0	73.4	106
60	3.7	6.5	10.5	14.7	23.0	33.1	45.1	58.9	92.0	132
70	4.4	7.8	12.5	17.5	27.5	39.5	53.8	70.2	110	158
80	4.9	8.8	14.2	19.8	31.0	45.3	60.7	79.3	124	178
90	5.6	9.9	15.9	22.2	34.7	50.0	68.0	88.8	139	200
FULL	5.9	10.4	16.3	23.5	36.7	52.9	72.0	94.0	147	211

volúmenes de agua dentro de un tanque hidroneumático convencional (sin precarga), tenemos:

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 \quad (1)$$

Considerando el trabajo de compresión del aire como isotérmico lo cual sería lo ideal. A manera de ejemplo, calculemos el volumen de agua encerrado en un tanque cuando ha alcanzado una presión de 20 psi.

$$P_1 = 0 + 14,7 = 14,7 \text{ (psia) (Precarga 0 psi)}$$

$V_1 = 100 \%$ (El aire ocupa el volumen total del tanque).

$$P_2 = 20 + 14,7 = 34,7 \text{ (psia)}$$

$$V_2 = ?$$

Reemplazando en la ecuación (1), obtenemos $V_2 = 42,3 \%$ es decir que para alcanzar una presión de 20 psi dentro del tanque, debe haber un volumen de agua equivalente al 57,7 % del volumen total del tanque. Repitiendo este cálculo para diferentes presiones, elaboramos la siguiente tabla:



TABLA V.- VOLUMENES DE AGUA PARA DIFERENTES PRESIONES* (TANQUES HIDRONEUMATICOS CONVENCIONALES)

PRESION MANOMETRICA (PSI)	VOLUMEN DE AGUA EXPRESADO COMO PORCENTAJE DEL VOLUMEN TOTAL DEL TANQUE
5	25,4
10	40,5
15	50,5
20	57,7
25	63,0
30	67,2
35	70,4
40	73,2
50	77,3
60	80,3
70	82,7
80	84,5
90	86,0
100	87,2

NOTA: Esta Tabla es igualmente válida para tanques cilíndricos verticales y horizontales. Se necesitaría una presión infinita (imposible de alcanzar) para llenar completamente con agua el tanque.

*Basado en la presión atmosférica sobre el nivel del mar.

Los tanques hidroneumáticos pre-presurizados son tanques que han sido precargados hasta una presión generalmente igual a la presión mínima de trabajo, así utilizando nuevamente la ecuación (1) para el caso de un sistema hidroneumático graduado en un rango (20 - 40) psi, tenemos:

$$P_1 = 20 + 14,7 = 34,7 \text{ (psia) (Precarga 20 psi)}$$

$$V_1 = 100 \% \text{ (El aire ocupa el volúmen total del tanque).}$$

$$P_2 = 40 + 14,7 = 54,7 \text{ (psia)}$$

$$V_2 = ?$$

Reemplazando en la ecuación (1), obtenemos $V_2 = 63.4 \%$ es decir que para alcanzar una presión de 40 psi dentro del tanque a partir de una precarga de 20 psi debe haber un volúmen de agua equivalente al 36.6 % del volúmen total del tanque.

Repitiendo este cálculo para diferentes presiones, elaboramos la tabla VI. Introducimos ahora el concepto de volúmen de agua aprovechable o volúmen efectivo, como el volúmen comprendido entre los niveles mínimo (presión de encendido de la bomba) y máximo (presión de apagado de la bomba), que es

TABLA VI

VOLUMENES DE AGUA PARA DIFERENTES PRESIONES DE PRECARGA
(TANQUES HIDRONEUMATICOS PRE-PRESURIZADOS)

$P_A \backslash P_E$	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
30	22														
35	30	20													
40	37	27	18												
45	42	34	25	17											
50	46	39	31	23	15										
55	50	43	36	29	22	14									
60	54	47	40	33	27	20	13								
65		50	44	38	31	25	19	13							
70		53	47	41	35	30	24	18	12						
75			50	45	39	33	28	22	17	11					
80			53	48	42	37	32	26	21	16	11				
85				50	45	40	35	30	25	20	15	10			
90				53	48	43	38	33	29	24	19	14	10		
95					50	46	41	36	32	27	23	18	14	09	
100					52	48	44	39	35	31	26	22	17	13	09

NOTA: Los volúmenes de agua están expresados como porcentaje del volumen total del tanque y representan el volumen efectivo - de tanques hidroneumáticos pre-presurizados.
 P_A : Presión de encendido de la bomba en PSI
 P_E : Presión de apagado de la bomba en PSI

realmente la fracción útil del volumen total del tanque que es aprovechada en cada ciclo de trabajo. El volumen efectivo también representa la eficiencia del tanque.

Siguiendo con el mismo ejemplo, de un sistema hidroneumático graduado para un rango de (20-40) psi, de la tabla V obtenemos los volúmenes porcentuales para el caso de un tanque hidroneumático sin precarga de la siguiente manera:

$$P_1 = 20 \text{ psi}, V_1 = 57,7 \%$$

$$P_2 = 40 \text{ psi}, V_2 = 73,2 \%$$

El volumen efectivo será:

$$V_E = V_2 - V_1 = 15,5 \%$$

Asumiendo que el tanque tenga una capacidad total de 100 galones, el volumen efectivo será 15,5 galones. De la Tabla VI obtenemos directamente el volumen efectivo como una fracción del volumen total para el caso de un tanque precargado, de la siguiente manera:

$$P_1 = 20 \text{ psi}, V_1 = 0 \%$$

$$P_2 = 40 \text{ psi}, V_2 = 36,6 \%$$

El volumen efectivo será:

$$V_E = V_2 - V_1 = 36,6 \%$$

Y si el tanque es de 100 galones, el volúmen efectivo en este caso será 36,6 galones.

Analizando los dos casos, se deduce que para un tanque hidroneumático de 100 galones de capacidad trabajando en un rango de (20-40) psi, si se lo presuriza inicialmente a 20 psi, manejará un volúmen igual a 2,36 veces que el de un tanque sin precarga.

Una conclusión más generalizada es que el tanque hidroneumático pre-presurizado es más eficiente que un convencional dos veces su tamaño. El volúmen efectivo disminuye, a medida que decrece la presión atmosférica como es el caso de las regiones altas como la ciudad de Quito cuya presión atmosférica es 10.3 psi.

Los tanques hidroneumáticos precargados que utilizan un balón de neopreno dentro del cual se introduce el agua, no necesitan control de volúmen de aire y la superficie del agua, el aire no se gasta por dilución con el agua en cada ciclo de trabajo, y no es necesario reponerlo.

Al iniciar la precarga de aire es necesario siempre que exista una cierta cantidad de agua en el tanque, esta cantidad de agua debe estar sobre el orificio de descarga del tanque, para evitar que en el momento de funcionar el sistema se escape aire por la tubería de descarga.

Los sistemas precargados sin dispositivo de separación aire-agua necesitan adicionalmente de algún sistema de control para evitar la fuga de aire de precarga cuando por ejemplo hay una falla en la energía eléctrica, consumiéndose en este caso toda el agua del tanque y, como la bomba no prende cuando debería por falta de energía, entonces todo el aire de precarga escapa por la tubería.

Para remediar esto, se suele utilizar válvulas solenoides que cierran el suministro de agua ante la falta de energía eléctrica o al bajar la presión hasta ciertos límites, impidiendo de esta manera el escape de aire.

Para finalizar esta sección, daremos ciertos criterios para la selección del tamaño del tanque, que se resumen básicamente en tres consideraciones:

1.- Tasa de ciclo máxima permisible T_{cm} , que según la potencia del motor fluctúa entre 3 y 60 ciclos por hora.

2.- El promedio de la capacidad de la bomba Q , que es igual a:

$$Q = \frac{Q_M + Q_m}{2} \quad (9)$$

Donde:

Q_M = Caudal de la bomba a la presión máxima regulada.

Q_m = Caudal de la bomba a la presión mínima regulada.

Las presiones máxima y mínima se refieren a las presiones graduadas en el presostato (Ej. 20 - 40 psi)

3.- La tasa a la cual el agua está siendo usada, ó lo que es lo mismo la demanda del sistema D , que es un medio de la capacidad de la bomba.

$$D = \frac{1}{2} Q \quad (10)$$

El tiempo que se demora en desalojarse el volúmen efectivo del tanque cuando existe demanda del sistema, se denomina tiempo de vaciado t_v .

$$t_v = \frac{V_E}{Q_v} \quad (11) \quad ; \quad Q_v = D = \frac{1}{2} Q.$$

Donde:

Q_v = Caudal de vaciado o demanda del sistema.

V_E = Volúmen efectivo del tanque.

El tiempo que se demora en llenarse el volúmen efectivo del tanque, cuando existe demanda del sistema, se denomina tiempo de reposición t_R :

$$t_R = \frac{V_E}{Q_R} \quad (12) \quad ; \quad Q_R = Q - D = \frac{1}{2} Q$$

Donde:

Q_R = Caudal de reposición y es igual a la capacidad promedio de la bomba menos la demanda del sistema.

V_E = Volúmen efectivo del tanque.

El tiempo de ciclo t_c es igual a la suma del tiempo de vaciado t_v y el tiempo de reposición t_R :

$$t_c = t_v + t_R \quad (13)$$

Reemplazando (11) y (12) en (13) obtenemos:

$$t_c = 4 V_E / Q \quad (14) ; \text{ Además,}$$

$$T_c = 1/t_c \quad (15) ; T_{cm} = (3 \div 60) \text{ ciclos/hora.}$$

Donde:

T_c = tasa de ciclo.

t_c = tiempo de ciclo.

T_{cm} = tasa de ciclo máxima permisible.

Para ilustrar mejor esta explicación haremos un ejemplo: supongamos que la demanda del sistema sea 25 GPM y que las condiciones de operación exijan una regulación de (40 - 60) psi en el presostato. Se utilizará un tanque hidroneumático precargado con una reserva de agua del 10 %. Seleccionar el tamaño del tanque para 6 ciclos por hora.

Utilizando (15) tenemos:

$$T_c = 6 \text{ ciclos/hora} \quad ; \quad t_c = 10 \text{ minutos.}$$

Utilizando (14) y conociendo que $D = \frac{1}{2} Q$, calculamos el volúmen efectivo:

$$V_E = D * t_c / 2$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$V_E = 125 \text{ galones.}$$

En la tabla VI, para una presión de arranque de 40 psi y una presión de corte de 60 psi observamos que el volúmen aprovechable es igual al 27 %; pero como existe una reserva del 10 % tendremos que el volúmen efectivo en este caso será igual a 0,9 (27 %) es decir, $V_E = 24 \%$ del volúmen total del tanque.

Entonces:

$$V_E = 0,24 V_T = 125 \text{ galones.}$$

Por lo que el volúmen total del tanque V_T será igual a 521 galones.

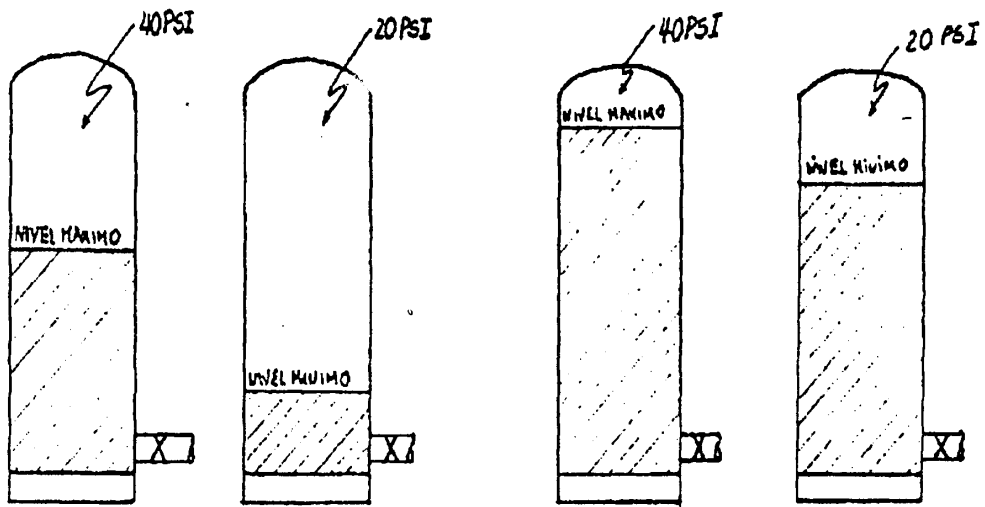
2.4 Controles de volúmen de aire de diafragma.

El aire dentro de los tanques de equipos hidroneumáticos debe ser suministrado para reponer el aire que se disuelve en el agua y así evitar que con el tiempo la cámara de aire desaparezca y el tanque quede inutilizado. Cuando la cámara de aire en un equipo hidroneumático disminuye, el nivel alto del agua aumenta y el equipo principia a trabajar con menores intervalos de tiempo, porque la cantidad de agua que se desplaza entre la presión alta y la presión baja del tanque se hace menor. La cantidad de aire que se pierde en la cámara depende del área de contacto con el agua y de la presión en el interior del tanque.

En la figura 12, a y b, se puede apreciar fácilmente lo que ocurre:

En la ilustración a, se muestra un tanque con una cámara normal de aire comprimido a 40 psi, la cual al expandirse a 20 psi hace salir una porción considerable de agua. En el caso de la ilustración b, se puede apreciar como una pequeña cámara de aire a las mismas 40 psi, al expandirse a 20 psi, solamente hace salir una





a) Se desplaza buena cantidad de agua

b) Se desplaza muy poca cantidad de agua

FIG. 12 Comparación entre volúmenes desalojados de agua de un tanque hidroneumático con disminución progresiva de la cámara de aire.

pequeña cantidad de agua. Como consecuencia, en el caso b, los ciclos de trabajo del equipo para el mismo consumo de agua se duplican o triplican necesariamente.

Para evitar que la cámara de aire disminuya y/o desaparezca, se emplea un control de volúmen de aire. Este control como su nombre lo indica, mantiene dentro del tanque una cantidad adecuada de aire y funciona automáticamente. Aunque hay muy diversos sistemas de controles de volúmen de aire, los dos mas usuales son el de diafragma y el de válvula de flotador con aspirador. Ambos controles se colocan sobre el tanque a la altura en que se desee tener el nivel bajo o mínimo del agua, y ambos tienen una conexión con el lado de succión de la bomba, donde existe una presión menor que la del tanque, cuando la bomba está funcionando. Esta diferencia de presiones se aprovecha para hacer que los controles tomen una porción de aire de la atmósfera y lo descarguen al tanque en cada ciclo de trabajo.

En la figura 13, se puede apreciar la construcción de un control de volúmen de aire. El control consta de una caja de forma

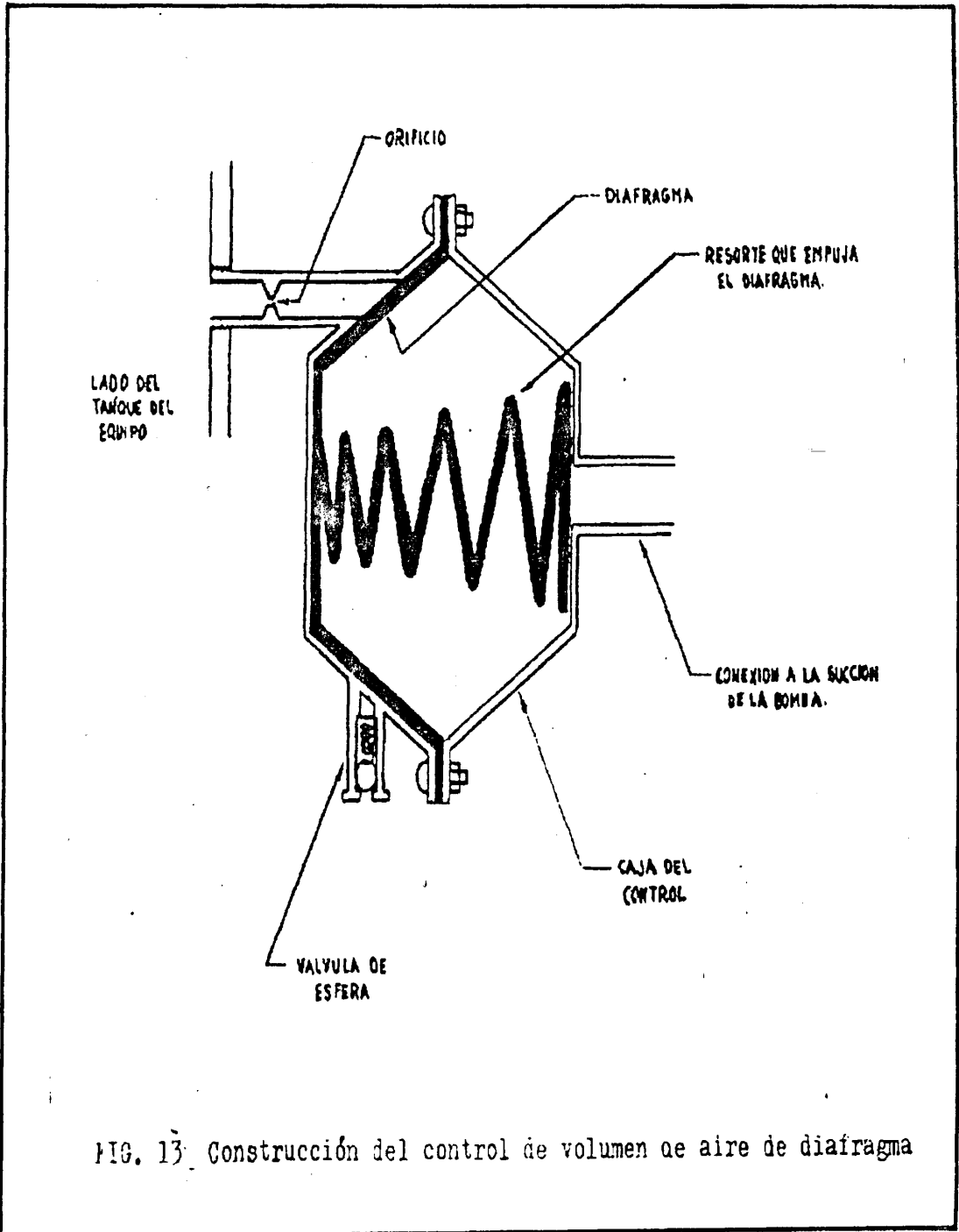
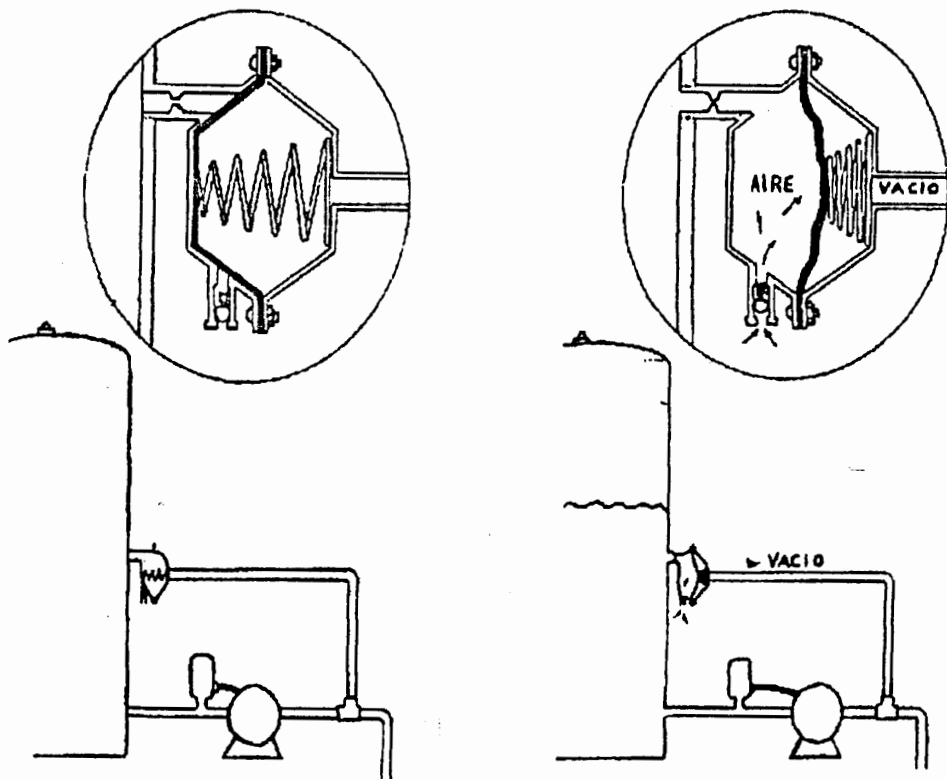


FIG. 13 Construcción del control de volumen de aire de diafragma

circular, partida verticalmente y con una brida a cada lado. Dentro de la caja va un diafragma de caucho que puede moverse de derecha a izquierda libremente, pero con un resorte que tiende a mantener el diafragma hacia la izquierda.

Al lado derecho del diafragma, la caja tiene una conexión para colocar un tubo de pequeño diámetro que va a la succión de la bomba; al lado izquierdo del diafragma, la caja tiene dos conexiones: la superior que es la que conecta el control al tanque de presión y la inferior que tiene una válvula de esfera y da acceso o entrada al aire durante la operación del control.

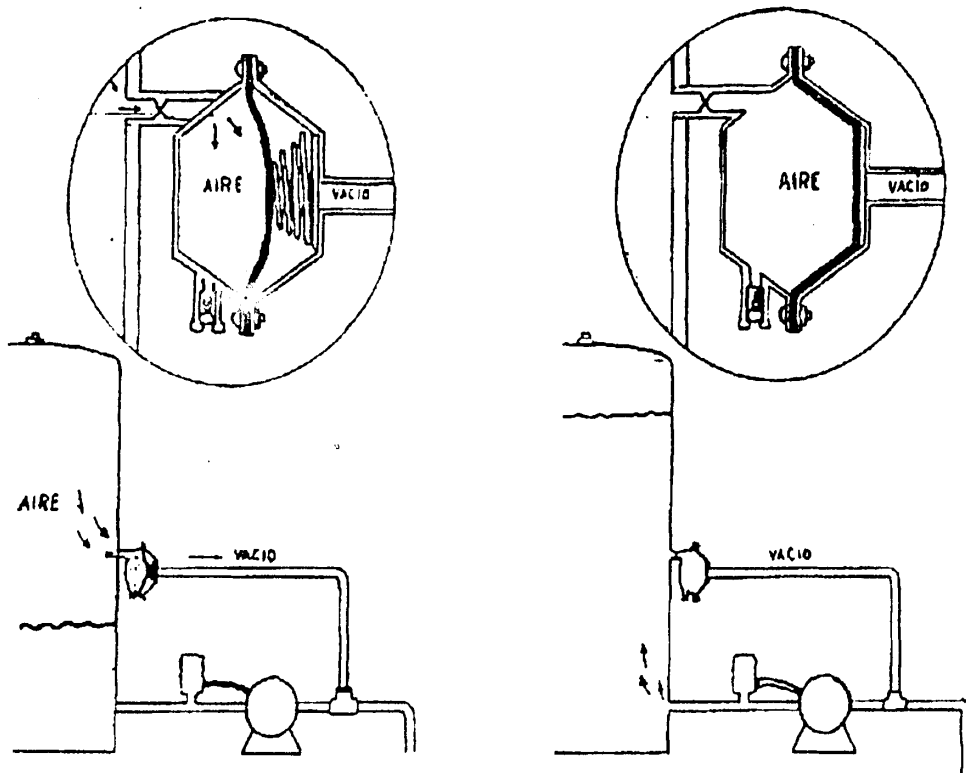
En la figura 14, desde la a hasta la f, se explica claramente el funcionamiento del control de diafragma instalado en un tanque cuya operación está controlada por un interruptor de presión que hace poner en marcha la bomba cuando la presión baja a 20 psi y la desconecta cuando la presión alcanza las 40 psi. Es muy importante observar que el control no solamente proporciona aire en cada ciclo de operación, sino que sirve también para controlar el nivel bajo del agua dentro



a) Equipo a 20 PSI en el momento de principiar el ciclo de trabajo.

b) Equipo luego de iniciarse el ciclo de trabajo (cuando el nivel del agua está por encima del control.

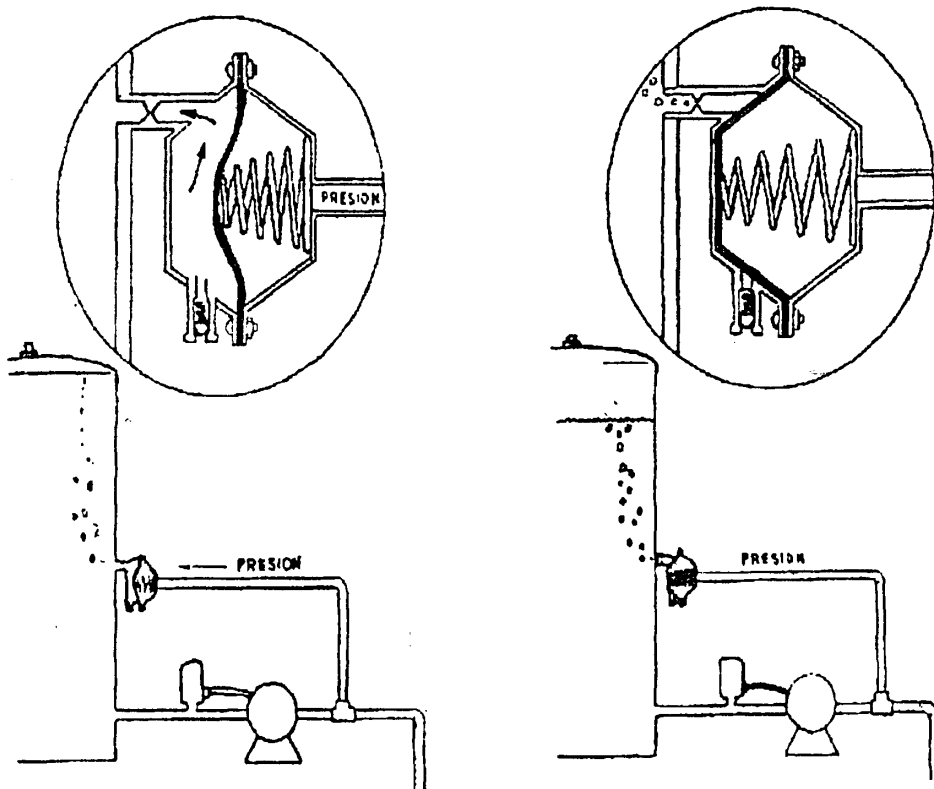
FIG. 14 FUNCIONAMIENTO DEL CONTROL DE VOLUMEN DE AIRE DE DIAFRAGMA (Etapas a y b)



c) Equipo luego de iniciarse el ciclo de trabajo (cuando el nivel del agua está por debajo del control,

d) Posición del diafragma cuando la bomba está funcionando.

FIG. 14 FUNCIONAMIENTO DEL CONTROL DE VOLUMEN DE AIRE DE DIAFRAGMA (Etapas c y d)



e) Posición del diafragma en el momento de apagar la bomba.

f) Equipo a 40 PSI en el momento de finalizar el ciclo de trabajo.

FIG. 14 FUNCIONAMIENTO DEL CONTROL DE VOLUMEN DE AIRE DE DIAFRAGMA (Etapas e y f)

del tanque, ya que cuando la presión es de 20 psi (agua a nivel bajo), si el nivel del agua se encuentra dentro del tanque a la altura del control, este no recoge más aire de la atmósfera sino que lo recibe del tanque mismo, sin que entre por la válvula de esfera.

Es importante notar que para conseguir un buen funcionamiento del control de volúmen de aire, es necesario que cuando la bomba esté en funcionamiento, exista en la tubería de succión una presión suficientemente baja que se transmita al control por el tubo de conexión. Esto sucede generalmente si la bomba está colocada por encima del nivel del agua en un pozo o tanque de succión. Si la bomba recibiera el agua a la succión por gravedad (en el caso de que el tanque de succión esté por encima del nivel de la bomba), sería necesario colocar una válvula parcialmente abierta o crear una restricción por medio de un orificio intercalado en la tubería de succión, para que cuando la bomba funcione, exista la baja presión deseada en la succión.

Para el control automático de los equipos hidroneumáticos de mayor tamaño con tanques

horizontales de 1.000, 2.000, 3.000 galones, etc, los controles de volúmen de aire e interruptores de presión comunes no resultan adecuados; además para estos equipos es conveniente instalar dos bombas en vez de una, para asegurar un servicio de agua permanente, y un pequeño compresor de aire para mantener el volúmen de aire en el tanque. En estos casos se utiliza un aparato denominado "DUOTROL", que a través de los arrancadores magnéticos de los motores de las dos bombas y el compresor, controla automáticamente los equipos hidroneumáticos de gran tamaño. Estos sistemas combinan elementos mecánicos como interruptores de presión y de nivel, y elementos eléctricos como relevos de acción retardada y bobinas para el accionamiento de contactos.

2.5 Presostatos con ajuste diferencial graduable.

Para el correcto funcionamiento de los equipos hidroneumáticos, en forma automática, es necesario incorporar elementos de control que permitan su operación dentro de las presiones y niveles de agua pre-establecidos. Los equipos pequeños que tienen tanques hasta de 500 galones de capacidad, utilizan un interruptor de presión y un control de volúmen de aire.

El presostato con ajuste diferencial graduable es un interruptor de accionamiento mecánico, que por medio de un diafragma y un sistema de palancas con resortes, acciona uno o dos pares de contactos, abriéndolos cuando la presión en el sistema llega a cierto valor máximo, y haciéndolos cerrar cuando la presión llega a cierto valor mínimo.

El interruptor de presión va conectado con un tubo de pequeño diámetro al tanque o a la conexión de descarga de la bomba de tal forma que el diafragma reciba la presión que hay en el tanque. El propósito de los contactos del interruptor de presión es el de desconectar el motor de la bomba cuando la presión es máxima,

y luego conectarlo nuevamente cuando la presión en el tanque es la mínima.

El interruptor está construido para actuar con una diferencia de presión suficiente entre la presión de corte (cuando desconecta el motor) y la presión de arranque (cuando conecta el motor). Además, el interruptor tiene tornillos de graduación que permiten aumentar o disminuir la presión de corte y la diferencia entre la presión máxima y mínima de funcionamiento.

Cuando los motores son pequeños y tienen una protección térmica incorporada en el mismo motor, el interruptor de presión se usa para interrumpir o conectar directamente el suministro de corriente al motor. Cuando los motores son de mayor capacidad, el interruptor de presión se usa para accionar la bobina de los arrancadores magnéticos que se instalan con dichos motores.

Es necesario recordar que un interruptor de presión de las características descritas no puede servir para controlar una bomba que no esté conectada a un tanque con cámara de aire, ya que el agua al no ser compresible,

ocasionaría cambios bruscos y fuertes de presión y el interruptor trabajaría en forma incontrolada.

El interruptor de presión deberá ser colocado tan cerca como sea posible del tanque hidroneumático, esto reducirá los efectos adversos de pérdidas por fricción añadidas y diferencias en elevación entre el tanque hidroneumático y el presostato.

Los presostatos vienen regulados de fábrica generalmente en los siguientes rangos de presiones: (20 - 40), (30 - 50), (40 - 60), (50 - 70), y (70 - 100) psi.

CAPITULO III

CALCULO Y SELECCION DE LOS EQUIPOS Y COMPONENTES DE LA INSTALACION DE BOMBEO.

3.1 Cálculo de los requerimientos hídricos de los cultivos.

MELON

La parcela de este fruto tiene un área de 154 m² y se encuentran sembradas 101 plantas cada una de las cuales tiene asignado un gotero.

A partir de una tabla de uso consuntivo, observamos que el melón necesita una lámina de agua equivalente a 10 mm/día. Estamos usando un gotero autocompensado tipo HB SYSTEM que descarga un caudal de (2,6 ± 5 %) litros/hora en un rango de presiones que va desde 7 hasta 70 psi y posee una capacidad de cobertura de 0,32 m², con estos datos calculamos la lámina de riego por gotero:

$$(2,6 \text{ l/h}) / (0,32 \text{ m}^2) = 8.125 \text{ mm/h}$$

Luego, el tiempo de riego diario será:

$$(10 \text{ mm}) / (8.125 \text{ mm/h}) = 1,23 \text{ h}$$

Pero como vamos a regar de lunes a Sábado
recalculamos el tiempo diario de riego:

$$1,23 \text{ h} * 7 \text{ días/semana} * 1 \text{ semana-riego}/6\text{días-riego} =$$

1 hora 26 minutos.

El consumo total de agua de la parcela será:

$$(2,6 \text{ l/h}) * (101 \text{ plantas}) = 1,16 \text{ (GPM)}$$

Es decir que esta pequeña plantación necesita un caudal de 1,16 GPM con una presión en el ingreso a la parcela de 20 psi y debe aplicarsele riego durante 1 hora 26 minutos de Lunes a Sábado.

TOMATE Y PIMIENTO.

La parcela de tomate tiene un área de 96 m² y se encuentran sembradas 186 plantas cada una de las cuales tiene asignado un gotero.

A partir de una tabla de uso consuntivo observamos que el tomate necesita una lámina

de agua equivalente a 6 mm/día. Estamos usando un gotero autocompensado tipo HB SYSTEM que descarga un caudal de $(2,6 \pm 5 \%)$ litros/hora en un rango de presiones que va desde 7 hasta 70 psi y posee una capacidad de cobertura de $0,32 \text{ m}^2$, con estos datos calculamos la lámina de riego por gotero:

$$(2,6 \text{ l/h}) / (0,32 \text{ m}^2) = 8.125 \text{ mm/h}$$

Luego, el tiempo de riego diario será:

$$(6 \text{ mm}) / (8.125 \text{ mm/h}) = 0,74 \text{ h}$$

Pero como vamos a regar de lunes a Sábado recalculamos el tiempo diario de riego:

$$0,74 \text{ h} * 7 \text{ días/semana} * 1 \text{ semana-riego} / 6 \text{ días-riego} =$$

52 minutos.

El consumo total de agua de la parcela será:

$$(2,6 \text{ l/h}) * (186 \text{ plantas}) = 2,13 \text{ (GPM)}$$

El pimiento tiene el mismo requerimiento hídrico del tomate, la extensión de la parcela así como el número de plantas y goteros es el mismo, por lo tanto el cálculo anterior que se hizo para el tomate es también aplicable para el pimiento.

Es decir que esta pequeña plantación necesita un caudal de 2,13 GPM con una presión en el ingreso a la parcela de 20 psi y debe aplicarsele riego durante 52 minutos de Lunes a Sábado.

MANGO.

La parcela de este fruto tiene un área de 350 m² y se encuentran sembradas 14 plantas, cada una de las cuales tiene asignado un microaspersor.

El requerimiento hídrico de este cultivo varía conforme el crecimiento y por consiguiente la edad de la planta, de la siguiente manera:

TABLA VII.- REQUERIMIENTO HIDRICO DEL MANGO.

AÑO	LAMINA DE AGUA (LITROS POR DIA)
1	25
2	50
3	75
4	100*

* Si la zona es muy seca al cuarto año necesitará 125 l/día.

Estamos usando un microaspersor marca RAINBIRD modelo DS24-330 que descarga un caudal de 24,1 GPH a una presión de 20 psi (punto intermedio en la tabla de rendimiento), y posee una capacidad de cobertura de 0,29 m². En vista de que vamos a regar de Lunes a Sábado recalculamos la lámina diaria:

$25 \text{ l/día} * 7 \text{ días/semana} * 1 \text{ semana-riego} / 6 \text{ días-riego} =$

29,17 litros/día.

Ahora, calculamos el tiempo de riego diario:

$(29,17 \text{ litros/día}) / (91 \text{ litros/hora}) = 0,32 \text{ horas}$

El consumo total de agua en la parcela será:

$(24,1 \text{ galones/hora}) * (14 \text{ plantas}) =$

5,62 (GPM)

Es decir que este cultivo necesita un caudal de 5,62 GPM con una presión en el ingreso a la parcela de 20 psi y debe aplicarsele riego durante 20 minutos de Lunes a Sábado.

TABLA VIII.- RENDIMIENTO DEL MICROASPELOR
RAINBIRD DS24-330.

PRESION (PSI)	CAUDAL (GPH)
10	17,0
15	20,9
20	24,1
25	26,9
30	29,3

*La filtración requerida es MESH 100 (150 micrones); la boquilla es de color rojo y su diámetro nominal es 0,57 pulgadas; y, el ángulo y diámetro aproximado de cobertura es 330 grados x 2 pies.

3.2 Cálculo de pérdidas de presión en tuberías y accesorios.

El sistema va a suministrar agua a un módulo por vez. Para el cálculo de la pérdida crítica siempre se toma en consideración el punto más distante con respecto a la descarga de la bomba, en nuestro caso se trata de la parcela de pimiento; sin embargo, también vamos a calcular la pérdida de carga crítica para el caso del mango, que a pesar de no representar el punto más lejano, el caudal transportado a ese módulo es mayor que en los otros casos, lo que puede manifestarse en mayores pérdidas por fricción.

En el siguiente cálculo tomamos en consideración como punto extremo a las válvulas solenoides correspondientes al ingreso a cada una de las plantaciones; ya que es precisamente en esos puntos, en donde se necesita que llegue el caudal y la presión descritos en la sección 3.1. Ahora procedemos a calcular la altura dinámica total, reescribiendo la ecuación (2):

$$TDH = H_s + H_d + H_f + H_v \quad (2)$$

y luego desglosándola, obtenemos:

$$\text{TDH} = \text{Hss} + \text{Hsd} + \text{Hfs} + \text{Hfd} \quad (16)$$

Donde:

TDH = Altura dinámica total.

Hss = Altura estática de succión.

Hsd = Altura estática de descarga.

Hfs = Pérdidas por fricción en la línea de succión.

Hfd = Pérdidas por fricción en la línea de descarga.

No se ha considerado la cabeza de velocidad H_v en la ecuación (16), debido a que su valor es prácticamente despreciable en relación con la cabeza dinámica total.

Usaremos de ahora en adelante el plano hidráulico de la instalación de bombeo, que aparece en el Apéndice, en el cual se puede observar que se utilizó tubería PVC de 1 pulgada roscable (diámetro interno = 24 mm) y tubería del mismo material de 25 mm pegable (diámetro interno = 22 mm); estas tuberías han sido fabricadas para resistir presiones de trabajo de hasta 232 psi.

Para el cálculo de pérdidas de presión en tuberías, existen dos ecuaciones que gozan de gran aceptación, las cuales presentamos a continuación:

$$H = k * L * (100/C)^{1,852} * (Q^{1,852}/d^{4,866})$$

(17) Ecuación de Hazen-Willians.

Donde:

H = pérdida de carga (m).

k = $2,0709 * 10^{-3}$ (Factor de conversión)

L = longitud del tramo de tubería (m)

Q = Caudal (GPM)

d = diámetro interno de la tubería (pul)

C = Coeficiente de HAZEN - WILLIAMS, que depende del material de la tubería.

La tabla IX dá valores de C para distintas clases de tuberías.

TABLA IX- VALORES DEL COEFICIENTE C DE LA FORMULA DE HAZEN WILLIANS.

NATURALEZA DEL TUBO	C
PVC	150
Extremadamente liso y derecho	140
Muy liso	130
Madera lisa	120
Paredes vitrificadas	110
Acero remachado al uso	100
Hierro fundido al uso	95
Tubos al uso (en mal estado)	60 A 80
Tubos pequeños con sup. granulosa	40 A 50

La segunda ecuación es la de DARCY - WEISBACH, la cual usaremos para calcular las pérdidas de carga H en tuberías y es la siguiente:

$$H = f * (L/D) * (v^2/2g)$$

(18) Ecuación de Darcy-Weisbach.

Donde:

H = Pérdidas de carga.

f = Coeficiente de rozamiento adimensional.

d = Diámetro interno de la tubería.

v = Velocidad media.

g = Aceleración gravitacional.

L = Longitud del tramo de tubería.

El número de Reynolds Re, permite clasificar tres regímenes de flujo, a saber:

1) Régimen laminar si $Re < 2.000$

2) Régimen inestable si $2.000 \leq Re \leq 4.000$

3) Régimen turbulento si $Re > 4.000$

Y viene dado por la siguiente expresión:

$$Re = (v*d)/\tau \quad (19)$$

Donde:

v = velocidad media

d = diámetro interno de la tubería.

τ = Viscosidad cinemática del agua.

El coeficiente de rozamiento f , depende del tipo de flujo de la siguiente manera:

$$1) f = 64 / Re \quad (20) \text{ Para flujo laminar.}$$

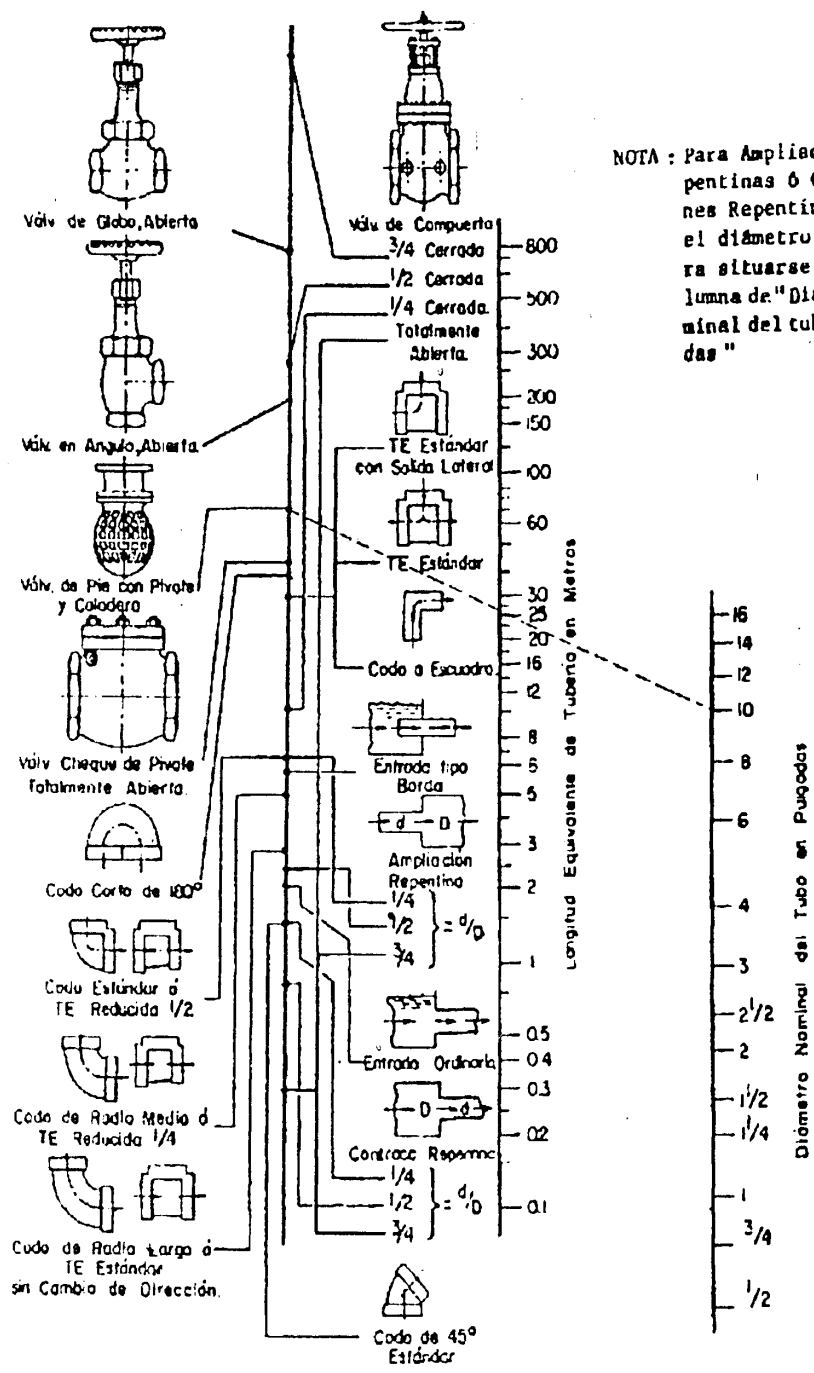
$$2) f = 0,3164/Re^{0,25} \quad (21) \text{ Para flujo turbulento}$$

en tubos lisos si:

$$Re < 80.000$$

Para los componente tales como: válvulas de compuerta, válvulas cheque, codos, tees, cruces, etc; usaremos el monograma que aparece en la figura 15, para hallar la longitud equivalente en tubería recta y luego introducir estas longitudes en la ecuación (18), obteniendo de esta forma las pérdidas de carga en dichos accesorios.

Los datos que se muestran en las tablas X, XI, y XII que son proporcionados por el fabricante de estos elementos, nos permitirán obtener directamente las pérdidas de presión a través de las válvulas solenoides, válvulas



NOTA: Para Ampliaciones Repentinias ó Contracciones Repentinias, use el diámetro menor para situarse en la columna de "Diámetro Nominal del tubo en pulgadas"

FIG. 15 PERDIDAS DE DIFERENTES ACCESORIOS Y SU EQUIVALENCIA EN TUBERIA RECTA

reguladoras de presión y en filtros de malla respectivamente.

TABLA X.- PERDIDAS DE PRESION EN VALVULAS SOLENOIDES RAINBIRD 100DV.

CAUDAL (GPM)	PERDIDA DE PRESION (PSI)
3	0,5
5	1,0
10	2,6
20	3,6
30	6,5
40	9,0

TABLA XI.- PERDIDAS DE PRESION EN VALVULAS SOLENOIDES RAINBIRD REGULADORAS DE PRESION 100PRSB.

CAUDAL (GPM)	PERDIDA DE PRESION (PSI)
5	3,0
10	3,5
15	4,0
20	5,0
30	9,0
40	13,0
50	20,0

TABLA XII.-PERDIDAS DE PRESION EN FILTROS DE MALLA RAINBIRD RBY100.

CAUDAL (GPM)	PERDIDA DE PRESION (PSI)
5	-
10	0,5
15	2,1
20	4,9
30	13,0

En este momento, procedemos a calcular la altura dinámica total, obteniendo cada uno de los términos de la ecuación (16).

CASO I: PARCELA EXPERIMENTAL DE PIMIENTO.

- 1) DETERMINACION DE LA ALTURA ESTÁTICA DE SUCCIÓN H_{ss} Y DE LA ALTURA ESTÁTICA DE DESCARGA H_{sd} .

La altura de succión H_{ss} , tiene signo negativo ya que el ojo de succión de la bomba se encuentra por debajo del nivel de la superficie del agua en el tanque de suministro y su valor es $H_{ss} \approx -0,3$ m.

La altura estática de descarga H_{sd} , también tiene signo negativo ya que la válvula solenoide de ingreso a la parcela de pimiento se encuentra por debajo de la descarga de la bomba, tal como se indica esquemáticamente en la figura 16, y su valor es $H_{sd} \approx -1,2$ m.

El hecho de que las alturas estáticas tengan signo negativo representa una ventaja ya que contribuyen a disminuir la altura dinámica total, con el consiguiente ahorro de energía.

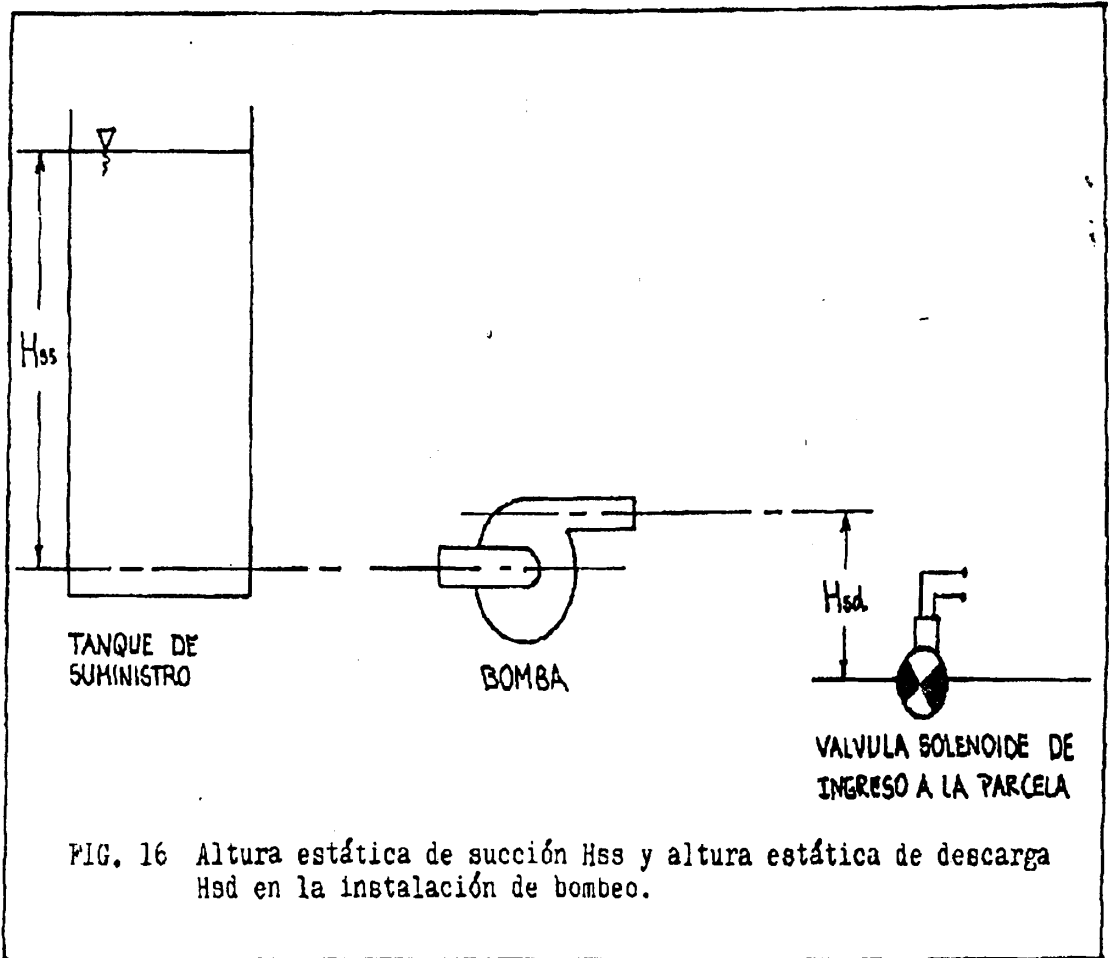


FIG. 16 Altura estática de succión H_{ss} y altura estática de descarga H_{sd} en la instalación de bombeo.

2) DETERMINACION DE LAS PERDIDAS POR FRICCION
EN LA LINEA DE SUCCION, Hfs.

En la Tabla XIII, proporcionada por el fabricante de la bomba centrífuga, podemos observar los caudales a diferentes presiones en la descarga.

Debido a que el sistema está calibrado en un rango de presiones que fluctúa entre 30 y 50 psi, de la tabla XIII tomamos el caudal correspondiente a la presión intermedia, es decir a 40 psi, y observamos que le corresponde una descarga de 4.296 LPH o $1,1958 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$; con lo que estamos asumiendo que la bomba llena el volúmen dentro del tanque de presión comprendido entre 30 y 50 psi, a una velocidad de 4.296 LPH.

Conocido el caudal que circula por el tramo de succión, procedemos a calcular Hfs.

Comenzamos calculando la velocidad v , a partir del caudal requerido y de la sección transversal de la tubería por medio de la ecuación de continuidad que está dada por:

$$Q = A * v \quad (22)$$

Donde:

Q = Caudal transportado.

v = Velocidad media.

A = Sección transversal de la tubería.

TABLA XIII.-RENDIMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS IHM C2E-1.0.

CAUDAL (LPH)	PRESION (PSI)
4.334	20
4.315	30
4.296	40
4.239	50
3.104	60

Debido que la sección es circular, podemos reescribir la ecuación (22), en función del diámetro interno del tubo d, despejando la velocidad obtenemos:

$$v = 4 Q / \pi d^2 \quad (23)$$

Luego reemplazando valores para la tubería roscable de 1 pulgada, tenemos que:

$$v = 2.64 \text{ (m/s)}$$

Ahora bien utilizando la figura 17, encontramos que la viscosidad cinemática del agua correspondiente a una temperatura

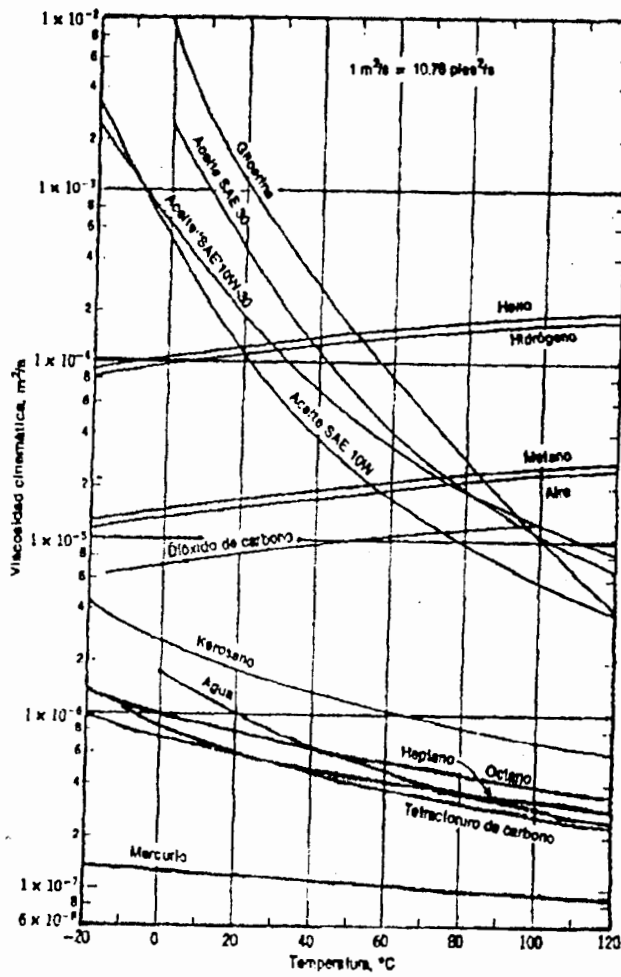


FIG.17 VISCOSIDAD CINEMATICA DE FLUIDOS COMUNES

promedio de 25 grados centígrados es $\tau = 9 * 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ y reemplazando este valor en la ecuación (19) obtenemos el número de Reynolds:

$$Re = 2,64 * 0,024 / 9 * 10^{-7} = 70.400 \gg 4.000$$

Debido a que el flujo es turbulento, para hallar el coeficiente de rozamiento f , usamos la ecuación (21); reemplazando el valor para el número de Reynolds, el coeficiente de rozamiento estará dado por:

$$f = 0,01942$$

Con este resultado, podemos obtener la pérdida de carga H como una función de la longitud de la tubería L , reemplazando valores en la ecuación (18), la ecuación generalizada estará dada por:

$$H = k * L \quad (24)$$

Donde k es un coeficiente adimensional para un caudal y diámetro determinados; para este caso,

$$H = 0,01942 * L / 0,024 * (2,64)^2 / (2 * 9,81) =$$

$$H_{fs} = k_1 * L_{TOTAL} \quad (m)$$

$$\text{donde } k_1 = 0,2874$$

En el plano hidráulico de la instalación de bombeo sumamos todos los tramos rectos de tubería que existen en el lado de succión es decir, entre el tanque de suministro de 250 l y la succión de la bomba.

$$L = \Sigma L_i = (0,2 + 0,15 + 0,15 + 0,1 + 0,1) =$$

$$L = 0,7 \text{ m}$$

Usando el monograma de la figura 15, encontramos las longitudes equivalentes para los siguientes accesorios de succión.

$$L_{e1} = 0,1833 \text{ m}$$

(Válvula de compuerta de 1" totalmente abierta)

$$L_{e2} = 2,25 \text{ m}$$

(Válvula cheque de pivote de 1" totalmente abierta)

$$L_{e3} = 0,875 \text{ m}$$

(Codo standard de 90 ° x 1 ")

$$L_{e4} = 0,1833 \text{ m}$$

(Ampliación repentina de 1" x 1^{1/4} ")

Sumamos las longitudes equivalentes y las longitudes de los tramos rectos de tubería, para introducirlos en la ecuación (24), de la siguiente manera:

$$L_{TOTAL} = \sum L_i + \sum L_{ei} = 0,7 + 3,4916 = 4,1916 \text{ m}$$

$$H_{fs} = k_1 * L_{TOTAL} = (0,2874)*(4,1916) =$$

$$H_{fs} = 1,2 \text{ m}$$

3) DETERMINACION DE LAS PERDIDAS POR FRICCION EN LA LINEA DE DESCARGA, H_{fd} .

Para el caso del pimiento, el caudal requerido es 2,13 GPM o $1,3447 * 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, conocido esto, procedemos a calcular H_{fd} ; utilizando la misma metodología presentada en esta sección, calculamos secuencialmente las diferentes variables involucradas en la obtención de la ecuación generalizada (24); para la tubería roscable de 1" ($d=0,024 \text{ m}$) y para la tubería pegable de 25 mm ($d=0,022 \text{ m}$).

a) Tramo de tubería PVC roscable de 1" ($d=0,024\text{m}$)

$$v = 0,2972 \text{ m/s}$$

$$Re = 7.925 > 4.000$$

$$f = 0,03353$$

$$H_{TR} = K_2 * L_{TOTAL} ; K_2 = 6,2896 * 10^{-3}.$$

Donde:

H_{TR} = Pérdidas de carga en el tramo de tubería PVC ROSCABLE de 1 pul.

Con referencia al plano del apéndice, sumamos todos los tramos rectos de tubería roscable de 1 pul, desde la descarga del tanque hidroneumático hasta el adaptador de 1 " x 25 mm, obteniéndose L_{TR} .

El hecho de que no consideremos como punto inicial la descarga de la bomba, es debido a que el equipo hidroneumático está constituido por el conjunto: motobomba - componentes - tanque, y juntos representan un solo sistema.

$$L_{TR} = 4 \text{ m}$$

Usando el monograma de la figura 15, hallamos las longitudes equivalentes de los siguientes accesorios de 1 pulgada:

$$Le1 = 0,3666 \text{ m}$$

(2 Válvulas de compuerta de 1" totalmente abiertas)

$$Le2 = 2,25 \text{ m}$$

(Válvula cheque de pivote de 1" totalmente abierta)

$$Le3 = 0,875 \text{ m}$$

(Codo standard de 90 ° x 1 ")

$$Le4 = 0,1833 \text{ m}$$

(Contracción repentina de 1" x 3/4 ")

$$Le5 = 1,8 \text{ m}$$

(Te standard con salida lateral de 1 pul)

$$Le6 = 1,25 \text{ m}$$

(2 Tees standard sin cambio de dirección)

$$Le_{TR} = \sum Le_i = 6,7249 \text{ m}$$

$$L_{TOTAL} = L_{TR} + Le_{TR} = 10,7249 \text{ m}$$

$$H_{TR} = k_2 * L_{TOTAL} = 0,06745 \text{ m}$$

b) Tramo de tubería PVC pegable de 25 mm
(d=0,022m)

$$v = 0,3537 \text{ m/s}$$

$$Re = 8.646 > 4.000$$

$$f = 0,03281$$

$$H_{TP} = k_3 * L_{TOTAL} ; K_3 = 9,51 * 10^{-3}.$$

Donde:

H_{TP} = Pérdidas de carga en el tramo de tubería
PVC PEGABLE de 25 mm.

Con referencia al plano del apéndice, sumamos todos los tramos rectos de tubería pegable de 25 mm, desde el adaptador de 1" x 25 mm hasta la válvula solenoide de ingreso a la parcela de pimiento.

$L_{TP} = 10,95$ m

Usando el monograma de la figura 15, hallamos las longitudes equivalentes para los siguientes accesorios de 25 mm, asumiendo que este diámetro corresponde a un diámetro nominal de 3/4", en la figura columna del monograma:

$L_{e1} = 0,64$ m

(2 Codos estándares de 45° x 3/4")

$L_{e2} = 4,125$ m

(6 codos estándares de 90° x 3/4")

$L_{e3} = 3,0$ m

(2 Tees standares con salida lateral de 3/4")

$L_{e4} = 0,45$ m

(Tee standares sin cambio de dirección de 3/4")

$$L_{ETP} = \sum L_{ei} = 8,215 \text{ m}$$

$$L_{TOTAL} = L_{TP} + L_{ETP} = 19,165 \text{ m}$$

$$H_{TP} = k_3 * L_{TOTAL} = 0,1823 \text{ m}$$

c) Pérdidas adicionales en la descarga.

Utilizando las tablas X, XI, y XII; obtenemos:

$$H_{VS} = 0,35 \text{ m (Válvula solenoide de 1")}$$

$$H_{VRP} = 2,1 \text{ m (Válvula reguladora de presión de 1")}$$

$$H_{FM} = 0 \text{ m (Filtro de malla de 1")}$$

$$H_P = 14 \text{ m (Presión de ingreso a la parcela)}$$

A continuación calculamos las pérdidas por fricción en la descarga H_{fd} .

$$H_{fd} = H_{TR} + H_{TP} + H_{VS} + H_{VRP} + H_{FM} + H_P =$$

$$H_{fd} = 16,7 \text{ m}$$

CASO II: PARCELA EXPERIMENTAL DE MANGO.

Ahora enfocamos nuestra atención hacia la parcela de mango. En este caso la altura estática de succión H_{ss} , así como las pérdidas por fricción en la línea de succión H_{fs} , van a ser iguales que en el caso del pimiento, ya que la regulación del sistema permanece

constante en (30-50) psi; pero no sucede lo mismo con la altura estática de descarga que a pesar de ser negativa tiene un valor diferente, a saber $H_{sd} = -0,5$ m, que es el desnivel que existe entre la descarga de la bomba y la válvula solenoide de ingreso a la parcela de mango. Siguiendo el mismo procedimiento expuesto en esta sección, calculamos las pérdidas por fricción en la línea de descarga H_{fd} , conociendo que el requerimiento hídrico del mango es 5,62 GPM o $3,548 * 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$.

a) Tramo de tubería PVC roscable de 1".
($d=0,024\text{m}$)

$$v = 0,7842 \text{ m/s}$$

$$Re = 20.912 > 4.000$$

$$f = 0,02631$$

$$H_{TR} = k_4 * L_{TOTAL} ; k_4 = 0.03436.$$

$$L_{TR} = 0,6 \text{ m}$$

$$L_{ETR} = 4,3083 \text{ m}$$

$$L_{TOTAL} = L_{TR} + L_{ETR} = 4,9083 \text{ m}$$

$$H_{TR} = k_4 * L_{TOTAL} = 0,1686 \text{ m}$$

b) Tramo de tubería PVC pegable de 25 mm
($d=0,022\text{m}$)

$$v = 0,9334 \text{ m/s}$$

$$Re = 22.816 > 4.000$$

$$f = 0,02574$$

$$H_{TP} = k_5 * L_{TOTAL} ; k_5 = 0,05195.$$

$$L_{TOTAL} = L_{TP} + L_{ETP} = 2,775 \text{ m}$$

$$H_{TP} = k_5 * L_{TOTAL} = 0,1442 \text{ m}$$

c) Pérdidas adicionales en la descarga.

$$H_{VS} = 0,8389 \text{ m (Válvula solenoide de 1")}$$

$$H_{VRP} = 2,1434 \text{ m (Válvula reguladora de 1")}$$

$$H_{FM} = 0 \text{ m (Filtro de malla de 1")}$$

$$H_P = 14 \text{ m (Presión de ingreso a la parcela)}$$

Con estos datos podemos calcular las pérdidas por fricción en la línea de descarga H_{fd} .

$$H_{fd} = H_{TR} + H_{TP} + H_{VS} + H_{VRP} + H_{FM} + H_P =$$

$$H_{fd} = 17,2951 \text{ m}$$

Por último calculamos la altura dinámica total utilizando la ecuación (16).

$$TDH = H_{ss} + H_{sd} + H_{fs} + H_{fd}$$

TDH = 17,6951 m

Considerando que la parcela experimental de mango requiere mayor caudal ($Q = 5,62$ GPM) y mayor altura dinámica total (TDH = 17,7 m) en relación con los demás cultivos, tomaremos estos valores como base referencial para la selección de los equipos y componentes de la instalación de bombeo.

3.3 Selección y descripción de los equipos y componentes de la instalación de bombeo.

Comenzamos esta sección dando un listado de cada uno de los equipos y componentes que se han utilizado en este proyecto, destacando sus características más importantes, y en la segunda parte detallaremos los criterios de selección.

A) CARACTERISTICAS TECNICAS.

1.- UNIDAD DE BOMBEO.

Bomba centrífuga marca IHM tipo JET modelo C2E-1.0 de 1^{1/4}" x 1" en la succión y descarga respectivamente, de construcción standard en hierro fundido, dos impulsores en bronce y sello mecánico, accionada directamente mediante acople monobloque por un motor eléctrico monofásico marca CENTURY de 1.0 HP a 3.450 RPM, 115/230 V, factor de servicio 1,4, 60 Hz. El rendimiento de la unidad de bombeo se presenta en la tabla XIII.

2.- TANQUE HIDRONEUMATICO.

Tanque de presión convencional de 1" para la conexión de succión y descarga, 1" para el drenaje y 3/8" para el control de volúmen de aire. Fabricado en plancha de acero de 1/8 " de espesor, procesado en caliente con revestimientos, interior atóxico y exterior anticorrosivo. A este tanque se le hizo una adaptación adicional con fines experimentales, que consistió en colocar un tubo flexible transparente con una escala numérica graduada en centímetros, para que usando el principio de los vasos comunicantes, medir los niveles máximos y mínimos del agua en el interior del tanque.

3.- CONTROL DE VOLUMEN DE AIRE.

Control de volúmen de aire de diafragma marca BRADY, modelo AV42/45 con capacidad de reposición de aire para tanques de hasta 42 galones y regulados en (30-50) psi.

Conexiones : 3/8" lado del tanque.

1/4" lado de succión bomba.

4.- PRESOSTATO.

Marca: SQUARE D

Modelo: FSG-2

Interruptor accionado por diafragma.

Apertura de contactos: 50 psi

Cierre de contactos: 30 psi

Ajuste diferencial: 20 psi

Conexión de entrada: 1/4" diámetro.

Presión máxima: 220 psi.

Temperatura ambiente: mínima -30°C,
máxima + 70°C.

Temperatura del fluido: mínima -30°C,
máxima + 125°C.

Frecuencia máxima: 300 maniobras por
hora.

5.- MANOMETRO

Medidor de presiones marca RAINBIRD.

Modelo RBG-L160DC de 0 a 160 psi.

Diámetro de la carátula 2½".

Este manómetro viene llenado de glicerina para prevenir vibraciones, pulsaciones y otras distorsiones que puedan afectar la lectura.

6.- VALVULAS DE ACCIONAMIENTO MANUAL Y ELECTRICO.

a) Válvula solenoide marca RAINBIRD modelo 100DV con conexión de entrada y salida de 1".

Rangos de operación :

flujo 3 a 40 GPM.

Presión 15 a 150 psi.

Especificaciones:

tensión 24 V

Potencia 2 W

Frecuencia 60 Hz

Temperatura hasta 52°C.

a) Válvula solenoide reguladora de presión marca RAINBIRD modelo 100PRSB con conexión de entrada y salida de 1".

Rangos de operación :

flujo 5 a 200 GPM.

Presión 15 a 200 psi.

Regulación de 15 a 100 psi (\pm 5 psi)

Especificaciones:

tensión 24 V

Potencia 2 W

Frecuencia 60 Hz

Temperatura hasta 66°C.

Las pérdidas de presión a través de estas válvulas se muestran en las tablas X y XI.

7.- FILTROS.

Filtro de malla en Y marca RAINBIRD, modelo RBY100 con conexión de entrada y salida de 1".

Rangos de operación :

flujo 5 a 30 GPM.

Presión 10 a 120 psi.

Especificaciones:

Malla color blanco.

Grado de filtración MESH 200 (75 μ)

Las pérdidas de presión a través de estos filtros se muestran en la tabla XII. La finalidad de estos filtros es la de retener las partículas finas y evitar que se obstruyan los goteros.

B) CRITERIOS DE SELECCION.

Como ya se dijo en la sección anterior, debido a que la altura dinámica total en el caso de la parcela experimental de mango, es mayor que en el caso del pimiento, utilizamos el mayor

valor y con éste, nos basamos para el criterio de regulación del ajuste diferencial en el interruptor de presión cuyo valor mínimo será igual al TDH, es decir:

$$\text{TDH} = 17,7 \text{ M} = 25,3 \text{ PSI}$$

Pero por seguridad y para trabajar en el rango óptimo de funcionamiento, calibramos el presostato para un valor mínimo de 30 psi y un máximo de 50 psi. A partir de la tabla XIII, podemos deducir la capacidad promedio de la bomba Q. Utilizando (9) tenemos:

$$Q = (Q_M + Q_m) / 2 \quad (9)$$

Donde:

Q_M = Caudal de la bomba a 50 psi.

Q_m = Caudal de la bomba a 30 psi.

Por lo tanto:

$$Q = 18,86 \text{ GPM}$$

Resultado que coincide con el caudal de la bomba a 40 psi en la tabla de rendimiento. El caudal de vaciado es igual a la demanda del sistema, que en nuestro caso se refiere al consumo de cada una de las parcelas experimentales. Debido a que la unidad controladora activará un módulo por vez, analizaremos cada uno de los casos.

De la tabla II, observamos que el tiempo mínimo que debe permanecer encendido el motor, cada vez que éste arranca es 1.2 minutos, para potencias desde 1 a 3 HP.

Utilizando (12) para calcular el volúmen efectivo del tanque tenemos:

$$V_E = t_R * Q_R$$

CASO I.

PARCELA EXPERIMENTAL DE MELON.

En este caso la demanda es 1,16 GPM, por lo tanto:

$$Q_R = Q - D = 17,7 \text{ GPM}$$

$$V_E = t_R * Q_R = (1,2)(17,7) = 21,24 \text{ galones.}$$

$$t_v = 18,31 \text{ minutos.}$$

$$t_c = t_v + t_R = 19,51 \text{ minutos.}$$

$$T_c = 1/t_c = 3 \text{ ciclos/hora.}$$

De la tabla V, el volúmen efectivo para un sistema hidroneumático convencional regulado en (30-50) psi, es igual al 10,1 % del volúmen total del tanque.

$$V_E = 10,1 \% V_T$$

$$V_T = 21,24/0,101 = 210 \text{ galones.}$$

CASO II

PARCELA EXPERIMENTAL DE TOMATE Y DE PIMIENTO.

En este caso el caudal requerido es el mismo para ambos cultivos, por lo tanto:

$$D = 2,13 \text{ GPM}$$

$$Q_R = Q - D = 16,73 \text{ GPM}$$

$$V_E = t_R * Q_R = (1,2)(16,73) = 20,08 \text{ galones.}$$

$$t_v = 9,43 \text{ minutos.}$$

$$t_c = t_v + t_R = 10,63 \text{ minutos.}$$

$$T_c = 1/t_c = 6 \text{ ciclos/hora.}$$

De la tabla V, el volúmen efectivo para un sistema hidroneumático convencional regulado en (30-50) psi, es igual al 10,1 % del volúmen total del tanque.

$$V_E = 10,1 \% V_T$$

$$V_T = 20,08/0,101 = 199 \text{ galones.}$$

CASO III

PARCELA EXPERIMENTAL DE MANGO.

$$D = 5,62 \text{ GPM}$$

$$Q_R = Q - D = 13,24 \text{ GPM}$$

$$V_E = t_R * Q_R = (1,2)(13,24) = 15,89 \text{ galones.}$$

$$t_v = 2,83 \text{ minutos.}$$

$$t_c = t_v + t_R = 4,03 \text{ minutos.}$$

$$T_c = 1/t_c = 15 \text{ ciclos/hora.}$$

De la tabla V, el volúmen efectivo para un sistema hidroneumático convencional regulado en (30-50) psi, es igual al 10,1 % del volúmen total del tanque.

$$V_E = 10,1 \% V_T$$

$$V_T = 15,89/0,101 = 157 \text{ galones.}$$

Con el tanque de mayor capacidad (210 galones) aseguramos un tiempo de funcionamiento mínimo de 1,2 minutos cada vez que el motor arranque. Utilizaremos un tanque hidroneumático convencional de 220 galones que es el inmediato superior que se fabrica comercialmente. Recalculamos todos los parámetros basados en el volúmen efectivo de este tanque y resumimos en la siguiente tabla los resultados:



TABLA XIV.- PARAMETROS DE SELECCION DEL TANQUE
HIDRONEUMATICO.

PARAMETROS	MELON	TOMATE/PIMIENTO	MANGO
CAUDAL DE VACIADO (GPM)	1,16	2,13	5,62
CAUDAL DE REPOSICION (GPM)	17,7	16,73	13,24
TIEMPO DE VACIADO (MIN)	19,16	10,43	3,95
TIEMPO DE REPOSICION (MIN)	1,26	1,33	1,68
TIEMPO DE CICLO (MIN)	20,42	11,76	5,63
TASA DE CI-CLO. (CICLOS/HR.)	3	6	11

NOTA: Esta tabla ha sido calculada en base al volúmen efectivo de un tanque hidroneumático convencional de 220 galones, regulado para (30-50) psi ($V_E = 22.22$ galones). La capacidad promedio de la bomba es: $Q = 18,86$ GPM.

Si representamos en un gráfico los tiempos de vaciado y reposición, obtendremos la figura 18.

Si sumamos todos los tiempos de encendido de la bomba t_R durante el tiempo total de riego, obtendremos el consumo de energía; por otro lado la sumatoria de los tiempos en los cuales la bomba permanece apagada t_V , representan el ahorro energético de los sistemas hidroneumáticos que utilizan el tanque de presión como un hidro-acumulador.

Analizaremos más detenidamente esta situación, en el capítulo V, que se refiere a un estudio económico comparativo de costos entre un sistema de riego automatizado que utiliza el tanque hidroneumático como un hidro-acumulador frente a otro similar que lo utiliza como hidrosensor. Pasando al criterio de selección de una bomba para un sistema hidroneumático, analizaremos lo que sucede en la ecuación (12).

$$t_R = V_E / Q_R = V_E / (Q - D)$$

Cuando la demanda del sistema tiende a igualar la capacidad promedio de la bomba, el caudal de reposición tiende a cero y el tiempo de

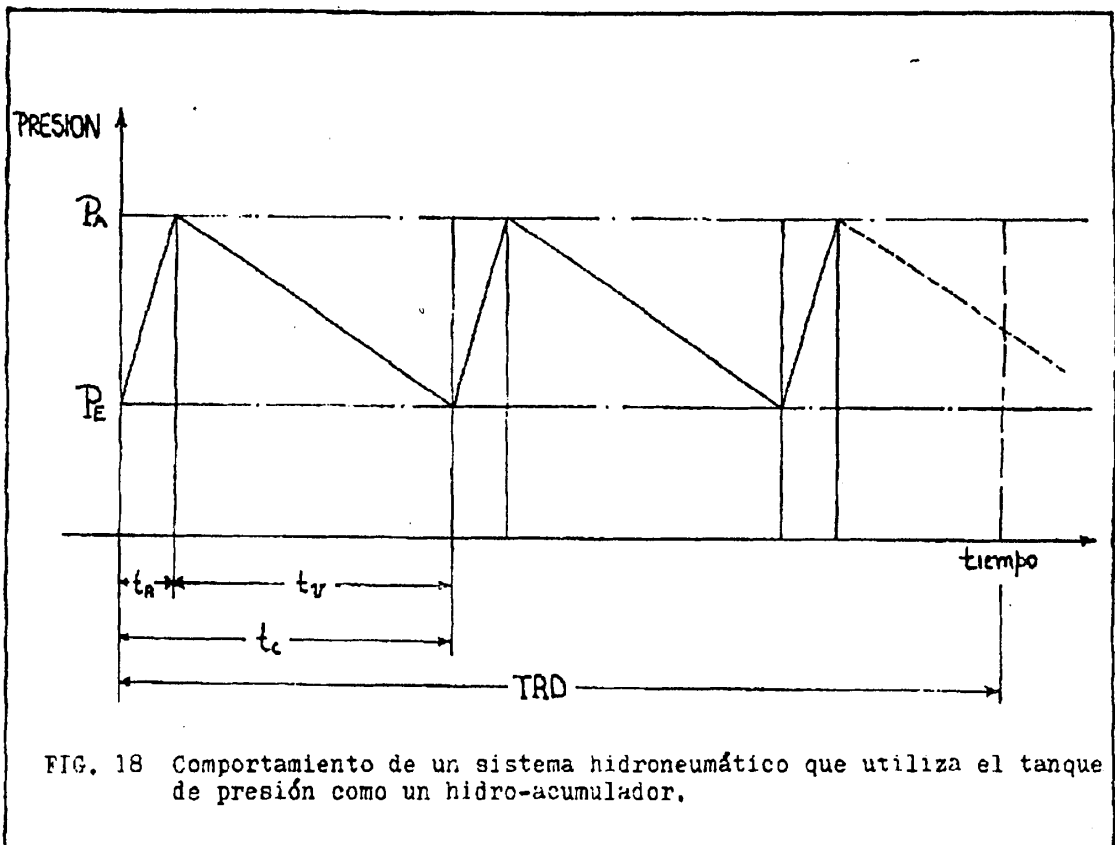


FIG. 18 Comportamiento de un sistema hidroneumático que utiliza el tanque de presión como un hidro-acumulador.

reposición tiende a infinito, es decir la bomba quedará permanentemente encendida hasta que culmine el tiempo de riego diario asignado a dicha parcela. Si existe la posibilidad de ampliar en un futuro la extensión de las parcelas, o incrementar el número de plantas a ser regadas por el sistema hidroneumático, se deberá tener cuidado al seleccionar la bomba, ya que la demanda puede llegar a ser igual al caudal máximo de la bomba en un momento dado. Presentaremos a continuación una figura (figura 19) en la que se muestra la zona dentro de la cual debería estar ubicado el rango de trabajo de un sistema hidroneumático.

En primer lugar, el rango de trabajo del sistema hidroneumático (en nuestro caso (30-50)psi) deberá estar ubicado lo más al centro posible de la curva de rendimiento de la bomba, porque es ahí donde tenemos las zonas de máxima eficiencia. En segundo lugar, lo que decíamos, que en un momento dado podemos tener un consumo en la red de servicios igual a Q_1 (dentro del rango de trabajo) en donde la bomba se estabilizará a una cierta presión P_1 , como también puede darse el caso que el gasto sea Q_2 (fuera del rango de trabajo) que le corresponde una presión P_2 . Cabe destacar que

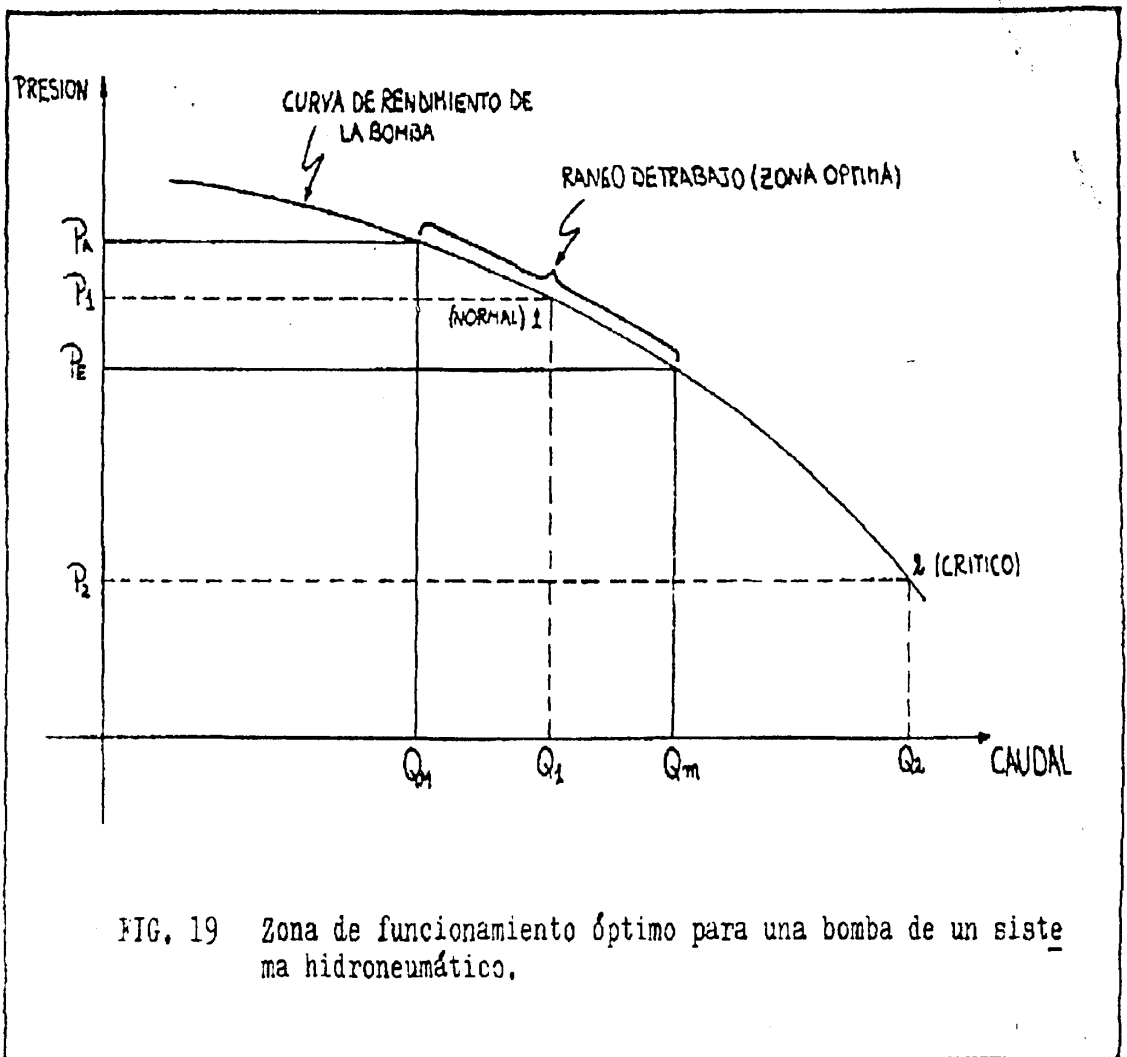


FIG. 19 Zona de funcionamiento óptimo para una bomba de un sistema hidroneumático.

la zona en la que se encuentra el punto 2, es crítica debido que es una zona de baja eficiencia y alto consumo de energía.

Es por esto, que la potencia del motor que acciona la bomba debe ser tal, que cubra holgadamente estos requerimientos circunstanciales; reescribiendo la ecuación (6), tenemos:

$$\text{Pot} = (Q * \text{TDH}) / (5.308 * \eta_B * \eta_M) * \text{FS}$$

Para el cálculo de la potencia, se debería considerar por seguridad el punto más crítico, en este caso el punto 2, para evitar que se sobrecargue el motor con los consabidos problemas que se originan por esta causa.

Se dispuso de la instalación de válvulas solenoides en el ingreso a cada una de las parcelas para controlar el flujo, a través del accionamiento manual o eléctrico por medio de un reloj controlador. Las líneas deberán estar presurizadas, de tal manera que al abrirse una válvula solenoide, se asegure de que el agua ingrese con la presión de operación del módulo, que en nuestro caso es igual a 20 psi en todos los cultivos.



Adicionalmente, se instaló una válvula reguladora de presión que cumple dos funciones, la primera de ellas es que actúa como una válvula solenoide maestra y por otro lado permite controlar la presión de ingreso a las parcelas, que para el caso de los cultivos que utilizan goteros autocompensados no es necesario, ya que estos emisores descargan un caudal uniforme (2,6 LPH) en un amplio rango de presiones (7-70) psi, Por lo que no se ven afectados con el rango de trabajo del sistema (30-50) psi, ya que éste último cae dentro de la zona de autocompensación.

A diferencia del caso de la plantación de mango, que utiliza microaspersores que trabajan en un rango de presiones desde 10 hasta 30 psi, descargando diferentes caudales. Debido a que los cálculos se basan en una presión de operación del regador de 20 psi con su respectivo caudal de 24,1 GPH, es importante mantener ésta presión durante el riego, y esto se logra con el uso de una válvula reguladora de presión.

Por último, se instaló un filtro de malla para evitar el taponamiento de los goteros.

3.4 Automatización: Programación de la unidad controladora.

El reloj controlador es un dispositivo que se lo programa de tal forma, que gobierne la apertura y cierre de cada una de las válvulas solenoides, durante un lapso de tiempo determinado que se repite en ciertos días de la semana pre-establecidos; todo esto, está vinculado con el requerimiento hídrico de cada uno de los cultivos, por consiguiente con una programación correcta del reloj controlador se asegura el tiempo exacto de riego diario de las plantas, y como ya no es necesario la intervención de un operador, el riego queda totalmente automatizado. En la figura 1, se pueden observar cómo están dispuestas las válvulas solenoides de ingreso a las parcelas y la válvula reguladora de presión que como ya hemos dicho, actúa también como una válvula solenoide maestra; estas 5 válvulas están conectadas a la unidad controladora. La válvula solenoide maestra se abre cada vez que se inicia el ciclo diario de riego (7:00 horas) y se cierra cuando este culmina (11:20 horas), además está regulada en 20 psi.

En la figura 1, también se muestra el número de estación asignado a cada cultivo. El riego ha sido programado de lunes a sábado para todas las plantaciones.

En lo subsiguiente describiremos las características técnicas más importantes de la unidad controladora que se utilizó en este proyecto.

CARACTERISTICAS TECNICAS DE LA UNIDAD CONTROLADORA.

Marca : RAINBIRD.

Modelo : EZ1-6D.

ESPECIFICACIONES

Número de estaciones: 6

Tiempo por estación: 0 - 99 min.

Operación: Puede operar una válvula solenoide por estación más la válvula maestra.

CARACTERISTICAS ELECTRICAS.

Entrada: 117 V \pm 10 %; 0,15 A ; 60 Hz.

Salida: 24 V ; 0,65 A ; 60 Hz.

Protección: contra sobrecargas de hasta 0,75 A.

DIMENSIONES:

Ancho: $5\frac{5}{8}$ ".

Alto: $6\frac{5}{8}$ ".

Profundidad: 3 ".

A continuación presentamos una tabla que muestra las necesidades y el régimen de programación para cada una de las plantaciones.

TABLA XV.- PROGRAMACION DE LA UNIDAD CONTROLADORA.

PARAMETROS	MELON	TOMATE/PIMIENTO	MANGO
CAUDAL REQUERIDO (GPM)	1,16	2,13	5,62
PRESION DE OPERACION (PSI)	20	20	20
TIEMPO DE RIEGO DIARIO (MIN)	86	52	20
DIAS DE RIE- GO SEMANA (DIAS)	LUNES A SABADO	LUNES A SABADO	LUNES A SABADO
NUMERO DE ESTACION	1	2 - 3	4
PROGRAMACION DE LA UNIDAD (DESDE-HASTA)	7:00 8:26	9:00 10:00 9:52 10:52	11:00 11:20

CAPITULO IV

PRUEBAS EXPERIMENTALES Y ANALISIS DE RESULTADOS.

4.1 Mediciones de caudal y presión.

4.1.1 Acometida directa de la red de suministro.

Esta prueba fue posible gracias al circuito hidráulico de retorno, que se introdujo en la instalación general de bombeo, como se muestra esquemáticamente en la figura 1. Para medir el caudal se utilizó un recipiente de 9,75 litros y para la medición del tiempo un cronómetro con precisión de centésimas de segundo. Los tiempos que se muestran en la tabla corresponden a la media aritmética de 10 mediciones. Las distintas presiones han sido creadas artificialmente mediante el cierre gradual de una válvula de compuerta colocada en la descarga. A continuación presentamos los resultados de esta experiencia en la tabla XVI.

TABLA XVI.- MEDICIONES DE CAUDAL Y PRESION DE LA ACOMETIDA DIRECTA DE LA RED DE SUMINISTRO.

PRESION (PSI)	TIEMPO DE LLENADO t (seg)	CAUDAL (GPM)
5 (VA)*	18	8,60
10	19	8.15
20	20	7.74
30	24	6,45
40	26	5,95
50	30	5,16
60	39	3,97
70	59	2,62
80 (VC)*	-	-

* Las presiones 5 y 80 psi correponden a válvula totalmente abierta y totalmente cerrada, respectivamente.



4.1.2 Sistema Hidroneumático.

En esta prueba como en la anterior, tambien se utilizaron: el circuito hidráulico de retorno, el recipiente de 9,75 litros y el cronómetro. Los tiempos que se muestran en la tabla corresponden a la media aritmética de 10 mediciones. Las distintas presiones han sido creadas artificialmente mediante el cierre gradual de una válvula de compuerta colocada en la descarga. A continuación presentamos los resultados de la prueba en la tabla XVII.

TABLA XVII.- MEDICIONES DE CAUDAL Y PRESION DEL SISTEMA HIDRONEUMATICO.

PRESION (PSI)	TIEMPO DE LLENADO t (seg)	CAUDAL (GPM)
16 (VA)*	7,41	20,89
20	7,52	20,58
25	8,07	19,18
30	8,58	18,04
35	10,69	14,48
40	14,17	10,92
45	20,04	7,72
50 (VC)*	-	-

* Las presiones 16 y 50 psi corresponden a válvula totalmente abierta y totalmente cerrada, respectivamente.

4.1.3 Goteros y microaspersores.

Debido a que el caudal entregado por el sistema hidroneumático es de carácter fluctuante, ya que oscila entre 30 y 50 psi, se prefirió para realizar ésta prueba, utilizar el flujo de agua que proviene de la acometida directa de la red de suministro, ya que es un caudal aproximadamente constante para una presión determinada. Para realizar esta prueba no se utilizó el circuito hidráulico de retorno, ya que las mediciones se hicieron precisamente en los regadores.

Para medir el caudal de los goteros y microaspersores se utilizó un recipiente de 500 ml y para la medición del tiempo, el cronómetro. Los tiempos que se muestran en la tabla, corresponden a la media aritmética de 10 mediciones.

El primer bloque de la tabla, corresponde a mediciones realizadas con la válvula solenoide maestra regulada a 40 psi para los cultivos que utilizan goteros, y en 20 psi para la red de microaspersión. El

segundo bloque de la tabla corresponde a mediciones realizadas anulando el efecto de regulación de la válvula solenoide maestra (vástago regulador totalmente abierto) y con todas las válvulas de compuerta y solenoides totalmente abiertas que están dispuestas en la trayectoria hacia la parcela en cuestión.

Las presiones controladas alcanzadas por el sistema una vez que éste se auto-regula hidráulicamente se denominan presiones de estabilización.

Un extracto de los datos obtenidos en esta práctica se muestran a continuación.

TABLA XVIII.- MEDICIONES DE CAUDAL Y PRESION DE LOS GOTEROS Y MICROASPERORES.

PARAMETROS	MELON	TOMATE/PIMIENTO	MANGO
PRESION REGULADA (PSI)	40	40 / 40	20
TIEMPO DE LLENADO (SEG)	660	645 / 663	21
CAUDAL POR REGADOR (LPH)	2,73	2,79 / 2,71	86

PARAMETROS	MELON	TOMATE/PIMIENTO	MANGO
PRESION DE ESTABILIZACION (PSI)	74	69 / 70	35
TIEMPO DE LLENADO EN SEGUNDOS	540	570 / 600	18
CAUDAL POR REGADOR (LPH)	3,33	3,16 / 3,00	100

4.2 Medición de los tiempos de vaciado y reposición; y de los niveles máximo y mínimo del tanque hidroneumático.

Esta experiencia fue posible gracias al medidor de nivel de líquido practicado en el tanque hidroneumático ya que de esta manera conocemos con certeza el volúmen de agua que se está manejando, que conjuntamente con la medición del tiempo, nos permitió calcular el caudal para cada caso.

TABLA XIX.- Medición de los tiempos de vaciado y reposición; y de los niveles máximo y mínimo del tanque hidroneumático.

PARAMETROS	MELON	TOMATE/PIMIENTO	MANGO	*
TIEMPO DE VACIADO (MIN)	3,07	1,82 / 1,68	0,83	0,14
TIEMPO DE REPOSICION (MIN)	0,46	0,54 / 0,55	0,81	0,38
CAUDAL DE VACIADO (GPM)	1,25	2,11 / 2,29	4,63	27,4
CAUDAL DE REPOSICION (GPM)	8,35	7,11 / 6,98	4,74	10,1

* Líneas de riego bloqueadas.

NOTA : Los niveles máximo y mínimo del tanque hidroneumático se mantuvieron en 77.7 % y 68.1 % respectivamente, para todas las parcelas y para las líneas de riego bloqueadas. Por lo tanto, los cálculos de ésta tabla se basan en un volúmen efectivo igual a:

$$V_E = (77,7 \% - 68,1 \%) V_T = 3,84 \text{ galones.}$$

Las mediciones de la última columna corresponden a un vaciado en descarga libre y a un tiempo de reposición tomado con las líneas de riego bloqueadas (demanda del sistema igual a cero).

4.3 Análisis de resultados.

A) MEDICIONES DE CAUDAL Y PRESION DE LA ACOMETIDA DIRECTA DE LA RED DE SUMINISTRO.

El objetivo fundamental de la primera experiencia, es conocer el caudal que proviene de la acometida directa de la red de suministro cuando el sistema está regulado a una cierta presión, ya que con estos valores es fácil estimar la extensión que se puede abarcar a partir de la red de suministro, de futuras parcelas experimentales en áreas adyacentes.

A manera de ejemplo, utilizaremos goteros autocompensados entre 7 y 70 psi, que descargan un caudal casi constante igual a 2,6 LPH dentro de dicho rango de presiones, y que colocaremos un emisor por cada planta.

En base a un cálculo de pérdidas a través de tuberías y accesorios (metodología expuesta en la sección 3.2) desde la toma en la red de suministro hasta el ingreso a la parcela, podemos calcular la altura dinámica total o presión necesaria para el funcionamiento óptimo del sistema de riego; así, si nuestras

pérdidas redondean las 30 psi incluyendo todos los parámetros involucrados en el cálculo del TDH, es obvio que necesitamos ésta presión en la toma de la red de suministro. Si vamos a la tabla XVI, observamos que a 30 psi tenemos un caudal de 6,45 GPM, con estos dstos podemos obtener el número de goteros de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \text{NUMERO DE REGADORES} &= \text{NUMERO DE PLANTAS} = \\ &= \frac{\text{CAUDAL DE LA ACOMETIDA A UNA PRESION P}}{\text{CAUDAL POR REGADOR.}} \end{aligned}$$

Para este ejemplo tenemos:

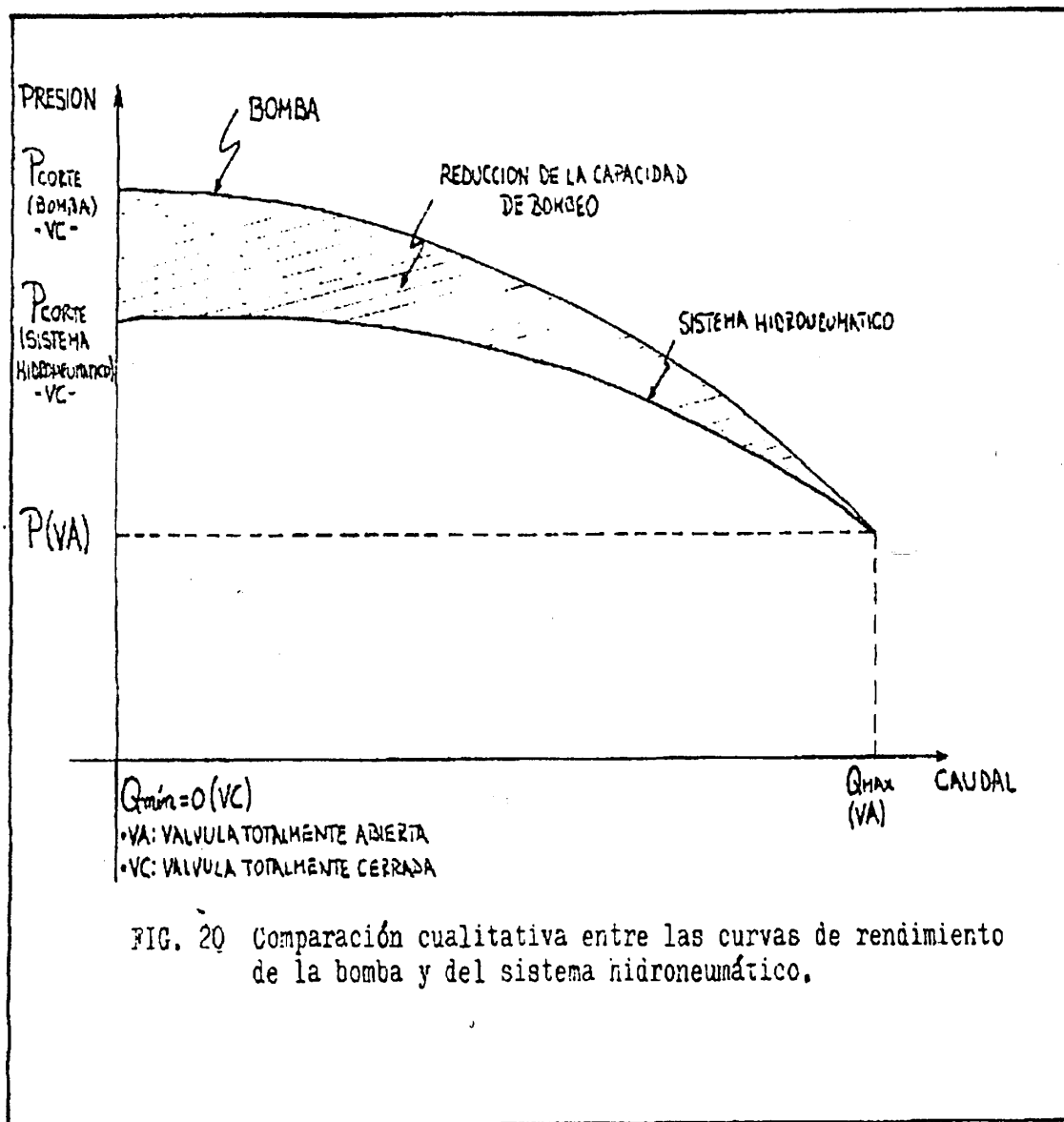
$$\begin{aligned} \text{NUMERO DE} \\ \text{REGADORES} &= \frac{1.462,86 \text{ (LPH)}}{2,6 \text{ (LPH)}} = 562 \text{ GOTEROS} \end{aligned}$$

De la misma manera, podemos calcular el número de aspersores, microaspersores o goteros, siempre que dispongamos de la tabla de rendimiento proporcionada por el fabricante y así tener una idea muy aproximada de cuantas plantas podemos regar a partir de la red de suministro.

B) MEDICIONES DE CAUDAL Y PRESION DEL SISTEMA HIDRONEUMATICO.

En la tabla XVII, observamos que en el rango que va desde 20 hasta 30 psi los datos experimentales son muy parecidos a los mostrados en la tabla de rendimiento del fabricante de la bomba (Tabla XIII), pero para presiones que caen dentro del rango de trabajo (30-50) psi los caudales difieren significativamente; cabe destacar que el fabricante obtuvo los datos de su tabla haciendo pruebas en laboratorio de la bomba sin acoplarla a ningún otro sistema, a diferencia que en nuestro caso, la hemos conectado con un tanque de presión y hemos obtenido resultados derivados de pruebas experimentales realizadas en un sistema formado por el conjunto BOMBA-COMPONENTES-TANQUE. Esta diferencia en los caudales se debe a que cuando se trata solo de la bomba, tenemos una presión de corte (caudal cero o válvula de descarga cerrada) cercana a las 73 psi, mientras que cuando esta misma bomba integra un sistema hidroneumático regulado en (30-50) psi, la nueva presión de corte será 50 psi, que corresponde a la presión máxima regulada en el interruptor de presión, por

consiguiente en el segundo caso hemos restringido la capacidad de entrega de la bomba, como se muestra esquemáticamente en la siguiente figura:



C) MEDICIONES DE CAUDAL Y PRESION DE LOS GOTEROS Y MICROASPERORES.

Si analizamos con detenimiento la tabla XVIII, se puede observar que cuando se regula a 40 psi la presión de ingreso a las parcelas que utilizan goteros, descargan con mucha aproximación el caudal suministrado en la tabla de rendimiento del fabricante que es igual a 2,6 LPH, demostrándose experimentalmente que los goteros son autocompensados, al mantenerse el caudal de éstos, casi constante en el rango de (7-70) psi. Lo mismo sucede con los microaspersores cuando lo comparamos con la tabla del fabricante a 20 psi.

TABLA XX.- DIFERENCIA PORCENTUAL ENTRE LOS CAUDALES EXPERIMENTAL Y TEORICO DE LOS REGADORES CUANDO TRABAJAN A UNA PRESION REGULADA.

PARAMETROS	MELON	TOMATE	PIMIENTO	MANGO
PRESION DE REGULACION (PSI)	40	40	40	20
CAUDAL DEL REGADOR SEGUN FABRICANTE(LPH)	2,6	2,6	2,6	91
CAUDAL DEL REGADOR EXPER(LPH)	2,73	2,79	2,71	86
DIFERENCIA PORCENTUAL (%)	5,00	7,31	4,23	5,49

NOTA: Considerar que el fabricante de los goteros permite una variación del caudal de $2,6 \pm 5\%$ LPH en el rango (7-70) psi como aceptable.

Pasando al segundo bloque de la tabla XVIII, podemos hacer dos observaciones: en primer lugar, que una vez anulado el efecto de regulación de la válvula solenoide maestra, ocurre la estabilización del sistema, y éstas presiones de estabilización por estar ubicadas en el extremo crítico de la zona de autocompensación, producen descargas en los goteros que difieren significativamente de 2,6 LPH. En los microaspersores la diferencia también es alta ya que 35 psi, está fuera del rango de trabajo recomendado por el fabricante que es de (10-30) psi.

TABLA XXI.- DIFERENCIA PORCENTUAL ENTRE LOS CAUDALES EXPERIMENTAL Y TEORICO DE LOS REGADORES CUANDO TRABAJAN A UNA PRESION DE ESTABILIZACION.

PARAMETROS	MELON	TOMATE	PIMIENTO	MANGO
PRESION DE ESTABILIZACION-PSI	74	69	70	35
CAUDAL DEL REGADOR SE GUN FABRICANTE(LPH)	2,6	2,6	2,6	119
CAUDAL DEL REGADOR EXPER(LPH)	3,33	3,16	3,00	100
DIFERENCIA PORCENTUAL (%)	28,08	21,54	15,38	15,97

NOTA: El caudal 2,6 LPH para el gotero a 74 psi, es asumido ya que el fabricante se limita al rango (7-70) psi.

En segundo lugar, queda ratificada la tabla que muestra las mediciones experimentales de caudal y presión de la acometida directa de la red de suministro. Si la comparamos con el caudal por regador obtenidos a la presión de estabilización, obtenemos la siguiente tabla.

TABLA XXII.- DIFERENCIA PORCENTUAL ENTRE EL CAUDAL DE LA ACOMETIDA DIRECTA Y EL CAUDAL TOTAL OBTENIDO EN LOS REGADORES, A LA PRESION DE ESTABILIZACION.

PARAMETROS	MELON	TOMATE	PIMIENTO	MANGO
PRESION DE ESTABILIZACION-PSI	74	69	70	35
CAUDAL TOTAL (GPM)	1,48	2,59	2,46	6,17
CAUDAL DE ACOMETIDA DIREC(GPM)	1,57	2,76	2,62	6,20
DIFERENCIA PORCENTUAL (%)	5,73	6,16	6,11	0,48

NOTA: El número total de regadores en la parcela, para el melón es 101, tomate 186, pimiento 186 y mango 14. El caudal de la acometida directa a 35, 69 y 74 psi se obtuvieron por interpolación de la tabla XVI.

D) MEDICION DE LOS TIEMPOS DE VACIADO Y REPOSICION; Y DE LOS NIVELES MAXIMO Y MINIMO DEL TANQUE HIDRONEUMATICO.

En primer lugar, como ya es conocido el caudal de vaciado representa la demanda del sistema. Si comparamos el caudal de vaciado de la Tabla XIX y el caudal requerido (demanda) en la Tabla XV, obtenemos una diferencia porcentual promedio de 8,46 %. Adicionalmente, hemos obtenido el caudal de vaciado del tanque (27,43 GPM) cuando el volúmen efectivo (3,84 GALONES) se desaloja desde una presión inicial de 50 psi hasta una presión final de 30 psi, en descarga libre por un orificio de 1". En la última columna de la tabla XIX, que corresponde al caso de las líneas de riego bloqueadas, tenemos que el valor del caudal de reposición es 10,11 GPM. Nosotros sabemos que:

$$Q_R = Q - D; \text{ pero } D = 0$$

$$Q_R = Q, \text{ entonces } Q = 10,11 \text{ GPM.}$$

Es decir que la capacidad promedio de la bomba, es $Q = 10,11$ GPM y debe corresponder a una presión intermedia en el rango de trabajo (30 - 50) psi que lógicamente será 40 psi. En

efecto, si comparamos este valor con el caudal del sistema hidroneumático a 40 psi, en la tabla XVII, obtenemos la diferencia porcentual.

$$DP = \frac{Q_{sh} - Q}{Q_{sh}} = \frac{10,92 - 10,11}{10,92} = 7,42 \%$$

Donde:

Q_{sh} = Caudal del sistema hidroneumático a 40 psi en la tabla XVII.

Q = Capacidad promedio de la bomba en el rango (30 - 50) psi, medida con las líneas de riego bloqueadas ($D=0$).

Volviendo a la ecuación original:

$$Q_R = Q - D; \text{ pero } D = Q_v$$

$$Q_R = Q - Q_v, \text{ entonces } Q = Q_R + Q_v.$$

A partir de esta relación y basándonos en $Q = 10,11$ GPM, establecemos una comparación para cada una de las parcelas, para obtener diferencias porcentuales correspondientes.



BIBLIOTECA

TABLA XXIII.- DIFERENCIA PORCENTUAL ENTRE LA SUMA DE LOS CAUDALES DE VACIADO Y REPOSICION, Y EL CAUDAL PROMEDIO DE LA BOMBA.

PARAMETROS	MELON	TOMATE	PIMIENTO	MANGO
CAUDAL ($Q_R + Q_V$) (GPM)	9,60	9,22	9,27	9,37
DIFERENCIA PORCENTUAL DP= $\frac{Q - (Q_R + Q_V)}{Q}$ (%)	5,04	8,80	8,31	7,32

NOTA: Los datos de Q_R y Q_V fueron obtenidos de la tabla XIX. $Q = 10.11$ GPM.

En cuanto a los niveles máximo y mínimo, y el volúmen efectivo en el tanque, las mediciones experimentales no difieren mucho con respecto a las predicciones teóricas. A continuación presentamos estas diferencias porcentuales:

a) Diferencia porcentual entre el nivel máximo teórico (77,3 %) y experimental (77,7%) : 0,52 %.

b) Diferencia porcentual entre el nivel mínimo teórico (67,2 %) y experimental (68,1 %): 1,34 %.

c) Diferencia porcentual entre el volúmen efectivo teórico (10,1 %) y experimental (9,6%): 4,95 %.

Para finalizar con el análisis de resultados, daremos algunas causas probables de las diferencias porcentuales obtenidas al comparar las predicciones teóricas con los resultados experimentales.

- 1.- Fugas de aire en las conexiones del tanque hidroneumático.
- 2.- Fugas de agua en tuberías y accesorios.
- 3.- Inexactitud en la forma de medición.
- 4.- Funcionamiento defectuoso de ciertos equipos y componentes del sistema de riego tales como: goteros tapados, cheques trabados, manómetros e interruptores descalibrados, etc.

CAPITULO V

ANALISIS ECONOMICO.

En este capítulo desarrollaremos un estudio económico comparativo de costos entre un sistema de riego automatizado que utiliza el tanque hidroneumático como un hidro-acumulador frente a un sistema de riego automatizado que utiliza el tanque hidroneumático como un hidro-sensor.

Cuando un sistema hidroneumático utiliza el tanque de presión como un hidro-acumulador, tenemos tiempos en los cuales la bomba permanece encendida (durante la reposición del tanque) y tiempos en los cuales permanece apagada (durante el vaciado del tanque). Cuando un sistema hidroneumático utiliza el tanque de presión como un hidro-sensor, la bomba permanece encendida desde la apertura hasta el cierre de la válvula solenoide, es decir tenemos un tiempo de encendido igual al tiempo de riego diario asignado a la parcela.

Un tanque hidroneumático actúa como un sensor, cuando su volúmen efectivo es tan pequeño que el tiempo que transcurre en caer la presión desde su valor máximo al mínimo (desalojo del volúmen

efectivo) es cuestión de 1 o 2 segundos.

Desde el momento que se abre una válvula solenoide, comienza a haber demanda y por lo tanto el pequeño volúmen de agua que inicialmente estaba en el tanque se desaloja casi al instante, y el flujo de agua proveniente de la bomba pasa directamente a la red de servicio, igualándose el caudal promedio de la bomba a la demanda del sistema, lo cual hace que el tiempo de reposición tienda a infinito, causando que la bomba no se apague.

Cuando culmina el tiempo de riego diario asignado a la parcela, la unidad controladora cierra la válvula solenoide, en ese momento cuando la demanda es cero, se llena rápidamente el tanque alcanzando la presión máxima, lo cual hace que el interruptor de presión desconecte la bomba, quedando todas las líneas presurizadas, cumpliéndose un ciclo de trabajo de un sistema hidro-sensor.

Para hacer el análisis económico nos basamos en la instalación de riego existente. Se considerará para la estimación del consumo de energía, el hecho de que como promedio un motor con arranque directo consume 7 veces la potencia

nominal y se asumirá el tiempo de duración del arranque como 1 segundo. Además, se escoge una tasa promedio de 250 sucres/Kw-h incluyendo impuestos y recargos adicionales, asumiendo un incremento anual acumulado del 60 %.

Se proyectará la utilización de estos sistemas para cinco años, tiempo que coincide aproximadamente con la vida útil de los equipos, y con el período que transcurre entre la siembra y la cosecha del mango.

Sin afectar el objetivo de fondo de este capítulo que es el de hacer un estudio económico comparativo de costos entre dos sistemas, se ha modificado el tiempo de riego diario asignado a cada parcela, para que el número de ciclos de trabajo en cada cultivo sea un número entero y de ésta manera, simplificar cálculos innecesarios. Debido a que el riego se lo hace de Lunes a Sábado, se considerará que un mes tiene 26 días.

SISTEMA I

SISTEMA HIDRONEUMATICO QUE UTILIZA EL TANQUE DE PRESION COMO UN HIDRO-ACUMULADOR.

En la sección 3.3 seleccionamos para la estación experimental de riego un tanque hidroneumático convencional de 220 galones, cuyo interruptor de presión se regula para un rango (30 - 50) psi. Conocemos también que la capacidad promedio de la bomba es $Q = 18,86$ GPM y el volúmen efectivo $V_E = 22.22$ galones.

El número de ciclos diarios de riego N es igual a:

$$N = TRD/tc \quad (25)$$

Donde:

TRD = Tiempo de riego diario asignado a cada parcela.

t_c = Tiempo de ciclo $t_c = t_v + t_R$

Con el número de ciclos diarios N calculamos el tiempo que la bomba permanece apagada de la siguiente manera:

$$\Sigma t_v = N t_v$$

y el tiempo que la bomba permanece encendida,

$$\Sigma t_R = N t_R$$

Para el cálculo de la potencia del motor eléctrico utilizamos la ecuación (6).

$$\text{Pot} = \frac{Q * \text{TDH}}{5.308 * \eta_B * \eta_M} * \text{FS} \quad (\text{kw})$$

Donde:

$$Q = Q = 18,86 \text{ GPM}$$

$$\text{TDH} = P = 40 \text{ psi} = 92,4 \text{ pies.}$$

$$\eta_M = \text{Eficiencia del motor eléctrico } 95 \%$$

$$\eta_B = \text{Eficiencia de la bomba } 65 \%$$

$$\text{FS} = \text{Factor de seguridad para motores eléctricos } 1,15.$$

Reemplazando los valores obtenemos:

$$\text{Pot} = 0,61 \text{ Kw}$$

Los costos de operación de una bomba con motor eléctrico pueden ser calculados con la ecuación (8):

$$C_N = \text{Pot} * c * t \quad (\text{sucres})$$

Donde:

C_N = Costo de operación nominal (sucres)

Pot = Consumo de potencia del motor 0,61 kw.

c = Costo promedio de la electricidad (sucres/kw-hr)

t = tiempo de operación en horas $t = \sum t_R$

El costo de operación adicional por arranques C_A es:

$$C_A = N * P_a * c * t_A \text{ (sucres) } \quad (26)$$

Donde:

N = número de ciclos diarios.

P_a = Potencia de arranque $P_a = 7 \text{ Pot} = 4.27 \text{ Kw}$.

c = Costo promedio de la electricidad en (sucres/kw-hr)

t_A =Tiempo de arranque (1/3.600) horas

El costo de operación por día C_D es:

$$C_D = C_N + C_A \text{ (Sucres/día) } \quad (27)$$

El costo de operación anual C es:

$$C = C_D \frac{\text{sucres}}{\text{día}} * \frac{26\text{días}}{\text{mes}} * \frac{12\text{meses}}{\text{año}} =$$

$$C = 312 C_D \text{ (sucres/año)} \quad (28)$$

Y el costo de operación total proyectado para cinco años viene dado por la siguiente expresión:

$$C_{\text{TOTAL}} = \sum C_i \text{ (sucres)} \quad (29)$$

Donde C_i es el costo de operación anual, tomando en consideración el costo promedio de la electricidad en ese año.

En la siguiente tabla describiremos el costo promedio de la electricidad desde el primero hasta el quinto año, asumiendo un incremento anual acumulado del 60 %.

TABLA XXIV.- COSTOS PROMEDIOS DE LA ELECTRICIDAD PROYECTADOS PARA CINCO AÑOS.

PROYECCION ANUAL	COSTO PROMEDIO DE LA ELECTRICIDAD. (SUCRES/KW-HR)
1.993	250
1.994	400
1.995	640
1.996	1.024
1.997	1.638

NOTA: En esta tabla se asume un recargo adicional del 100 % sobre la tarifa básica, por concepto de: cuerpo de bomberos, seguro, alumbrado, tasa de recolección, y demás impuestos.

A continuación presentamos dos tablas necesarias par el cálculo del costo de operación total del sistema de riego proyectado para cinco años.

TABLA XXV.- COSTOS DE OPERACION DIARIOS Y ANUALES PARA EL SISTEMA I.

PARAMETROS	MELON	TOMATE	PIMIENTO	MANGO
TIEMPO DE RIEGO DIA- RIO MODI- FICADO TRD (MIN)	102,1	58,8	58,8	22,52
NUMERO DE CICLOS DIA RIOS N	5	5	5	4
TIEMPO DEL CONSUMO E- NERGETICO POR DIA EN MINUTOS Σt_r	6,3	6,65	6,65	6,72
TIEMPO DEL AHORRO E- NERGETICO POR DIA Σt_v	95,8	52,15	52,15	15,8
COSTO DE OPERACION POR DIA C_D	0,06998	0,0735	0,07354	0,07306
COSTO DE OPERACION POR AÑO $C = 312 C_D$	21,83	22,94	22,94	22,79

NOTA: Los datos que aparecen arriba (t_r , t_v , y t_c) han sido extraídos de la tabla XIV.

TABLA XXVI.- COSTOS DE OPERACION DEL SISTEMA I
PROYECTADOS PARA CINCO AÑOS.

AÑOS	COSTO PROMEDIO DE ELECTRICIDAD c (sucres/kw-hr)	COSTOS DE OPERACION ANUALES Ca (sucres/año)			
		MELON	TOMATE	PIMIENTO	MANGO
1.993	250	5.458	5.735	5.735	5.698
1.994	400	8.732	9.176	9.176	9.116
1.995	640	13.971	14.682	14.682	14.586
1.996	1.024	22.354	23.491	23.491	23.337
1.997	1.638	35.758	37.576	37.576	37.330
COSTO DE OPERACION ACUMULADO EN CINCO AÑOS		86.273	90.660	90.660	90.067
COSTO DE OPERACION DEL SISTEMA I			357.660		

NOTA: Los costos de operación anuales Ca, se obtuvieron multiplicando el costo de operación por año C de la Tabla XXV por el costo promedio de la electricidad c en dicho año.

SISTEMA II

SISTEMA HIDRONEUMATICO QUE UTILIZA EL TANQUE DE PRESION COMO UN HIDRO-SENSOR.

Los tanques de presión que actúan como hidrosensores, normalmente son tanques pre-presurizados a la presión mínima de trabajo, que en nuestro caso es de 30 psi; el interruptor de presión como en el sistema I, se debe también calibrar en (30-50) psi ya que estamos hablando de la misma altura dinámica total.

Estos tanques son por lo general esféricos y vienen equipados en la parte interna con un balón de neopreno, dentro del cual se introduce el agua proveniente de la bomba. Al no existir contacto entre el aire y el agua, gracias a esta membrana separadora, el aire no se gasta por dilución en cada ciclo de trabajo, eliminándose la necesidad de el control de volúmen de aire.

Este sistema como el anterior, también utiliza una unidad controladora que activa un módulo por vez. Nosotros conocemos que la parcela de mayor demanda es la de mango, cuyo caudal requerido es 5,62 GPM. Podemos decir entonces, que necesitamos una bomba que descargue un caudal mínimo de 5,62 GPM con una presión promedio de 40 psi. Con estos parámetros seleccionamos una bomba con las siguientes características:

Bomba centrífuga marca IHM tipo JET modelo H2E- $\frac{1}{2}$ de 1 $\frac{1}{4}$ " x 1" en la succión y descarga respectivamente, de construcción estándar en hierro fundido, dos impulsores en bronce y sello mecánico, accionada directamente mediante acople monobloque por un motor eléctrico monofásico marca CENTURY de 0,5 HP a 3.450 RPM, 115/230 V, factor de servicio 1,4, 60 Hz.

El rendimiento de la unidad de bombeo se muestra en la siguiente tabla:

TABLA XXVII.- RENDIMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS IHM H2E- $\frac{1}{2}$.

C A U D A L (LPH)	P R E S I O N (PSI)
2.063	20
2.044	30
2.025	40
2.006	50
1.419	60

Utilizaremos un tanque hidroneumático esférico precargado inicialmente con un compresor a 30 psi. El tanque incluye la membrana separadora y una válvula de aire para la verificación periódica de la presión de precarga, su capacidad es de 0,5 galones.

A partir de la Tabla VI, observamos que para una presión de encendido de 30 psi y una presión de corte de 50 psi, el volúmen efectivo corresponde al 31 % del volúmen total del tanque, que en nuestro caso es 0,155 galones; debido a que este volúmen es muy pequeño en relación con la demanda del sistema, este tanque actuará como un hidrosensor.

Antes de elaborar las tablas de costos de operación, es necesario destacar ciertas diferencias de este sistema con respecto al anterior.

1.- El tanque de presión no actúa como un hidroacumulador, por lo tanto el tiempo de vaciado es nulo ($t_v = 0$).

2.- Inmediatamente después que arranca la motobomba, el sistema alcanza el equilibrio hidráulico suministrando el caudal y la presión demandados por la parcela, quedando en funcionamiento continuo la unidad de bombeo hasta el cierre de la válvula solenoide de ingreso al módulo.

3.- Al quedar encendida la motobomba hasta la culminación del riego de la parcela, el tiempo de reposición se iguala al tiempo de riego diario ($t_R = TRD$)

4.- Como una consecuencia de lo anterior, el tiempo de ciclo es igual al tiempo de riego diario ($t_c = TRD$).

5.- El único ciclo que existe, empieza con la apertura de la válvula solenoide del módulo y termina con el cierre; por lo tanto el número de ciclos es 1. ($N = TRD/t_c$).

Para el cálculo de la potencia nominal del motor eléctrico, utilizamos la ecuación (6):

Donde:

$$\text{Pot} = \frac{Q * \text{TDH}}{5.308 * \eta_B * \eta_M} * \text{F.S.} \quad (\text{kw})$$

Donde:

$$Q = Q = 8,93 \text{ GPM}$$

$$\text{TDH} = P = 40 \text{ psi} = 92,4 \text{ pies.}$$

$$\eta_M = \text{Eficiencia del motor eléctrico } 95 \%$$

$$\eta_B = \text{Eficiencia de la bomba } 60 \%$$

$$\text{F.S.} = \text{Factor de seguridad para motores eléctricos } 1,15.$$

Reemplazando los valores obtenemos:

$$\text{Pot} = 0,31 \text{ Kw}$$

Los costos de operación de una bomba con motor eléctrico pueden ser calculados con la ecuación (8):

$$C_N = \text{Pot} * c * t \quad (\text{suces})$$

Donde:

C_N = Costo de operación nominal (sucres)

Pot = Consumo de potencia del motor 0,31 kw.

c = Costo promedio de la electricidad (sucres/kw-hr)

t = tiempo de operación en horas $t = TRD$

El costo de operación adicional por arranques C_A es:

$$C_A = N * P_a * c * t_A \text{ (sucres) } \quad (26)$$

Donde:

N = número de ciclos diarios. ($N = 1$)

P_a = Potencia de arranque $P_a = 7 \text{ Pot} = 2.17 \text{ Kw.}$

c = Costo promedio de la electricidad en (sucres/kw-hr)

t_A = Tiempo de arranque en (1/3.600) horas.

El costo de operación por día C_D es:

$$C_D = C_N + C_A \text{ (Sucres/día)}$$

Utilizamos la tabla XXIV para los costos promedios de la electricidad c (sucres/kw-hr)



El costo de operación anual C es:

$$C = 312 C_D \text{ (sucres/año)}$$

Y el costo de operación total proyectado para cinco años viene dado por la siguiente expresión:

$$C_{TOTAL} = \sum C_i \text{ (sucres)}$$

Donde C_i es el costo de operación anual, tomando en consideración el costo promedio de la electricidad en ese año.

A continuación presentamos dos tablas de costos similares a las tablas XXV y XXVI del sistema anterior, con la finalidad de establecer las comparaciones respectivas.

TABLA XXVIII.- COSTOS DE OPERACION DIARIOS Y ANUALES PARA EL SISTEMA II.

PARAMETROS	MELON	TOMATE	PIMIENTO	MANGO
TIEMPO DE RIEGO DIARIO MODIFICADO TRD (MIN)	102,1	58,8	58,8	22,52
NUMERO DE CICLOS DIARIOS N	1	1	1	1
TIEMPO DEL CONSUMO ENERGETICO POR DIA EN MINUTOS Σt_R	102,1	58,8	58,8	22,52
TIEMPO DEL AHORRO ENERGETICO POR DIA Σt_v	-	-	-	-
COSTO DE OPERACION POR DIA C_D	0,5269	0,3037	0,3037	0,1167
COSTO DE OPERACION POR AÑO $C = 312 C_D$	164,39	94,75	94,75	36,41

TABLA XXIX.- COSTOS DE OPERACION DEL SISTEMA II
PROYECTADOS PARA CINCO AÑOS.

AÑOS	COSTO PROMEDIO DE ELECTRICIDAD c (sucres/kw-hr)	COSTOS DE OPERACION ANUALES Ca (sucres/año)			
		MELON	TOMATE	PIMIENTO	MANGO
1.993	250	41.098	23.688	23.688	9.103
1.994	400	65.756	37.900	37.900	14.564
1.995	640	105.210	60.640	60.640	23.302
1.996	1.024	168.335	97.024	97.024	37.284
1.997	1.638	269.271	155.201	155.201	59.640
COSTO DE OPERACION ACUMULADO EN CINCO AÑOS		649.670	374.453	374.453	143.893
COSTO DE OPERACION DEL SISTEMA I			1'542.469		

NOTA: Los costos de operación anuales Ca, se obtuvieron multiplicando el costo de operación por año C de la Tabla XXVIII por el costo promedio de la electricidad c en dicho año.

Para hacer una evaluación económica total de los dos sistemas, elaboramos primero una tabla sobre el costo de la inversión inicial de la instalación de bombeo, que comprende los equipos, componentes y accesorios desde el tanque de suministro hasta el empate con cada una de las válvulas solenoides de ingreso a los módulos experimentales.

LISTA COMUN DE LOS EQUIPOS, COMPONENTES,
MATERIALES Y ACCESORIOS UTILIZADOS EN LOS
SISTEMAS I Y II.

- 1 Tanque de suministro ETERNIT de 250 litros.
- 1 reloj controlador RAINBIRD de 6 estaciones.
- 1 interruptor de presión SQUARE D (30-50)psi.
- 2 Manómetros RAINDBIRD (0-160)psi.
- 1 Manómetro BRADY (0-100) psi.
- 1 Válvula reguladora de presión RAINBIRD de 1 ".
- 1 filtro de malla RAINBIRD de 1 ".
- 4 válvulas solenoides RAINBIRD de 1".
- 1 válvula de flotador HELBERT de $\frac{1}{2}$ ".
- 5 válvulas de compuerta TOYA de 1".
- 3 válvulas cheque HELBERT de 1".
- materiales y accesorios como: tuberías PVC,
cableado eléctrico, codos de 45 y 90 grados,
tees, cruces, reductores, universales, adaptado-
res, etc.

TABLA XXX.- COSTOS DE INVERSION INICIAL PARA LOS SISTEMAS I Y II.

EQUIPOS	HIDROACUMULADOR (I)	HIDRO-SENSOR (II)
BOMBA CENTRIFUGA POTENCIA (HP) COSTO (SUCRES)	10 627.000	0.5 579.500
TANQUE HIDRONEUMATICO CAPACIDAD (GALONES) COSTO (SUCRES)	220 264.000	0.5 35.000
CONTROL VOL. AIRE CAPACIDAD (GALONES) RANGO (PSI) COSTO (SUCRES)	220 30-50 17.900	NO UTILIZA
EQUIPOS, COMPONENTES, MATERIALES Y ACCESORIOS RESTANTES. COSTO (SUCRES)	1'600.000	1'600.000
SUBTOTAL (SUCRES) COSTOS DE INVERSION INICIAL.	2'508.900	2'214.500

TABLA XXXI.- COSTOS DE OPERACION TOTAL DE LOS SISTEMAS I Y II PROYECTADOS PARA CINCO AÑOS.

SISTEMA DE RIEGO AUTOMATIZADO	CONSUMO DE ENERGIA (SUCRES)	MANTENIMIENTO PREV. Y CORRECT.	SUBTOTAL COSTOS DE OPERACION(/s)
HIDROACUMULADOR (I)	357.660	501.780	859.440
HIDRO-SENSOR (II)	1'542.469	442.900	1'985.369

TABLA XXXII.- EVALUACION ECONOMICA COMPARATIVA DE COSTOS DE LOS SISTEMAS DE RIEGO AUTOMATIZADOS I Y II PROYECTADOS PARA CINCO AÑOS.

SISTEMA DE RIEGO AUTOMATIZADO	SUBTOTAL DE COSTOS DE INVERSION INICIAL(S)	SUBTOTAL DE COSTOS OPER.ACUM(S)	G R A N T O T A L (S)
HIDROACUMULADOR (I)	2'508.900	\$59.440	3'368.340
HIDRO-SENSOR (II)	2'214.500	1'985.369	4'199.869

En la última tabla, se vé claramente que el sistema I es más conveniente que el sistema II, cuando la utilización de ambos es proyectada para cinco años. Sin embargo, es necesario hacer ciertas observaciones sobre la base de éste análisis.

- Esta evaluación se la hizo para sistemas de riego automatizados, es decir aquellos que necesitan de algún mecanismo que mantenga presurizadas las líneas de riego.

- Este mecanismo puede ser un tanque hidroneumático, un tanque elevado montado sobre una estructura cuya altura sea igual a la presión mínima requerida por el sistema de riego (en nuestro caso, la altura debe ser 21 metros que equivale a 30 psi), o algún otro elemento que cumpla este objetivo.

- Los sistemas de riego automatizados necesitan de unidades controladoras y de válvulas solenoides.

- A simple vista, un sistema de riego que utilice sólo la unidad de bombeo resulta más barato que un automatizado, pero un análisis más detenido podría demostrar lo contrario.

- Este análisis asume los incrementos anuales en los costos de la electricidad, asume el costo acumulado por concepto de mantenimiento; por otro lado, no incluye los costos de transporte de material al lugar de la obra, la instalación y puesta en marcha del equipo, el salario del operador e imprevistos.

- El reloj controlador utilizado en este proyecto, tiene capacidad para accionar una válvula solenoide por vez, lo que implica que el sistema riega las parcelas una por una, restringiendo en cierta forma la capacidad de la bomba.

- La cantidad de válvulas y accesorios exceden del número normal, debido a que la instalación se la hizo con fines experimentales; sin embargo una reducción en el número de estos elementos puede disminuir el costo de la inversión inicial

significativamente.

- Este proyecto se lo desarrolló con las cuatro parcelas experimentales ya instaladas, y al tener éstas distintos requerimientos de caudal, la selección se la hizo lo más equilibrada posible.

En el diseño original de un sistema de riego se debe proyectar módulos con iguales requerimientos.

- Los costos de inversión inicial y de operación pueden fácilmente ser cubiertos, cuando se utilizan estos sistemas para regar parcelas experimentales o viveros de productos de exportación tales como melón, mango, maracuyá, flores, entre otros; productos cuyos cultivos se han generalizado en el país debido a su gran aceptación en el mercado internacional.



CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

CONCLUSIONES.

(1)

En un sistema hidroneumático, una misma diferencia de presiones es menos efectiva para desalojar el agua del tanque a medida que las presiones aumentan.

(2)

El volúmen efectivo o aprovechable de un tanque hidroneumático disminuye, a medida que decrece la presión atmosférica.

(3)

La cantidad de aire que se pierde por dilución en un tanque hidroneumático, es una función del área de contacto con el agua y de la presión en el interior del tanque.

(4)

Existe una reducción en la capacidad de entrega de la bomba, cuando ésta integra un sistema hidroneumático. La presión máxima regulada en el presostato, no permite que la bomba alcance su presión de corte original.

(5)

En base a un estudio económico comparativo de costos, se concluye que el sistema de riego automatizado que utiliza el tanque de presión como un hidro-acumulador es más conveniente que el sistema de riego automatizado que utiliza el tanque de presión como un hidro-sensor, cuando la utilización de ambos sistemas es proyectada para un período de cinco años.

(6)

Los goteros autocompensados responden mejor que los microaspersores, a una aplicación de un sistema hidroneumático, siempre que el rango de trabajo del presostato caiga en una región intermedia de la zona de autocompensación.

RECOMENDACIONES.

(1)

El dimensionamiento del tanque hidroneumático, deberá estar basado en el tiempo de encendido mínimo que es una función de la potencia del motor.

(2)

Si los períodos de demanda pico transcurren en un tiempo relativamente grande, es recomendable seleccionar una bomba que tenga una capacidad de 125 a 150 % mayor que la demanda máxima.

(3)

El interruptor de presión deberá estar colocado tan cerca como sea posible del tanque hidroneumático, esto reducirá los efectos adversos de pérdidas por fricción añadidas y diferencias en elevación entre el tanque y el presostato.

(4)

Entre la conexión de descarga del tanque hidroneumático y el sistema de tuberías, es recomendable instalar una válvula de alivio; ésta, al abrirse a excesivas presiones, protegerá el tanque y otros componentes del sistema.

(5)

Al iniciar la precarga de aire es recomendable que exista una cierta cantidad de agua en el tanque, cuyo nivel deberá estar sobre el orificio de descarga del tanque, para evitar

que en el momento de funcionar el sistema se escape aire por la tubería de descarga.

(6)

En el diseño original de un sistema de riego automatizado, se deberá proyectar módulos con iguales requerimientos de caudal, para llegar a una selección más equilibrada del sistema hidroneumático.

APENDICE I

UNIDAD CONTROLADORA



APENDICE I

INSTRUCCIONES CONDENSADAS DE OPERACION DE LA
UNIDAD CONTROLADORA RAINBIRD EZ1-6D

INSTRUCCIONES CONDENSADAS DE OPERACION

PARA AJUSTAR EL RELOJ:

Fije el día (Lunes = 1 a Domingo = 7): Oprima Juego o obtiene **d 3** = Miércoles.

Ajuste la hora (00 a 23): Oprima Juego o obtiene **h 09** = 9:00 a.m.

Ajuste los minutos (00 a 59): Oprima Juego o obtiene **m 20** = 20 min.

Para Ajustar El Programa ("A" o "C"): Oprima

Para programa "A" o **P C** = Para programa "C"

Para Ajustar los Días de Riego o la Semena Para el Programa "A":

Para regar los Lunes: Oprima Juego obtiene **1 A 0 0**

Para NO regar los Lunes: Oprima obtiene **1 A 0 F**

Repita la secuencia para cada día. Para regar cada tercer día, avance hasta que obtenga **4 A**

en la parte superior del reloj. Mantenga oprimida

hasta que **4 A --** aparezca. Ahora ambos programas están en un ciclo de tres días.

Para Ajustar la Hora de Comienzo del Riego Diario:

Para comenzar a regar a cualquier hora (00-23): Oprima Juego o hasta obtener la hora deseada. **1 A 0 8** = la hora de comienzo número uno del programa "A" es las 8:00 a.m.

Si quisiera regar de nuevo a las 10:00 hrs, oprima obtiene **2 A --** Juego o hasta obtener **1 A 1 6**

Para Ajustar el Tiempo de Cada Estación:

Para ajustar el tiempo de cada estación (00-99 minutos), oprima Juego o obtiene **2 A 1 0** -

La estación número dos del programa "A", 10 minutos, o ajuste el tiempo deseado. Repita esta secuencia para cada estación. Ajuste al tiempo **A R 0 0** para eliminar la operación de esta estación para el Programa "A" y, así reservar su operación para el programa "C" solamente. Para ajustar el programa "C", repita la secuencia anterior.

Para Iniciar Manuamente un Ciclo de Riego: Oprima Los dos dígitos a la derecha parpadearán en conteo descendente.

Para Avanzar a la Estación Siguiente: Oprima Los dos dígitos a la derecha parpadearán en conteo descendente.

Para Evitar el Riego (Cuando Llueva): Oprima El dígito del extremo derecho parpadeará.

Para Volver al Funcionamiento Automático: Oprima El dígito derecho dejará de parpadear.

PN 830597

RAINBIRD

Gardena, CA 91740

Patent No. 4,176,395

4 STA 6 STA 60 HZ 90 HZ

APENDICE II

INSTALACION DEL SISTEMA HIDRONEUMATICO.

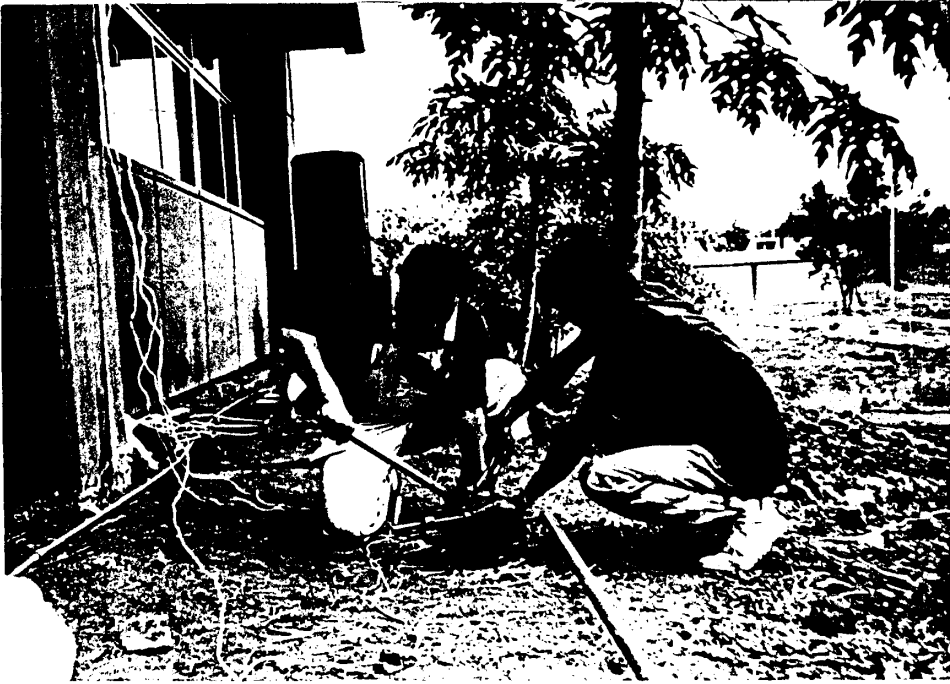


FIG. A-1 CORTE Y ROSCADO DE TUBERIA PVC

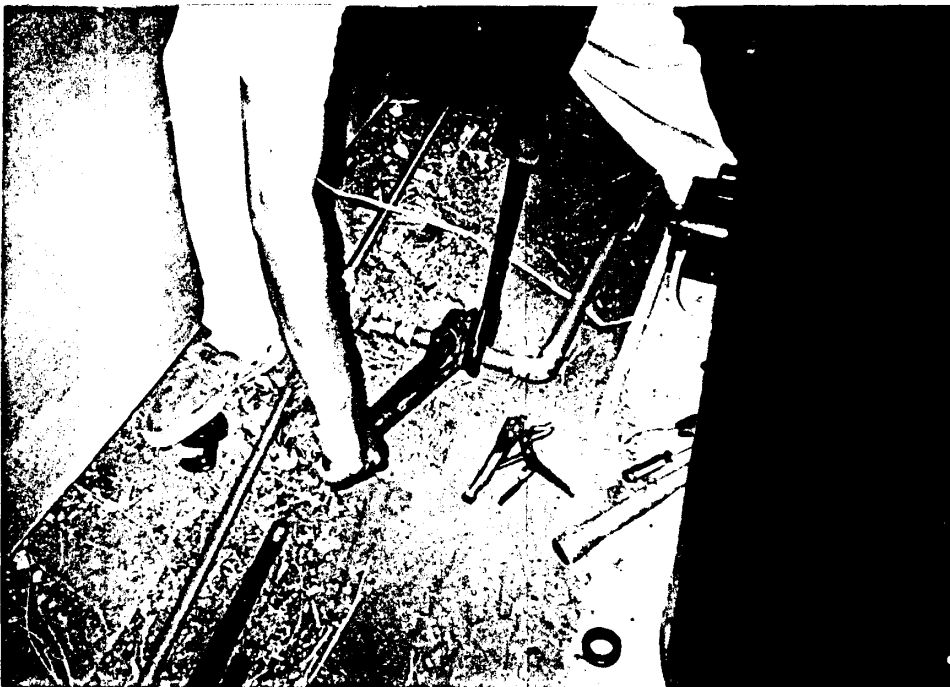


FIG. A-2 ACOPLAMIENTO DE LA RED DE SUMINISTRO CON LA ACOMETIDA DIRECTA (TANQUE DE 250 LITROS)

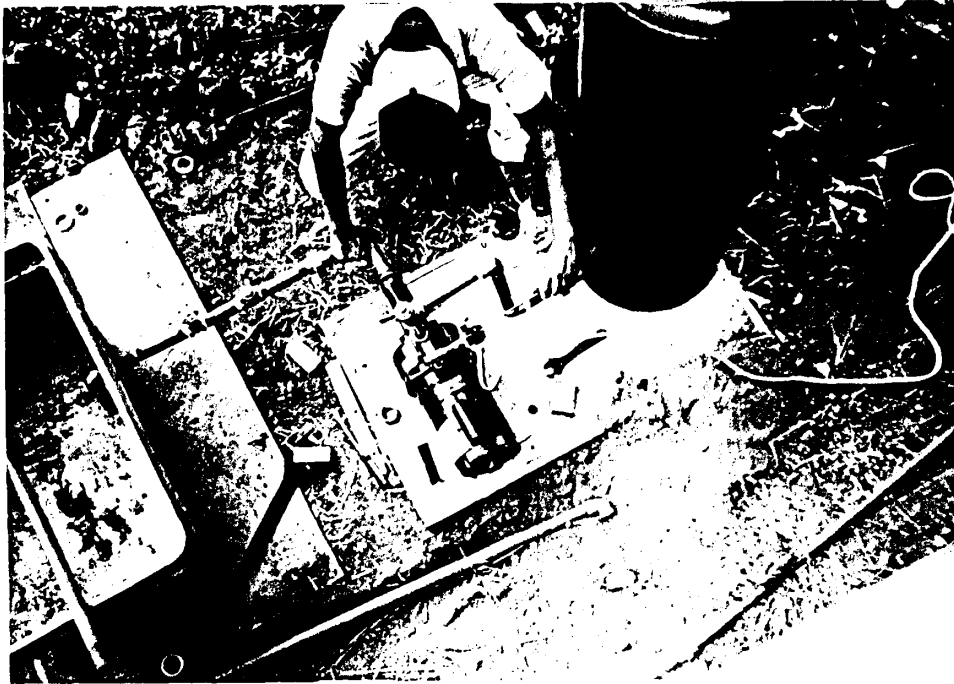


FIG. A-3 REGULACION DEL PRESOSTATO.



FIG. A-1 INSTALACION DEL CONTROL DE VOLUMEN DE AIRE.

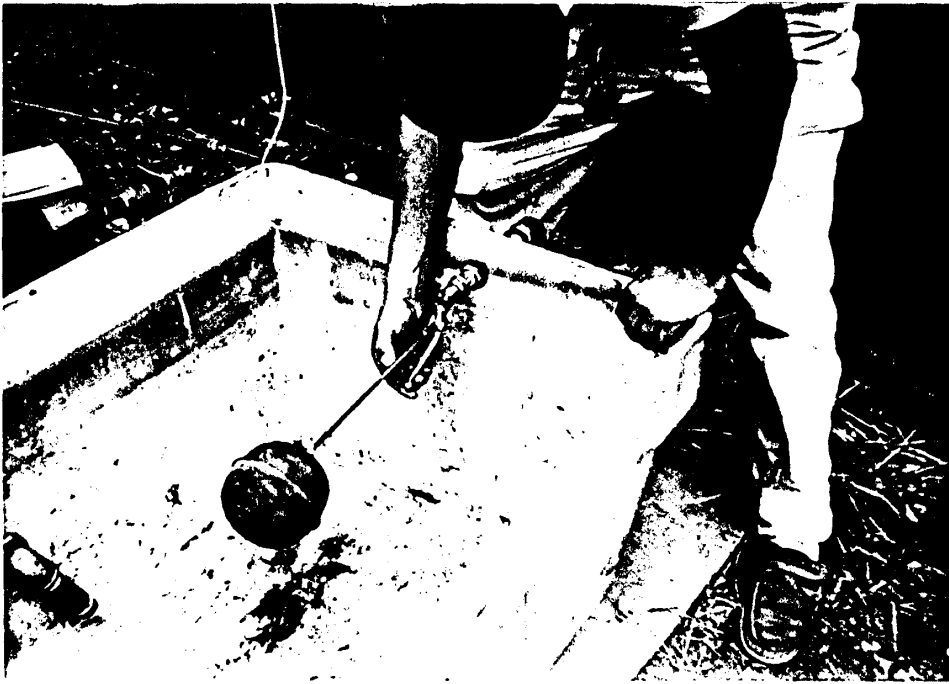


FIG. A-5 REGULACION DEL NIVEL ALTO DEL TANQUE DE SUMINISTRO.

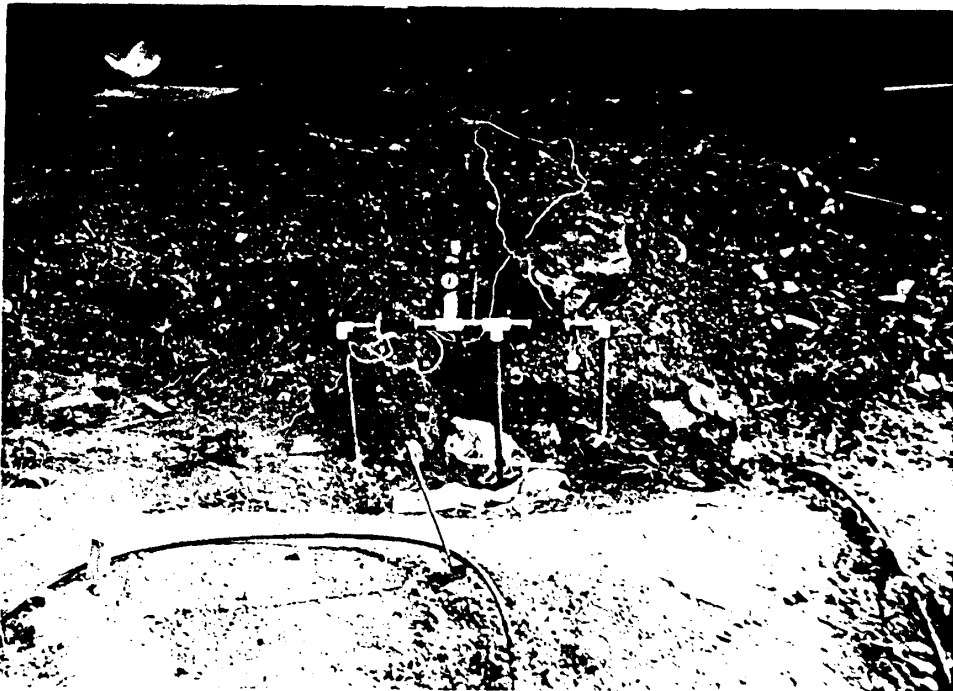


FIG. A-6 VALVULAS SOLENOIDES DE INGRESO A LOS MODULOS EXPERIMENTALES.

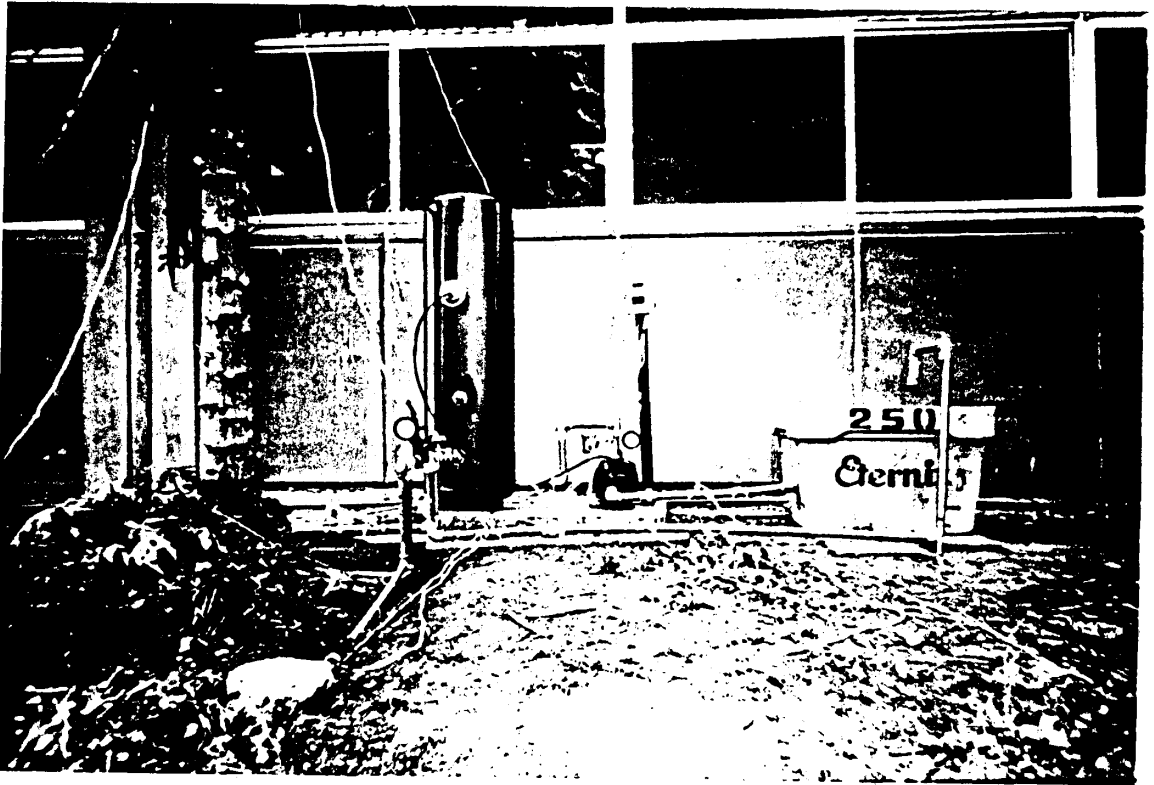


FIG. A-7 VISTA GENERAL DEL SISTEMA HIDRONEUMÁTICO.

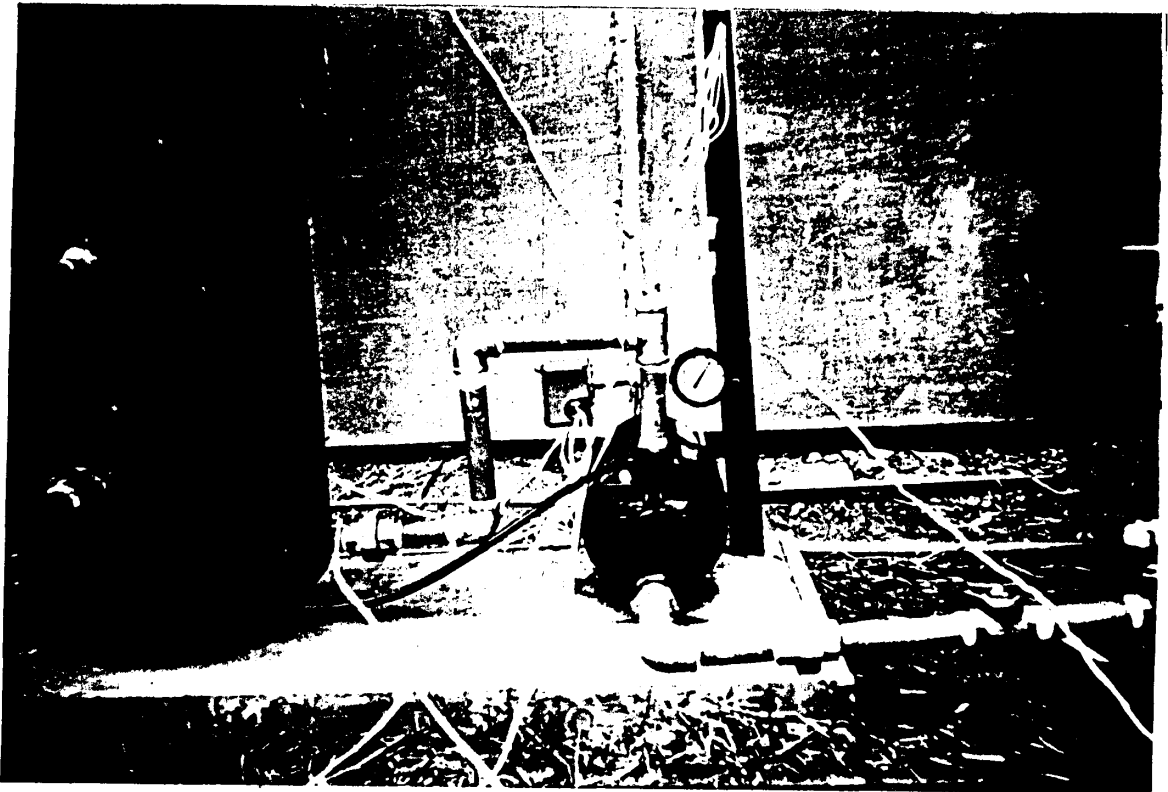


FIG. A-8 MOTOBOMBA CENTRIFUGA, PRESOSTATO Y MANOMETRO.

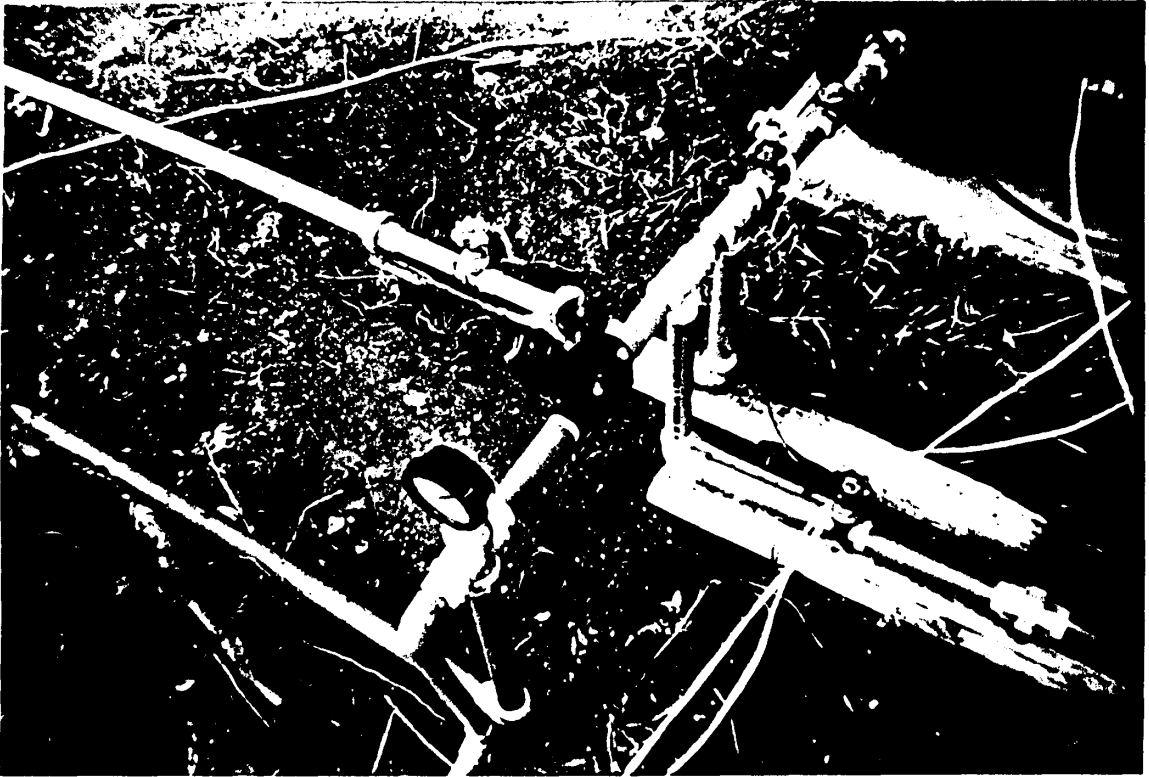


FIG. A-9 GRUPO DE VALVULAS DE CONTROL.

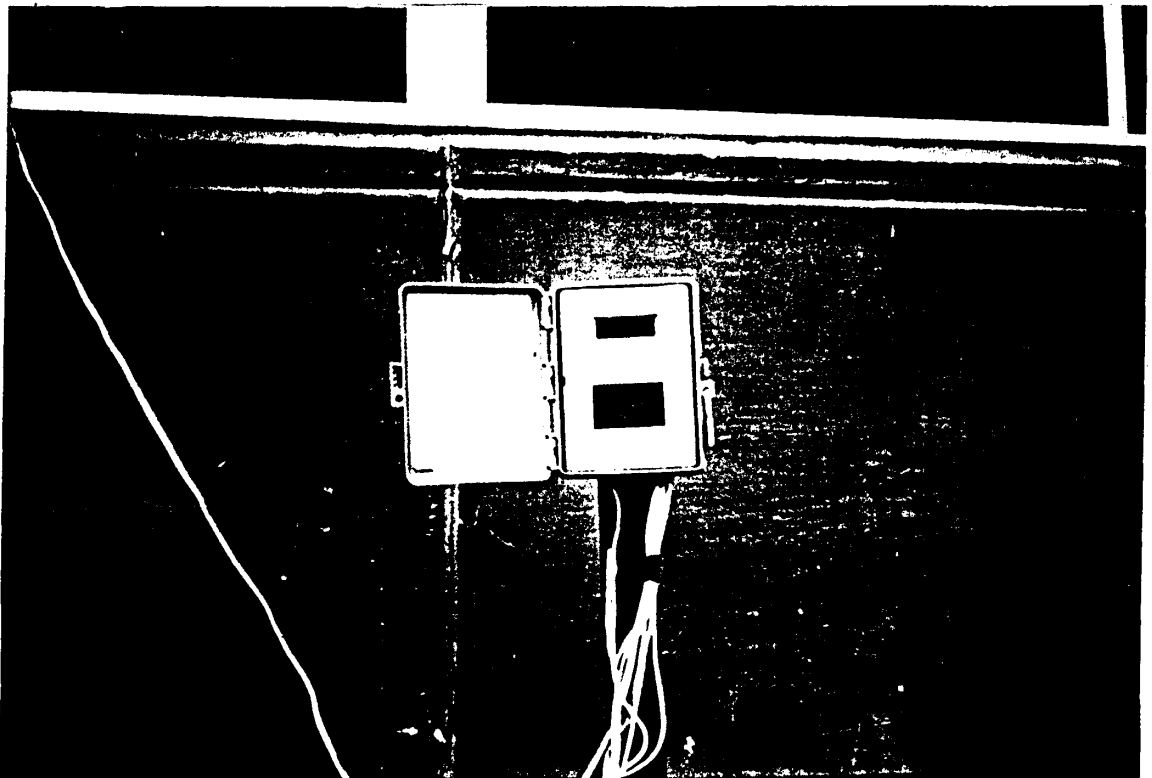


FIG. A-10 UNIDAD CONTROLADORA.

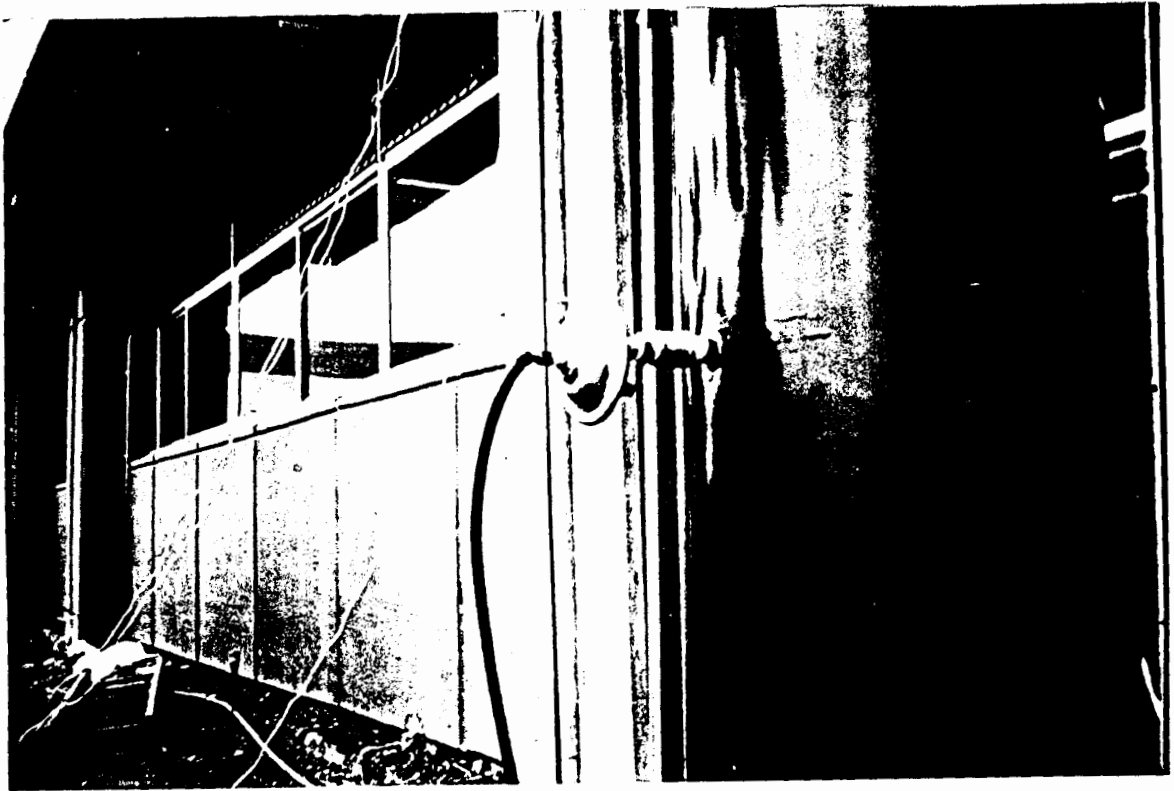


FIG. A-11 CONTROL DE VOLUMEN DE AIRE.



FIG. A-12 PUNTO DE PRUEBAS DEL SISTEMA HIDRONEU-
MATICO.

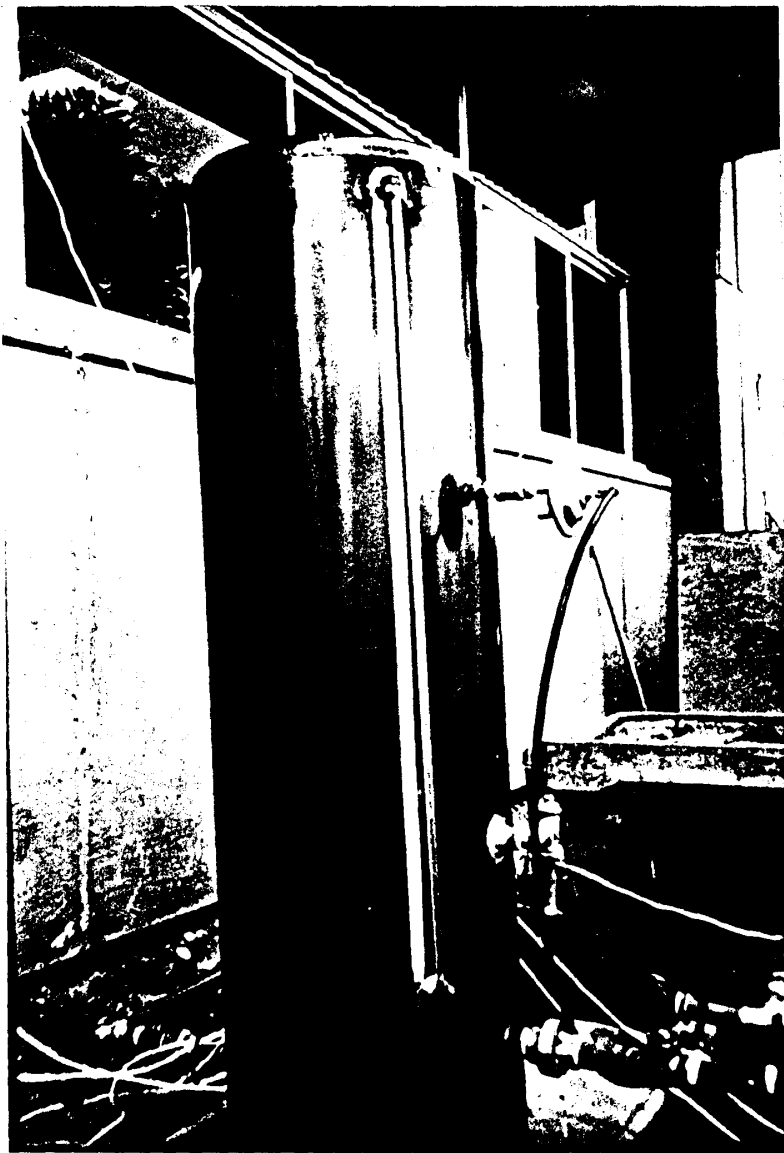


FIG. A-13 .ELEMENTO DE MEDICION DE LOS NIVELES
MAXIMO Y MINIMO.

BIBLIOGRAFIA

1.

AGRIFIM Internacional Ltda. RIEGO POR MICRO-
ASPERSION Y GOTEIO, Bogotá, 1990.

2.

AMTROL Inc. PRE-PRESSURIZED HYDRO-PNEUMATIC
TANKS, Rhode Island USA, 1979.

3.

ERAZO, Germán. MODIFICACION DEL TANQUE DE
PRESION DE LOS EQUIPOS HIDRONEUMATICOS,
Informe técnico E.S.P.O.L., 1991.

4.

E.S.P.O.L. Departamento de Ingeniería
Mecánica, PRACTICAS DE DIBUJO MECANICO, 1984.

5.

FOX, Robert. INTRODUCTION TO FLUID MECHANICS,
New York, 1973.

6.

INDUSTRIAS HIDROMECHANICAS Ltda. EQUIPOS
HIDRONEUMATICOS, Bogotá, 1972.

7.

PEERLESS PUMP Co. HYDRO-PNEUMATIC PRESSURE SYSTEMS, Indianapolis USA, 1967.

8.

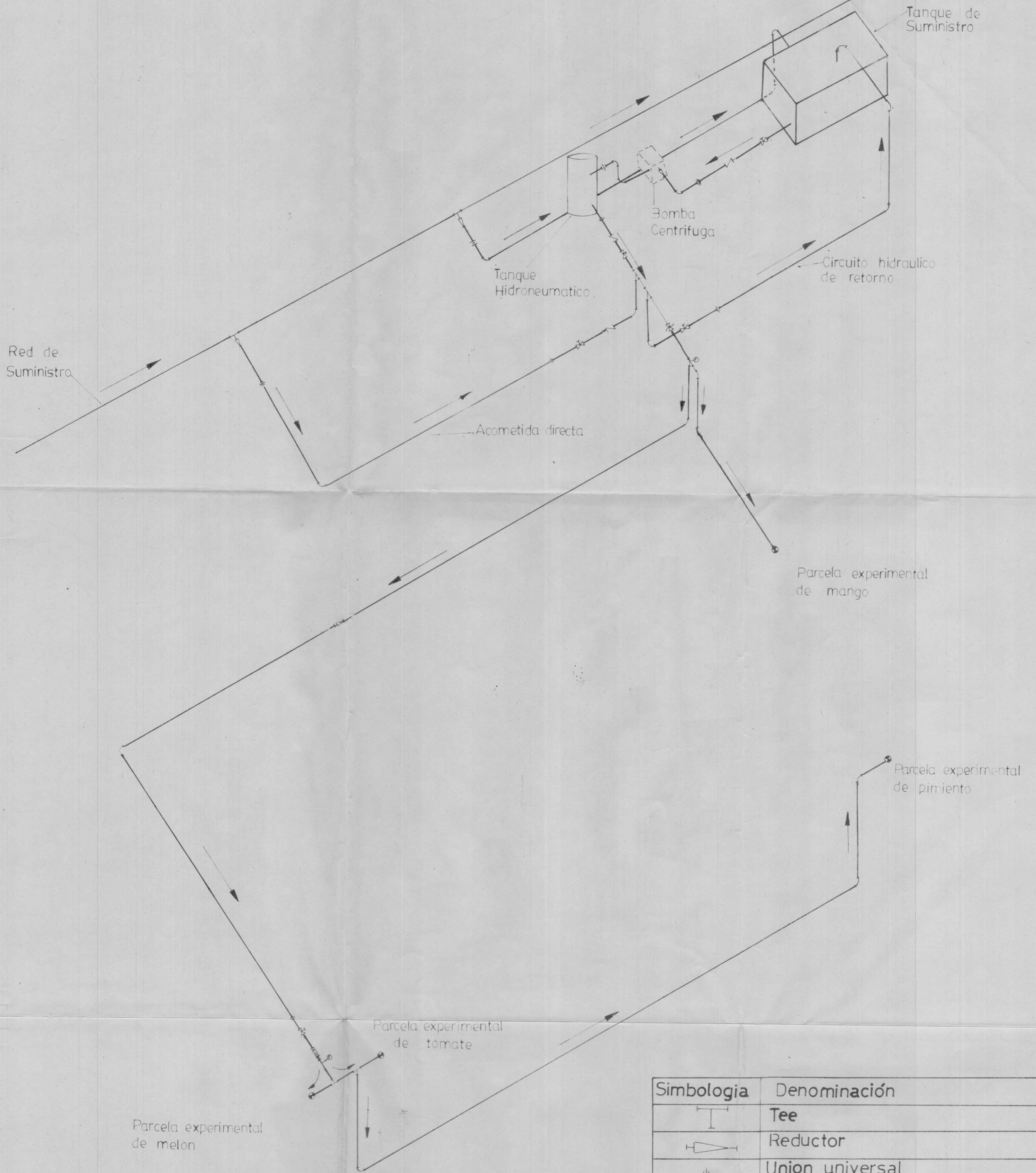
RAINBIRD Inc. IRRIGATION EQUIPMENT, Glendora USA, 1991.

9.

TYLER G. BOMBAS, SU SELECCION Y APLICACION, México, 1985.

10.

WILCHES, Wilson. SELECCION DE EQUIPOS DE BOMBEO PARA EDIFICIOS DE ALTURA, Informe técnico E.S.P.O.L., 1989.



Simbologia	Denominación
	Tee
	Reductor
	Union universal
	Codo 90°
	Valvula de compuerta
	Valvula cheque
	Valvula reguladora de presión
	Filtro de malla
	Manometro
	Valvula solenoide
Fecha	Nombre
Dibujo	R. Chum
Reviso	González
Comprob	Velastegui
Facultad de Ingeniería en Mecánica	
ESPOL	
E: 1:20	PLANO HIDRAULICO DE LA INSTALACION DE BOMBEO