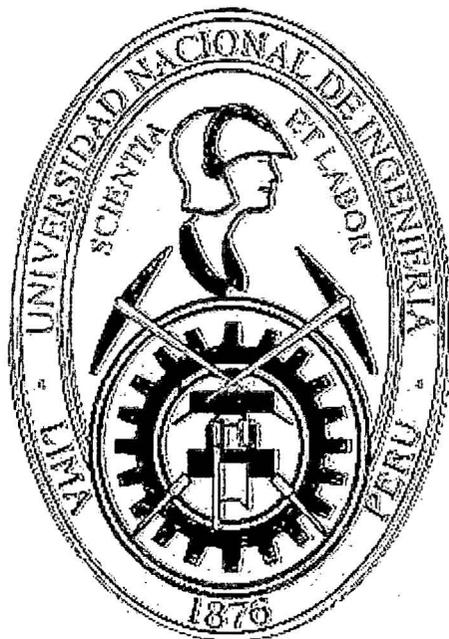


**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA  
ESPECIALIDAD DE INGENIERIA MECATRÓNICA**



**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA  
DE AUTOMATIZACIÓN PARA INTEGRAR LOS  
PROCESOS DE UN RIEGO TECNIFICADO.**

**TESIS  
PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE  
INGENIERO MECATRÓNICO**

**FERNANDO MARTÍNEZ GÓMEZ**

**PROMOCIÓN 2002-I**

**LIMA - PERÚ**

**2010**

**Digitalizado por:**

**Consortio Digital del  
Conocimiento MebLatam,  
Hemisferio y Dalse**

# CONTENIDO

Prólogo .....	6
---------------	---

## CAPÍTULO I

Introducción .....	8
1.1. Antecedentes .....	8
1.2. Justificación .....	9
1.3. Objetivo .....	9
1.4. Metodología de trabajo .....	9
1.5. Alcances .....	10

## CAPÍTULO II

Generalidades para la Automatización de un Riego Tecnificado.....	11
2.1. Fundamentos del Sistema de Riego Tecnificado.....	11
2.2. Teoría de los Procesos de Riego por goteo.....	17
2.2.1. Proceso de Presurización.....	17
2.2.2. Proceso de Filtrado.....	49
2.2.3. Proceso de Fertilización.....	52
2.2.4. Proceso de Irrigación.....	56
2.3. Sistema de Comunicación y Control .....	109
2.3.1. La Telemetría.....	109
2.3.2. El Control PLC .....	111
2.3.3. Sensores y Actuadores utilizados en la Agroindustria .....	115
2.3.4. El Variador de Frecuencia .....	123
2.3.5. El Filtrón .....	135
2.3.6. El Sistema IRRINET.....	139
2.3.7. El Sistema NETAJET .....	144
2.3.8. Comunicación MODBUS.....	148
2.3.9. Sistema SCADA.....	151
2.3.10. Estrategias de Control.....	154

### **CAPÍTULO III**

Situación actual del Control de Procesos de Riego .....	167
3.1. Características actuales de Riego .....	167
3.2. Descripción de los equipos utilizados .....	172
3.3. Situación actual del Control de Presurización.....	181
3.4. Situación actual del Control de Filtrado.....	182
3.5. Situación actual del Control de Fertilización.....	184
3.6. Situación actual del Control de Irrigación .....	186

### **CAPITULO IV**

Planteamiento del problema .....	188
4.1. Observaciones del Sistema de Riego actual .....	188
4.2. Estructura de desglose del problema.....	190
4.3. Enunciado del planteamiento del problema.....	190
4.4. Oportunidades de mejora para el Sistema de Riego actual .....	191

### **CAPITULO V**

Desarrollo del problema.....	193
5.1. Presentación de la solución al problema.....	193
5.2. Análisis del comportamiento de la Presión Hidráulica .....	195
5.2.1. Modelo utilizado para el análisis del Sistema Hidráulico.....	195
5.2.2. Análisis en régimen transitorio del Sistema Hidráulico .....	196
5.2.3. Secuencia de aperturas y cierres de las válvulas de campo.....	200
5.2.4. Revisión del comportamiento de las Presiones en el modo manual .....	202
5.3. Control Automático de Presión en el Sistema Hidráulico .....	210
5.3.1. Layout del Control Automático de presión .....	210
5.3.2. Diagrama de bloques del Control .....	211
5.3.3. Desarrollo del Programa de Control en el PLC UNITRONIC.....	212
5.3.4. Implementación del Control PID.....	213
5.3.5. Desarrollo del algoritmo para el Control por operación.....	217
5.3.6. Resultados del Control de Presión del sistema hidráulico .....	222

5.4.	Instalación del FILTRÓN.....	228
5.4.1.	Layout de instalación del Filtrón.....	228
5.4.2.	Descripción del Proceso .....	229
5.4.3.	Desarrollo del Programa del Controlador.....	233
5.5.	Implementación de un Sistema SCADA para los Procesos de Riego .....	234
5.5.1.	Layout del sistema SCADA para la adquisición de datos .....	234
5.5.2.	Diagrama de instrumentación para la adquisición de datos.....	235
5.5.3.	Descripción de la adquisición de datos en cada uno de los Procesos. ....	236
5.6.	Implementación de un Sistema de seguridad.....	238
5.6.1.	Diagrama de instrumentación para la adquisición de datos.....	239
5.6.2.	Descripción del Sistema de seguridad en cada uno de los Procesos. ....	239
5.7.	Integración de la Automatización para los Procesos de Riego.....	241
5.7.1.	Layout de la integración de los Procesos de Riego .....	241
5.7.2.	Descripción de la integración de los Procesos de Riego.....	243
5.7.3.	Desarrollo del Programa para la integración de los Procesos de Riego.....	246
5.8.	Resultados.....	248

<b>Conclusiones</b> .....	250
---------------------------	-----

<b>Bibliografía</b> .....	250
---------------------------	-----

## **Anexos**

- A. Plano Hidráulico Lote 11Red5-2.
- B. Plano del Sistema Eléctrico del Control de Presión del Sistema Hidráulico.
- C. Plano Eléctrico del sistema de seguridad, monitoreo e integración de los Procesos de Riego.
- D. Programa para el Control de Presión, Sistema de seguridad, monitoreo e integración de los Procesos de Riego elaborados en el PLC UNITRONIC.

## **PRÓLOGO**

Actualmente trabajo en una empresa agroexportadora de productos frescos que tiene varios Fundos en el Perú. La empresa cuenta con el Área de Ingeniería la cual realiza proyectos para la instalación de Sistemas de Riego Tecnificado.

El Área de Ingeniería recopila datos, analiza, evalúa y recomienda la Automatización de los Procesos de Riego para la optimización de Procesos y una mayor productividad.

El presente informe es el resultado de diversas aportaciones teóricas y de experiencias referentes al diseño e implementación de la Automatización en un Sistema de Riego Tecnificado.

La estructura general del presente informe consta de 5 Capítulos:

El **Capítulo 1** es la introducción, donde se explica los Antecedentes, Alcances, Objetivos, y Justificaciones que rigen en el Sistema de Riego a ser Automatizado.

El **Capítulo 2** describe las generalidades de un Sistema de Riego, consideraciones sobre los principales Procesos de Riego Tecnificado, conceptos importantes con respecto a la Comunicación y Control que se tomarán en cuenta para el trabajo a realizar.

El **Capítulo 3** describe la situación actual con respecto al Sistema de Automatización. Para los Procesos de Riego que existen en el fundo tal como se encuentra.

El **Capítulo 4** describe el planteamiento general del problema para luego detallarlos en la estructura de desglose del problema.

El **Capítulo 5** describe el diseño e implementación del Control de Presión, Instalación del Filtrón, desarrollo del monitoreo de variables Hidráulicas, Eléctricas con un Sistema de seguridad y la realización de integración en los Procesos de Riego para el Control automático.

También describe los resultados de la Automatización registrando los datos más importantes con la finalidad de estandarizar las actividades y la importancia de la misma.

Referente al Sistema de unidades empleado primará el Sistema Internacional de Unidades, pero también se usará la norma ANSI/ISA-S5.1-1984(R 1992) para los diagramas de instrumentación en la Automatización.

Por otra parte tenemos las consideraciones generales de la Norma IEC 1131-3 para el lenguaje de programación utilizado en el PLC UNITRONIC.

# CAPÍTULO I

## INTRODUCCIÓN

### **1.1. Antecedentes.**

La Empresa se dedica a la exportación de productos frescos. La cual desarrolla productos como espárragos y paltos. En el Proceso de expansión la empresa realiza proyectos para la instalación de Sistemas de Riego Tecnificado.

Originalmente los Procesos de Sistemas de Riego tenían un Control manual y en algunos casos semiautomáticos entre los cuales tenemos:

- El Proceso de Presurización.
- El Proceso de Presión.
- El Proceso de Fertilización.
- El Proceso de Irrigación.

Con el tipo de Control manual o semiautomático teníamos muchos problemas y defectos en el Sistema de Riego, también teníamos exceso de personal para dichos Procesos y los resultados no eran los óptimos, por el cual se observó oportunidades de mejora.

Por las razones expuestas anteriormente se realizó la integración de todos los Sistemas antes mencionados mediante la Automatización y así disminuir las fallas optimizando dichos Recursos.

## **1.2. Justificación**

Comprometidos con la mejora continua la empresa invierte en la investigación y análisis para mejorar los Procesos de Riego, tal es así que la empresa decidió Automatizar dichos Procesos e integrarlos mediante un Sistema SCADA y de esta manera optimizar el uso de Recursos Humanos, Hídricos, y energía.

Para tal efecto, se presentó la solicitud de aprobación del proyecto a la Gerencia de Ingeniería y Mantenimiento como paso previo al Proceso de validación del proyecto.

## **1.3. Objetivo**

El objetivo es diseñar e implementar el Sistema de Automatización para Integrar los Procesos de Presurización, Filtrado, Fertilización e Irrigación de un Sistema de Riego de 32 hectáreas optimizando el uso de Recursos Humanos, Energía y aumentando la Confiabilidad.

## **1.4. Metodología de trabajo**

Con respecto a la metodología empleada en la presente Tesis, en los dos primeros capítulos se hace una descripción sencilla de los puntos previos que se consideran importantes y las generalidades de un Sistema de Riego Tecnificado a conocer antes de entrar a los capítulos III y IV en los cuales se presenta el tema principal de este documento.

En cada uno de los capítulos se presentan figuras, imágenes, diagramas de flujo, diagrama de bloques, tablas o cuadros para facilitar la comprensión de los temas en forma clara y precisa. Adicionalmente se anexa información referente al proyecto realizado.

## **1.5. Alcances**

Este estudio se realiza con el propósito de dar a conocer las nuevas tecnologías en el Sistema de Riego, su importancia radica en la forma de encaminarse con el cambio y el aprovechamiento de las nuevas tecnologías aplicadas a la Agricultura. Esto contribuye al desarrollo de nuestro país como exportador aumentando la competitividad.

En este informe se tocarán los Procesos de Riego, teniendo mayor énfasis al Control de Presión en el Sistema Hidráulico.

## **CAPÍTULO II**

### **GENERALIDADES DE LA AUTOMATIZACIÓN DEL RIEGO TECNIFICADO.**

#### **2.1. Fundamentos del Sistema de Riego Tecnificado.**

El Sistema de Riego Tecnificado es un conjunto de accesorios que permiten tomar el agua desde algún punto, transportarla hasta el cultivo y disponer de un equipo para su distribución dentro del área a regar. El Riego tiene por finalidad aportar agua al suelo para que los vegetales tengan el suministro que necesitan favoreciendo así su crecimiento. Los métodos más comunes de Riego son:

##### **A. RIEGO POR INUNDACIÓN O SUMERSIÓN.**

Es un método de Riego superficial que requiere de un alto costo para nivelar el terreno y también de alto caudal. Se utiliza en cultivos extensivos. La gran desventaja de este método es el desaprovechamiento del agua, puesto que al no ser un Sistema localizado, hay una gran cantidad de agua que se pierde, en la Fig. 2.1 observamos una aplicación de este Riego en cultivos de arroz. Para poder aplicar este Sistema el terreno debe ser trabajado de tal forma que las áreas a ser irrigadas, o parte de estas, deben ser prácticamente horizontales, rodeadas por pequeños diquecitos que contienen el agua. En esta modalidad, una vez que la parcela se ha llenado de agua, se cierra la entrada a la misma, el agua no circula sobre el suelo, se infiltra o evapora.

Este tipo de Riego, además de consumir mucha agua tiene también un efecto poco deseable de compactación del suelo.



Fig. 2.1 Riego por inundación en el cultivo de arroz

### **B. RIEGO POR ARROYAMIENTO O SURCOS.**

Es un Riego superficial parecido al Riego por inundación, con la diferencia que en este Sistema al agua está restringida a escurrir por surcos ver figura 2.2, con el fin de que la planta no esté en contacto directo con el agua. Por lo tanto está diseñado para cultivos que se ven perjudicados si quedan en contacto directo con el agua por un tiempo prolongado. En el diseño se debe tener en cuenta la labranza de la tierra, siguiendo aproximadamente las curvas de nivel, cuidando que se tenga un pendiente uniforme.



Fig. 2.2 Riego por arroyamiento o surcos.

### **C. RIEGO POR ASPERSIÓN.**

En este método de Riego, el agua se aplica en forma de llovizna uniforme, producida mediante el paso del agua a Presión a través de tuberías, de las que sale por pequeños orificios llamados aspersores tal como se observa en la figura 2.3. Este método es ventajoso ya que permite superar problemas de topografía y disponibilidad de agua en bajos caudales. Este Sistema se presta especialmente para cultivos de alta densidad, como forrajeras o cereales, puesto que se trata de un método que tiene un porcentaje de cobertura total.



Fig. 2.3 Riego por aspersión.

### **D. RIEGO POR GOTEO O LOCALIZADO.**

Como su nombre lo indica, es un Sistema de Riego que entrega el agua gota a gota, según su necesidad, humedeciendo solo una parte del suelo, donde se concentran las raíces, por ello también se le llama Riego localizado, o de alta frecuencia pues se aplica el agua casi a diario o algunas veces más de una vez al día, una de las principales ventajas es que permite la aplicación de fertilizante a través del Sistema igualmente de manera localizada, siendo más eficiente. Entre las principales ventajas que nos proporciona está la disminución significativa del volumen de agua usado, así aunque inicialmente la inversión puede ser relativamente alta, está es compensada por los incrementos que se logra en calidad y en cantidad.

El Riego por goteo, es uno de los Sistemas más conocidos, consta de una instalación hidráulica por la cual el agua pasa con Presión hasta llegar a los goteros, perdiendo velocidad y Presión, y así saliendo gota a gota. El Riego por goteo es comúnmente utilizado en amplios cultivos de plantación (olivar, frutales, etc.), aunque también tiene gran utilidad en invernaderos. Esta instalación utiliza tuberías laterales, situando a los goteros sobre la superficie del suelo, hay que tener bastante precaución con este Sistema de Riego ya que es muy fácil que se obstruya, y es muy difícil encontrar el daño, así también repararlo. El Riego por goteo libera gotas o un chorro fino, a través de los agujeros de un conducto que se coloca sobre la superficie de la tierra.

Siendo tan variado los componentes y Procesos de un Sistema de Riego por goteo es conveniente hacer una adecuada estandarización de Procesos que incluyan todos los componentes las cuales definimos de la siguiente forma.

- El Proceso de Presurización.
- El Proceso de Presión.
- El Proceso de Fertilización.
- El Proceso de Irrigación.

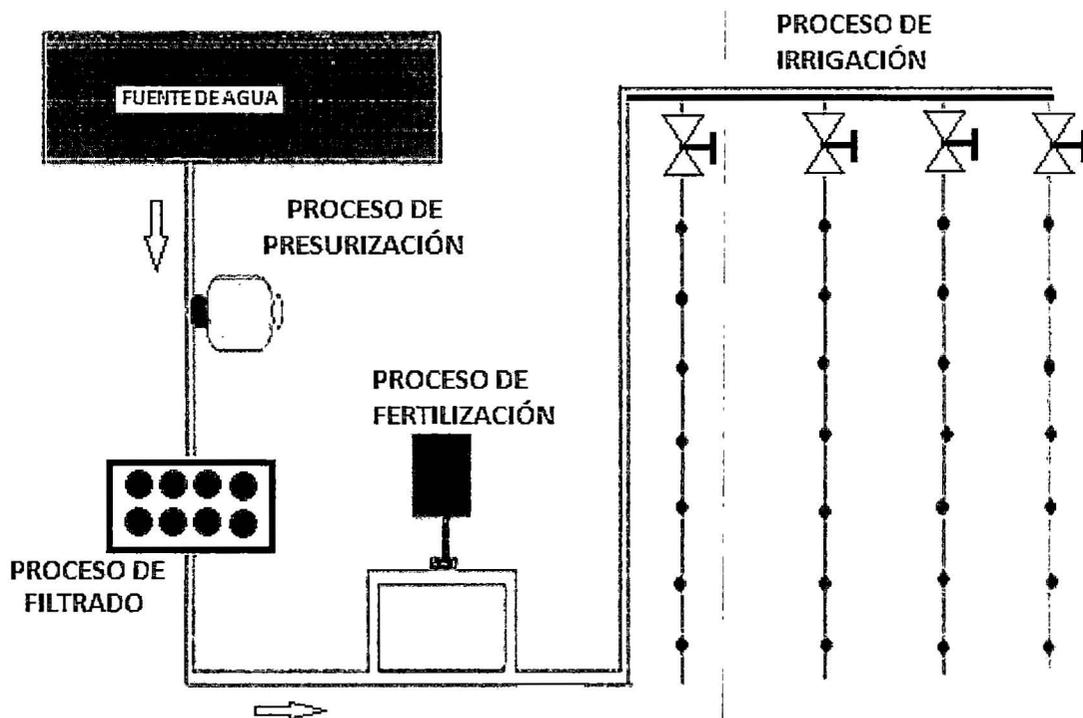


Fig. 2.4 Procesos del Sistema de Riego por Goteo

La fuente de agua puede ser superficial, presa, lago, río o manantial, En la Fig. 2.4 observamos que la fuente de agua es un reservorio luego es conducida a través de un conducto de Riego, también puede ser subterránea extraída de un pozo tubular a tajo abierto.

A continuación haremos una descripción rápida de los Procesos del Riego por goteo:

El Proceso de Presurización se inicia con la captación del agua que sale de la fuente a una determinada Presión y Caudal, para transformarla en otras características, vale decir, el agua a otra Presión y caudal determinada según diseño, luego pasamos al siguiente Proceso de Presión; este Proceso tiene por finalidad dejar pasar el agua lo mas “limpia” posible, también con sus características (solo deja pasar determinadas impurezas permitidas).

Una vez alcanzada estas características del agua, el Proceso de Fertilización añade algunos elementos químicos (Fertilizantes) según el requerimiento agronómico, las cuales se sustentan con el requerimiento de las plantas. Estos fertilizantes se distribuyen en todo el Sistema. Ahora, para que el Riego cumpla su cometido es necesario un Sistema hidráulico de que incluya tuberías, válvulas y otros accesorios, descritos en el Proceso de Irrigación, que tiene por objetivo trasladar el agua con las características que ha pasado por los anteriores Procesos hasta los goteros con una calidad de agua y caudal requerido.

La alta frecuencia de Riego en estos Sistemas, exige en aguas superficiales, el uso de reservorios que permiten la regulación y disponibilidad permanente de agua, además de la sedimentación de las impurezas que podrían obstruir los goteros.

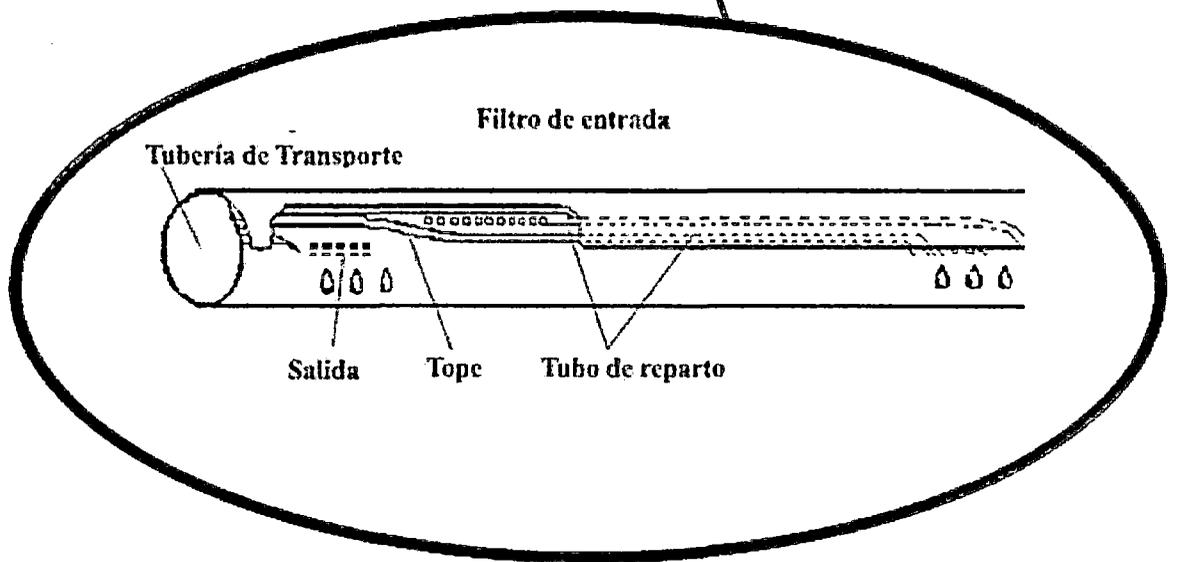
Un Sistema de Riego por goteo bien diseñado tiene las siguientes ventajas:

1. Uso eficiente del agua.
2. Permite obtener un mejor rendimiento agronómico.
3. Los costos de operación y mantenimiento son bajos.
4. Se puede usar en terrenos accidentados.

En la siguiente Fig. 2.5 se muestra el detalle de una manguera de Riego ordinario con su respectiva característica.



Fig. 2.5 Mangueras de Riego



## 2.2. Teoría de los Procesos del Riego por goteo.

### 2.2.1. Proceso de Presurización.

El Proceso de Presurización consiste principalmente por el conjunto Motor-Bomba que tiene la finalidad de recibir el agua con ciertas características de Presión y caudal para transformarla a una Presión y caudal según el diseño. A continuación detallamos los elementos más importantes de este proceso.

#### A. EL MOTOR ELÉCTRICO.

Un motor eléctrico es una máquina eléctrica que transforma energía eléctrica en energía mecánica por medio de interacciones electromagnéticas. Existe una serie de tipos de Motores que se clasifican según su velocidad de giro, número de fases de alimentación, tipo de rotor etc. A continuación se presenta el detalle del motor de inducción con rotor denominado jaula de ardilla.

#### A1. EL MOTOR ASÍNCRONO CON ROTOR JAULA DE ARDILLA

##### A1.1. Principio de funcionamiento

Este Motor está formado por un rotor denominado jaula de ardilla que es un cilindro montado en un eje. Internamente contiene barras conductoras longitudinales de aluminio o de cobre con surcos y conectados juntos en ambos extremos poniendo en cortocircuito los anillos que forman la jaula. El nombre se deriva de la semejanza entre esta jaula de anillos y barras y la rueda de un hámster (ruedas probablemente similares existen para las ardillas domésticas ver Fig. 2.6). Y un estator, en el que se encuentran las bobinas inductoras. Estas bobinas son trifásicas y están desfasadas entre sí  $120^\circ$ . Según el Teorema de Ferraris descritos más adelante.

Cuando por estas bobinas circula un sistema de corrientes trifásicas, se induce un campo magnético giratorio que envuelve al rotor. Este campo magnético variable va a inducir una tensión en el rotor según la Ley de inducción de Faraday.

$$\mathcal{E} = -N \frac{d\Phi}{dt}$$

Número de espiras

Derivada del flujo magnético con respecto al tiempo

Fuerza electromotriz

Entonces se da el efecto Laplace: todo conductor por el que circula una corriente eléctrica, inmerso en un campo magnético experimenta una fuerza que lo tiende a poner en movimiento.

$$\vec{f} = \int_V (\rho \vec{E} + \vec{J} \times \vec{B}) \cdot dV$$

Simultáneamente se da el efecto Faraday: en todo conductor que se mueva en el seno de un campo magnético se induce una tensión.

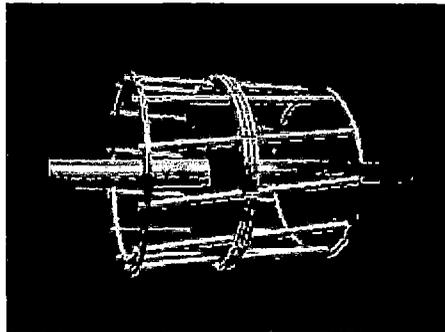


Fig. 2.6 Esquema del Rotor Jaula de ardilla

A1.2. Fuerza Magnetomotriz producida por un devanado concentrado de paso diametral

Recordemos, antes de nada, que “paso diametral” quiere decir que el ancho de bobina (distancia entre los dos lados activos de una bobina) coincide con el paso polar.

PASO DIAMETRAL  $\Rightarrow$   $\theta_{\text{mag}} = 180^\circ$   
 $\theta_{\text{mag}} = p \cdot \theta_{\text{mec}}$   
 $p = 1 \Rightarrow \theta_{\text{mag}} = \theta_{\text{mec}}$

Consideremos, en primer lugar, una bobina de  $N$  espiras representadas por el esquema simplificado de la figura 2.7. Se trata de determinar la forma de la distribución tanto del campo magnético como de la f.m.m. a lo largo del entrehierro. La bobina está recorrida por una corriente de  $i$  amperios, que en principio supondremos que es de c.c. Se han representado las líneas de campo magnético que produce la bobina; estas líneas atraviesan radialmente el entrehierro y se cierran por los núcleos ferromagnéticos del estator y rotor (campo senoidal). El sentido de las líneas de inducción viene determinado por la regla de Ampere de la mano derecha, es decir si se coge la bobina con la mano derecha, de tal modo que los dedos abracen la bobina en el sentido de la circulación de la corriente, el dedo pulgar apuntará hacia el polo norte producido por la bobina. La figura 2.7 de la derecha representa una sección transversal de la máquina en donde se dibuja el eje de la bobina como un eje perpendicular al plano que contiene la bobina. Se observará que el eje de la bobina coincide con el eje polar. Se ha considerado que la bobina tiene una anchura de  $180^\circ$  eléctricos, lo cual indica para el caso en que la máquina tenga dos polos, que el paso de bobina es diametral.

La denominación diametral, se emplea también para definir bobinas cuya anchura sea de un paso polar, es decir  $180^\circ$  eléctricos, aunque la máquina tenga cualquier número de polos. También se utiliza la expresión de paso completo o polar.

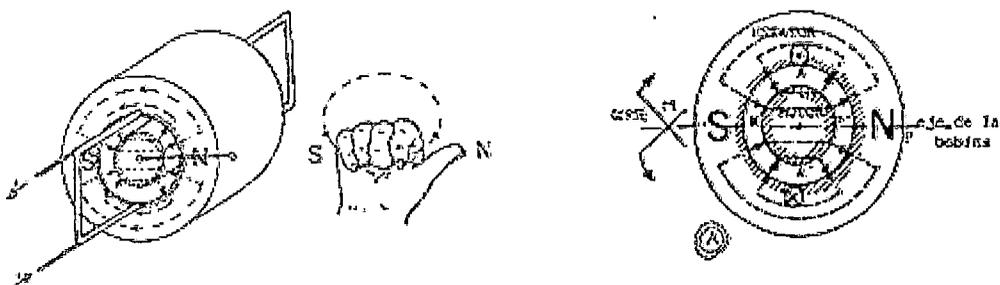


Fig. 2.7 Bobina de  $N$  espiras y su campo generado

Supongamos ahora que hacemos un corte en la máquina por el punto  $M$  y desarrollamos el entrehierro como muestra la figura siguiente (Figura 2.8). El eje de la bobina se toma como referencia de posiciones angulares ( $\theta = 0$ ). Asimismo, se han asignado los sentidos de las líneas de inducción, representadas a puntos, en el entrehierro teniendo en cuenta la regla de la mano derecha. También puede utilizarse la regla del sacacorchos para determinar dichas direcciones.

Para poder determinar la magnitud de la inducción en cada punto del entrehierro, será necesario aplicar al circuito magnético la ley de Ampere en forma integral.

$$\oint_{\gamma} \mathbf{H} \cdot d\mathbf{l} = N \cdot i = F_{mm}$$

A lo largo de un camino cerrado, evidentemente, puede elegirse cualquier camino cerrado como recinto de integración. Ahora bien, si tenemos en cuenta que en las Máquinas Eléctricas Rotativas existe simetría circular, resulta que lo que suceda en el entrehierro para un ángulo  $\theta$  sucede, con signo contrario, para un ángulo  $\theta + 180^\circ$  eléctricos (magnéticos). Por lo tanto, elegido el camino señalado en la figura resultará que:

$$F_{mm}(\theta) = -F_{mm}(\theta + 180^\circ)$$

La integral de línea puede calcularse por tramos y tendremos, entonces:

$$\oint_{\gamma} \mathbf{H} \cdot d\mathbf{l} = \int_a^b \mathbf{H} \cdot d\mathbf{l} + \int_{b(\text{rotor})}^c \mathbf{H} \cdot d\mathbf{l} + \int_c^d \mathbf{H} \cdot d\mathbf{l} + \int_{d(\text{estator})}^a \mathbf{H} \cdot d\mathbf{l} = N \cdot i$$

Teniendo en cuenta que  $H$  en el estator y en el rotor es nulo por hipótesis tenemos:

$$\int_a^b \mathbf{H} \cdot d\mathbf{l} + \int_c^d \mathbf{H} \cdot d\mathbf{l} = N \cdot i$$

Cada una de las integrales anteriores representa las f.m.ms. que atraviesan el entrehierro:

$$F_{mm_{ab}} + F_{mm_{cd}} = N \cdot i$$

Ahora bien, por razones de simetría y si la anchura del entrehierro es constante, la f.m.m. que atraviesa el entrehierro en el punto  $\theta$  es igual y de sentido contrario a la f.m.m. que atraviesa por el punto  $\theta + 180^\circ$ . Es decir, las dos f.m.m son iguales en módulo pero de sentido contrario:

$$F_{mm_{ab}} = F_{mm_{cd}} = \frac{N \cdot i}{2} = F_m \quad \Rightarrow \quad F_{cd} = \frac{N \cdot I}{2} \quad F_{ab} = -\frac{N \cdot I}{2}$$

Si suponemos como positiva la f.m.m. que atraviesa el entrehierro en sentido del rotor hacia el estator y negativa la que lo hace en sentido contrario.

Si se desea ahora determinar la f.m.m. en cualquier otro punto del entrehierro, lo que hacemos es tomar el circuito "abcd" e irlo trasladando hacia la izquierda o hacia la derecha para ir "barriendo" todos los puntos del entrehierro. En nuestro caso, como solo tenemos una sola bobina el campo o f.m.m. será uniforme y su valor es el expresado anteriormente del estator al rotor.

Moviendo, el recinto de integración "abcd" se obtendrá el valor de  $F(\theta)$  en cualquier punto del entrehierro. En la figura 2.8 se ha dibujado la distribución de f.m.m. que es una onda rectangular de valor máximo  $F_m = Ni/2$  y que es positiva entre  $-90^\circ$  y  $+90^\circ$  y negativa entre  $+90^\circ$  y  $-90^\circ$ .

La onda de f.m.m. es una función periódica del ángulo  $\theta$  que admite un desarrollo en serie de Fourier de tal manera que la onda de f.m.m. puede ser considerada como la suma de una onda fundamental y una serie de armónicos de orden impar dada la simetría de la curva inicial. En la figura 2.8 se muestran dicha onda fundamental y una serie de armónicos.

Si consideramos, únicamente, la onda fundamental resulta que la distribución de la f.m.m a lo largo del entrehierro es una función cosenoidal, de amplitud fija, que responde a la expresión:

$$F(\theta) = F_m \cos \theta$$

Y de tal manera que el eje de la onda coincide con el eje de la bobina. La onda es variable en el espacio y su valor, en cada punto del entrehierro, será siempre el mismo en tanto no varíe la corriente que circula por la bobina o permanezca invariable la posición de la bobina. La amplitud de la onda de f.m.m. vale:

$$F_m = \frac{N \cdot i}{2}$$

Si suponemos ahora que se alimenta la bobina con una corriente senoidal:

$$i = I_m \cdot \cos \omega t$$

Entonces, la f.m.m. será una función del espacio y del tiempo y responderá a la expresión:

$$F(\theta, t) = \frac{N \cdot I_m}{2} \cdot \cos \omega t \cdot \cos \theta = F_m \cdot \cos \omega t \cdot \cos \theta$$

Para ver el significado de esta última expresión se ha dibujado en la figura 2.8 la onda  $F(\theta, t)$  en diferentes instantes de tiempo, así como la forma de la corriente alterna.

A medida que evoluciona el tiempo, la corriente que circula por la bobina sigue una distribución senoidal, lo que hace modificar la amplitud de la f.m.m.

En la figura 2.8 se ha representado la distribución de f.m.m. en el entrehierro en cada instante de tiempo y su fasor espacial correspondiente. Se observa que la onda de f.m.m. y su fasor espacial permanecen fijos en el espacio pero que su amplitud varía senoidalmente con el tiempo.

Se dice entonces que la onda de Fuerza Magnetomotriz permanece fija pero su amplitud varía senoidalmente y es una onda estacionaria y pulsante.

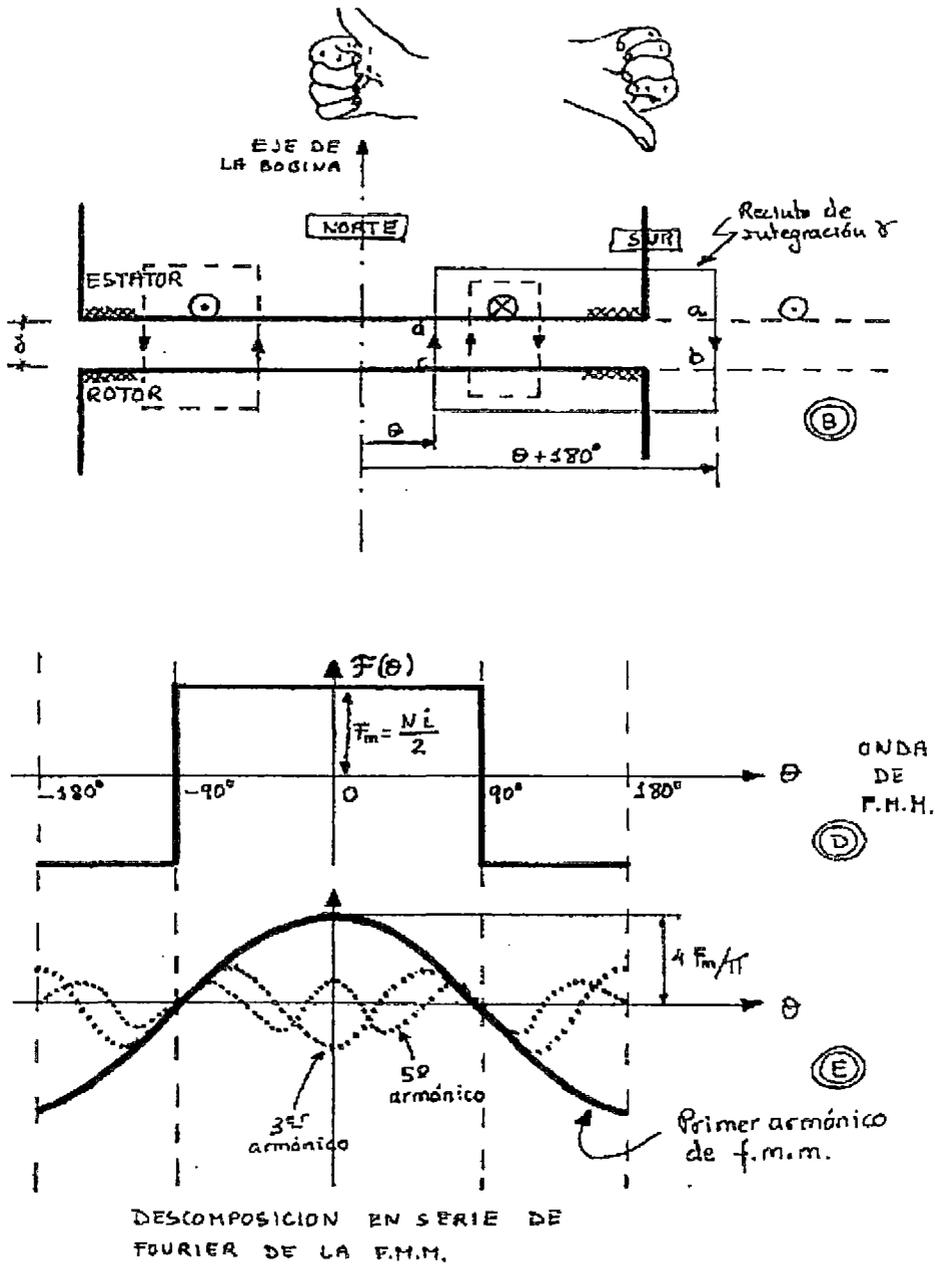


Fig. 2.8 Análisis de la fuerza magnetomotriz

### A1.3. Campos giratorios: Teorema de Ferraris.

Veamos ahora un caso que tiene una gran utilidad práctica en el funcionamiento de las máquinas eléctricas. Consideremos un sistema formado por tres devanados, colocados bien sea en el estator o en el rotor, de tal forma que estén desfasados  $120^\circ$  eléctricos en el espacio, como se indica esquemáticamente en la figura 2.9.

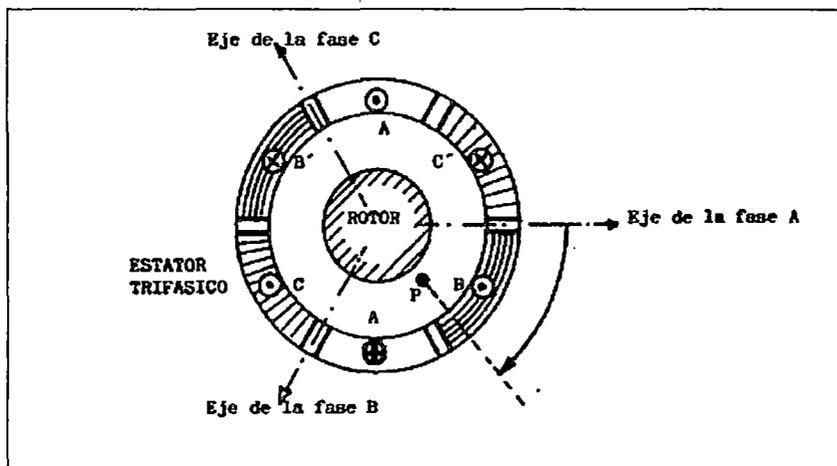


Fig. 2.9 El campo magnético Giratorio

Los devanados desfasados  $120^\circ$  eléctricos en el espacio, recorridos por un sistema de corrientes trifásicas equilibradas ver Fig. 2.9.

$$I_a = I_m \times \cos(\omega t)$$

$$I_b = I_m \times \cos(\omega t - 120^\circ)$$

$$I_c = I_m \times \cos(\omega t + 120^\circ)$$

Donde:

$I_a$ : Corriente por la fase "R"

$I_b$ : Corriente por la fase "S"

$I_c$ : Corriente por la fase "T"

$I_m$ : Valor de la corriente eficaz.

La fuerza magnetomotriz total es la suma de cada uno de los tres partes.

$$F(\theta, t) = F_m \cdot [\cos(\omega t)\cos(\theta) + \cos(\omega t - 120^\circ)\cos(\theta - 120^\circ) + \cos(\omega t + 120^\circ)\cos(\theta + 120^\circ)]$$

Simplificando trigonométricamente tenemos:

$$F(\theta, t) = \frac{3}{2} F_m \cdot \text{Cos}(\omega t - \theta) = \frac{3}{2} F_m \cdot \text{Cos}(\omega t - p\alpha)$$

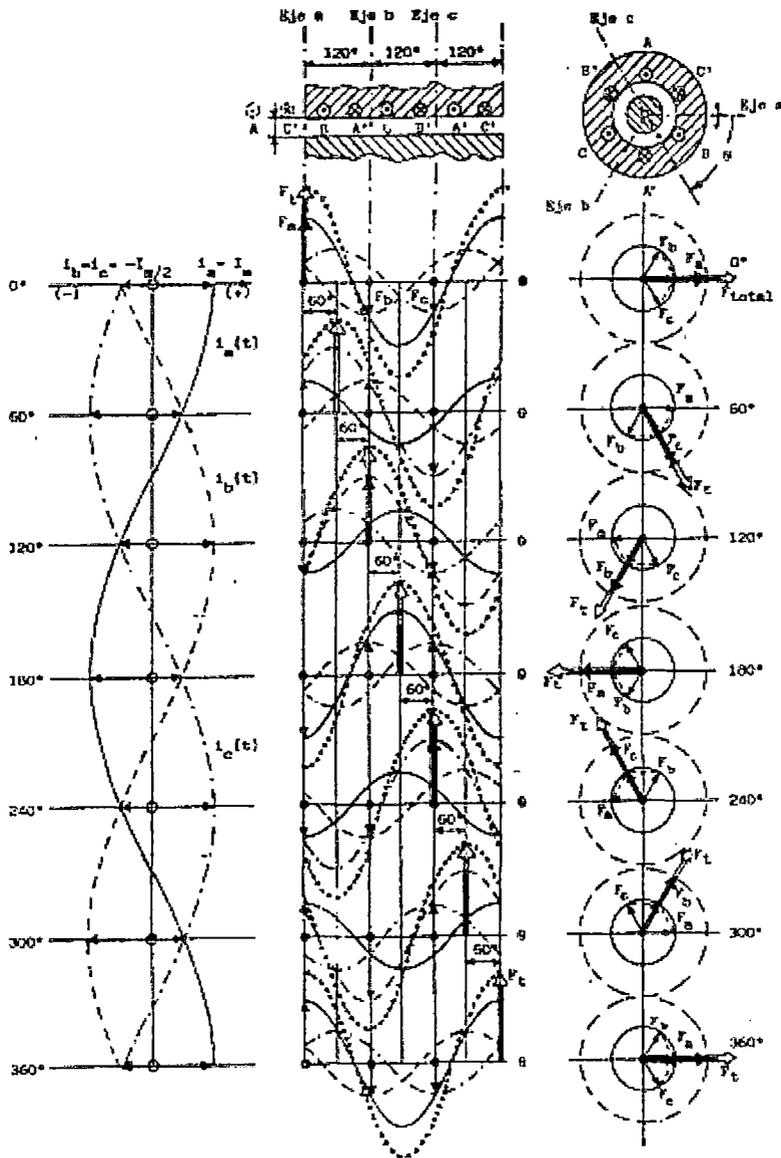


Fig. 2.10 El campo magnético giratorio

Se dice entonces que ha producido un campo magnético giratorio que presenta dos características fundamentales:

- Tiene una amplitud Constante.
- Gira a una velocidad constante.

En la figura 2.9 podemos observar la descripción de este campo giratorio para un sistema trifásico para distintos valores de del ángulo  $\theta$ .

#### A1.4. F.E.M Inducida.

- Flujo inductor  $\phi_1$  senoidal  $\Rightarrow$  Iestator de  $f_1$  y  $\omega_1$
- Flujo inductor se distribuye senoidalmente por la periferia del entrehierro.
- Eje del devanado del rotor tiene una posición respecto al eje del flujo del estator.

$$\alpha = \omega_m t$$

- Inducido en circuito abierto (sólo tener en cuenta f.e.m.)

$$f_2, \omega_2$$

$$\phi_1 = \phi_m \cdot \text{Cos}(\omega_1 t) \text{Cos}(p\alpha)$$

$$e_2 = -N_2 \frac{d\phi}{dt} = \underbrace{N_2 \omega_1 \phi_m \text{Sen}(\omega_1 t) \text{Cos}(p\alpha)}_{\text{F.E.M. DE PULSACIÓN}} + \underbrace{N_2 p \omega_m \phi_m \text{Cos}(\omega_1 t) \text{Sen}(p\alpha)}_{\text{F.E.M. DE ROTACIÓN}}$$

$$e_2 = \frac{N_2 \omega_1 \phi_m}{2} [\text{Sen}(\omega_1 + p\omega_m)t + \text{Sen}(\omega_1 - p\omega_m)t] + \frac{N_2 p \omega_m \phi_m}{2} [\text{Sen}(\omega_1 + p\omega_m)t - \text{Sen}(\omega_1 - p\omega_m)t]$$

$$e_2 = \frac{N_2 \phi_m}{2} [(\omega_1 + p\omega_m) \text{Sen}(\omega_1 + p\omega_m)t + (\omega_1 - p\omega_m) \text{Sen}(\omega_1 - p\omega_m)t]$$

$$f_L = f_2 = f_1 = \pm \frac{np}{60}$$

$$\omega_2 = \omega_1 \pm p \cdot \omega_m \qquad \omega_1 = 2\pi f_1$$

$$\omega_2 = 2\pi f_2$$

$$f_2 = f_1 \pm \frac{np}{60}$$

$$\omega_m = \frac{2\pi n}{60}$$

### A1.5. El Funcionamiento

En el devanado del estator tenemos que por el teorema de Ferraris La rotación del campo magnético por la periferia del entrehierro.

$$n_1 = \frac{60f_1}{p}$$

En el Rotor tenemos una FEM inducida.

$$e = \int (\vec{v} \times \vec{B}) \cdot d\vec{\ell} = (\vec{v} \times \vec{B}) \cdot \vec{\ell}$$

Y también tenemos en los conductores del rotor:

$$\vec{F} = i(\vec{\ell} \times \vec{B})$$

Sea  $\vec{V}$  la velocidad del rotor respecto a las del campo, y “ $n$ ” la velocidad del rotor, el deslizamiento sería:

$$s = \frac{n_1 - n}{n_1}$$

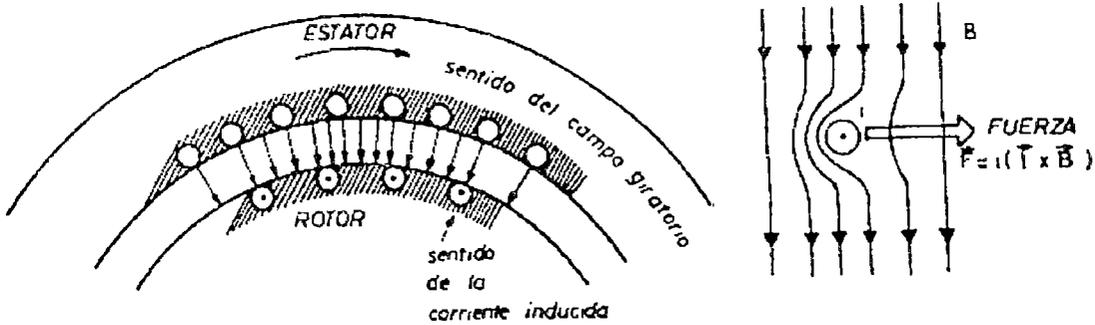


Fig. 2.11 Analizando la velocidad del rotor

De figura anterior a observamos lo siguiente:

$$f_2 = sf_1 = \frac{n_1 - n}{n_1} \cdot \frac{pn_1}{60} = \frac{p(n_1 - n)}{60} \Rightarrow$$

$$n_2 = n_1 - n \Rightarrow n_2 + n = n_1$$

La velocidad del campo giratorio del rotor respecto a un observador en reposo:  $n_2 + n$

El campo del rotor gira en sincronismo con el campo del estator

$$f_2 = sf_1$$

### A1.6. Circuito equivalente.

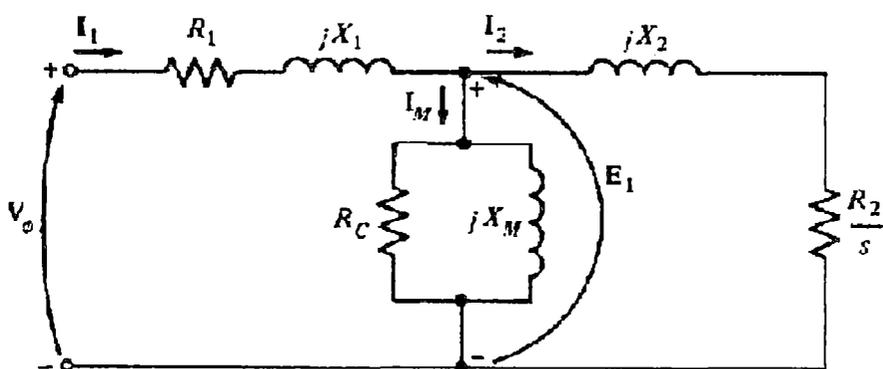


Fig. 2.11 Circuito equivalente del motor asíncrono.

De la figura 2.11 podemos observar las siguientes relaciones:

$$I_2 = \frac{V_o}{\sqrt{(R_1 + R_2)^2 + (X_1 + X_2)^2}}$$

También sabemos que:

$$P_{as} = 3 I_2^2 \frac{R_2}{s}$$

Reemplazando tenemos:

$$P_{as} = \frac{3 V_1^2 R_2}{R_1 + \frac{R_2}{s} + (X_1 + X_2)^2 s}$$

Con respecto al torque tenemos:

$$\tau = \frac{3 V_1^2 R_2}{\omega_{sinc} \left( R_1 + \frac{R_2}{s} + (X_1 + X_2)^2 s \right)}$$

Ahora el torque máximo posible ocurre cuando la potencia del entrehierro es máxima. Como la potencia en el entrehierro es igual a la potencia consumida en la resistencia \$R\_2/s\$, el torque máximo ocurrirá cuando sea máxima la potencia consumida en esta resistencia.

$$\tau_{max} = \frac{3 V_1^2}{2 \omega_{sinc} \left( R_1 + \sqrt{R_1^2 + (X_1 + X_2)^2} \right)}$$

De la figura 2.11 también podemos determinar qué:

$$I_{estador} = V_1 Y_m + \frac{1}{\left( (R_1 + R_2) + j(X_1 + X_2) \right)}$$

### A1.7. Curvas características teóricas.

Al igual que en muchas otras máquinas, el comportamiento del motor eléctrico puede ser especificado por medio de sus curvas características. Una correcta interpretación de estas curvas para un determinado motor puede brindar abundante información acerca de su comportamiento en distintas condiciones de funcionamiento. Las curvas más importantes para los motores de inducción son:

Característica de velocidad. Representa la velocidad en función de la potencia útil manteniendo constantes la tensión de alimentación y la frecuencia ( $n=f(PU)$ ;  $U=cte$ ;  $f=cte$ ). En general se observa que la velocidad se reduce muy poco con la carga, entre un 2% y un 5% de la velocidad de sincronismo, se dice que la característica es dura.

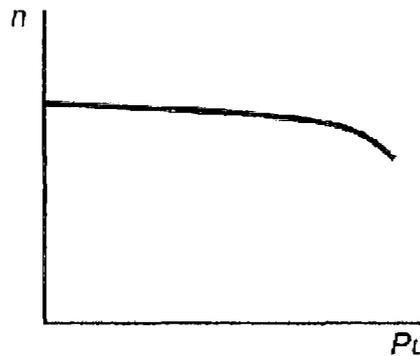


Fig. 2.12 Característica de velocidad

Característica de consumo. Representa la intensidad de corriente que la máquina absorbe de la Red en función de la potencia útil manteniendo constantes la tensión y la frecuencia ( $I=f(PU)$ ;  $U=cte$ ;  $f=cte$ ). La corriente de vacío está comprendida entre 0,25 y 0,50 de la nominal.

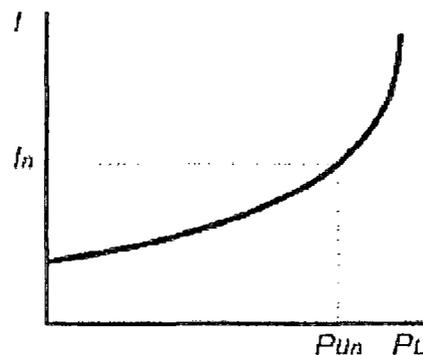


Fig. 2.13 Característica de consumo.

Característica del factor de potencia. Representa la variación del factor de potencia en función de la potencia útil.

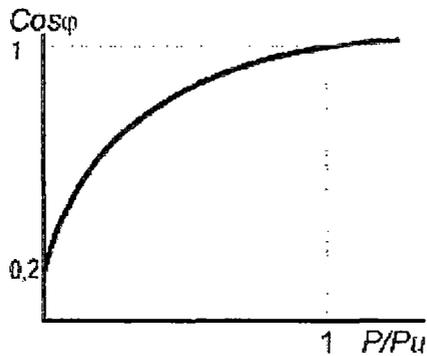


Fig. 2.14 Característica de  $\text{Cos}\psi$

Característica mecánica. También conocida como característica par-velocidad, esta es la curva más importante de un motor y representa la variación del par del motor en función de la velocidad manteniendo constantes la tensión y la frecuencia ( $M=f(n)$ ;  $U=\text{cte}$ ;  $f=\text{cte}$ ).

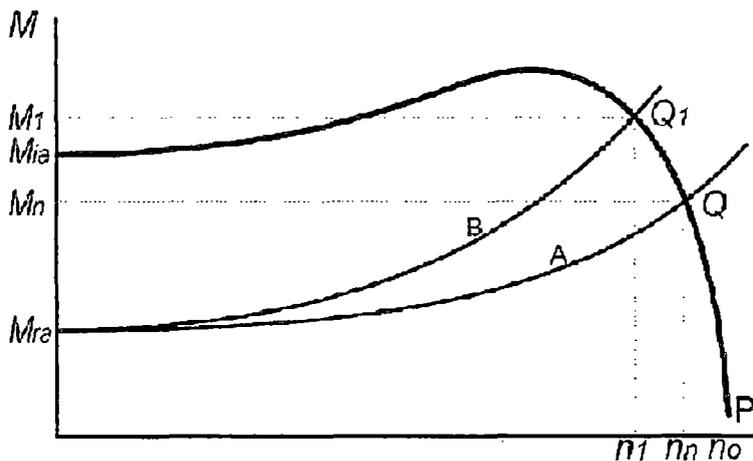


Fig. 2.15 Característica mecánica

La velocidad a la que se mueve un motor depende tanto de su propia característica par-velocidad como de la característica par-velocidad de la carga. En la figura 2.15 se aprecia esta situación, las curvas A y B representan características típicas de cargas, la curva restante corresponde a un motor de inducción.

A continuación, y tomando como referencia estas curvas, analizaremos algunos puntos especialmente como son: el arranque, el funcionamiento en vacío y el estable con carga.

Arranque: en el arranque la velocidad es cero. El valor  $M_{ra}$  es el par resistente de arranque y corresponde al valor mínimo que debe aplicarse a la carga para ponerla en movimiento, análogamente,  $M_{ia}$  es el par interno de arranque del motor, es evidente que para que el sistema se ponga en movimiento debe ser  $M_{ia} > M_{ra}$ . Se considera que el par de arranque debe ser entre 1,25 y 2,5 veces el valor del par nominal ( $M_n$ ), en estas condiciones la corriente en el arranque  $I_a$  tomara un valor entre 5 y 8 veces la intensidad nominal  $I_n$ .

Funcionamiento en vacío: si el motor arranque en vacío el punto de funcionamiento es el P, en el que el par suministrado es nulo (en realidad debe vencerse un par propio relacionado con los roces internos y el momento de inercia del rotor) y la velocidad de vacío ( $n = n_0$ ) está cercana a la velocidad de sincronismo.

Funcionamiento estable con carga: cuando el motor funciona con carga, el punto de funcionamiento ( $M_n, n_n$ ) corresponde a aquel en el que se cortan las curvas características de la carga y del motor (Q), es decir, la velocidad en la que el par motor se iguala al par resistente. Si modificáramos la carga de manera que el par resistente cambiara (curva B) tendríamos un nuevo punto de funcionamiento estable (Q1) en el cual el motor debería disminuir la velocidad para suministrar un par mayor.

Regulación de la velocidad: La velocidad del motor está directamente relacionada con el deslizamiento y la potencia que el motor debe desarrollar, al no entrar otras variables en juego se tiene como consecuencia que mientras que se mantenga constante la carga ha de mantenerse constante la velocidad. No obstante hay algunas alternativas que permiten efectuar un Control, las cuales buscan disminuir la potencia en el eje con lo cual el motor, para mantener en movimiento la carga, debe aumentar su resbalamiento y, en consecuencia, disminuir su velocidad angular. Ver figura 16.

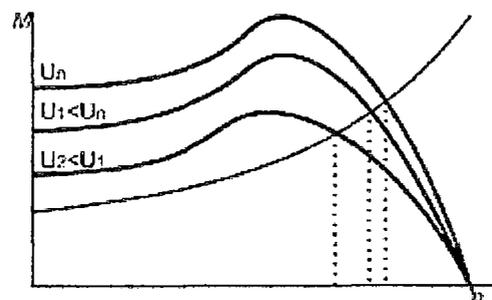


Fig. 2.16 Regulación de la velocidad

## **B. SISTEMA DE BOMBEO**

### **B1. DEFINICIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO.**

Un sistema de bombeo es un transformador de energía; recibe energía mecánica que puede proceder de un motor eléctrico, térmico etc., y la convierte en energía que un fluido adquiere en forma de presión de posición o de velocidad. El sistema de Bombeo contiene un conjunto de elementos que permiten el transporte a través de tuberías y el almacenamiento temporal de los fluidos como se muestra en la figura 2.17.

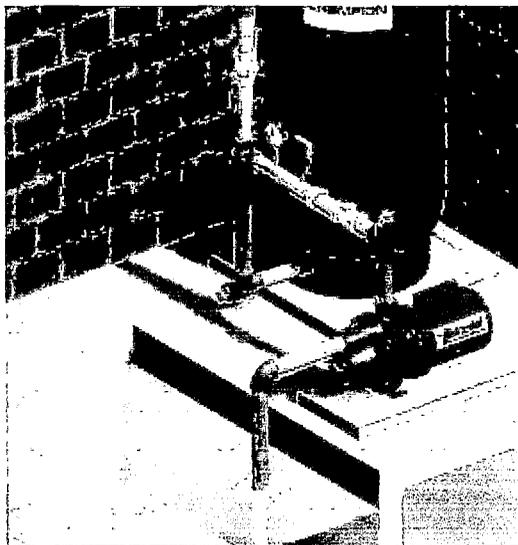


Fig. 2.17 Sistema de Bombeo

### **B2. BOMBA CENTRÍFUGA.**

Siendo variados los tipos de Bombas, según el Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos de América define 2 grandes grupos de Bombas; los de desplazamiento positivo y las Dinámicas, en esta última clasificación se encuentran las Bombas Centrífugas.

#### **B2.1. Definición de una bomba centrífuga**

Una bomba centrífuga consiste de un armazón normalmente metálico en el cual hay un impulsor o rodete formado por un juego de álabes rotatorios dentro de un alojamiento o carcasa, que utilizan para impartir energía a un fluido por medio de la fuerza centrífuga.

### B2.2. Principio de funcionamiento.

El líquido ingresa al cuerpo de la Bomba, es impulsado por el rodete por fuerza centrífuga aumentando su velocidad, que luego es direccionado (por difusores) y que por diseño de la carcasa (voluta mayormente) la energía de velocidad se transforma a energía de Presión.

### B2.3. Partes principales de la bomba centrífuga

- Carcaza.
- Impulsor o rodete
- Sellos y Empaques.
- Flecha
- Anillo de desgaste

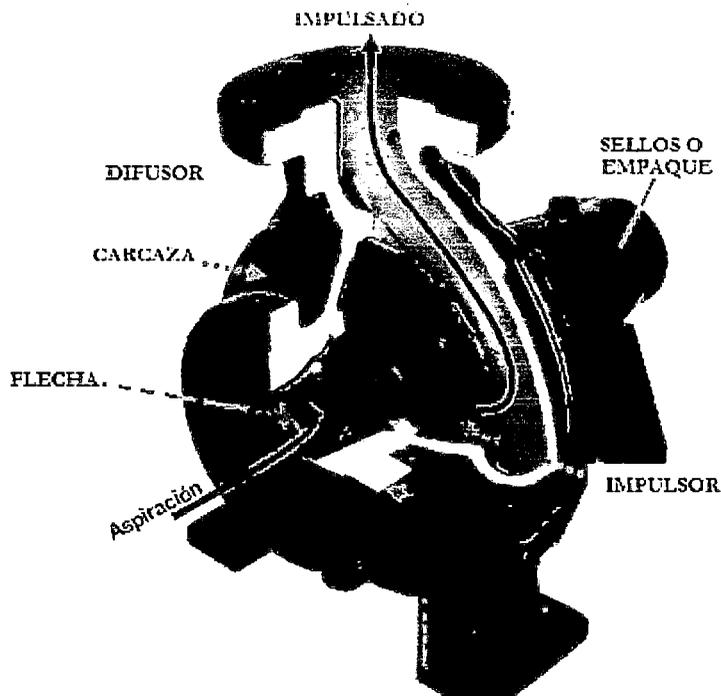


Fig. 2.18 Partes de una Bomba Centrífuga

La **carcaza** tiene como función principal convertir la energía de velocidad impartida por el impulsor en energía de Presión esto se lleva a cabo mediante la reducción de velocidad debido a un aumento gradual del área.

El **Impulsor** es el corazón de la Bomba Centrífuga. Recibe el líquido y le imparte una velocidad de la cual depende la carga producida por la Bomba.

**El sello** tiene como función evitar el flujo hacia afuera del líquido bombeado a través del orificio por donde pasa la flecha de la Bomba.

**La Flecha** es el eje de todo los elementos que giran en ella, transmitiendo además el movimiento que le imparte la flecha del motor.

**El Anillos de desgaste** tiene como función principal tener un elemento fácil y barato de remover en aquellas partes en donde, debido a las cerradas holguras que se producen entre el impulsor que gira y la carcasa fija.

### B3 TEORIA DEL IMPULSOR: ECUACION DE EULER

La velocidad del flujo en una bomba centrífuga se puede analizar mediante un procedimiento gráfico en el cual se utilizan las técnicas vectoriales.

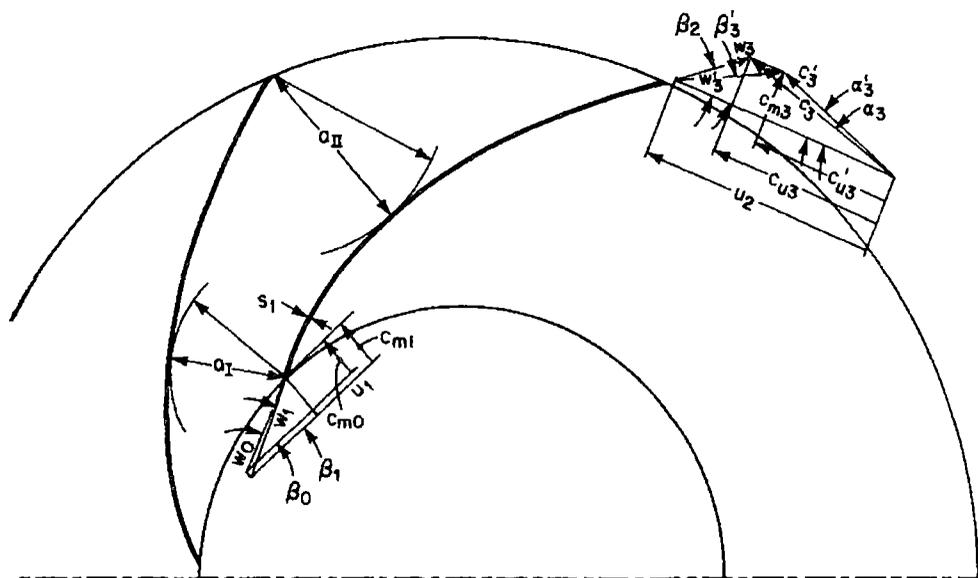


Fig. 2.19 Análisis vectorial del Impulsor

Esta forma se desarrolla con el diagrama vectorial triangular y se conoce como triángulos de velocidades. Estos triángulos pueden trazarse para cualquier punto de la trayectoria del flujo a través del impulsor pero, por lo general, sólo se hace para la entrada y salida del mismo. Los tres lados vectores del triángulo son:

$u$ : velocidad periférico o circunferencial del impulsor;

$W$ : velocidad relativa del flujo;

$C$ : velocidad absoluta del flujo.

La velocidad relativa es con respecto al impulsor y su dirección lleva incorporada la curvatura del alabe del rotor; la absoluta, es la velocidad del flujo y con respecto a la carcasa; esta última es siempre igual a la suma vectorial de la relativa y la circunferencias o de arrastres. Las velocidades citadas llevan subíndices 1 ó 2 según sean a la entrada o a la salida, respectivamente. Pueden llevar también los subíndices 0 y 3 que corresponden a un punto anterior a la entrada del impulsor y a uno posterior a la salida, respectivamente.

En la figura 2.19 se muestra, tal como se los mencionara, los vectores en el impulsor así como los triángulos de entrada y salida. Además, se muestra como se debe evaluar, a través de  $aI$  y  $aII$ , las distancias para poder calcular las secciones de salidas y de entrada respectivamente.

Las componentes de la velocidad absoluta normales a la velocidad periférica, son designadas como  $C_{m1}$  y  $C_{m2}$  para los diagramas de entrada y salida. Este componente es radial o axial, según sea el impulsor. En general, se le llamará meridional y llevará un subíndice  $m$ .

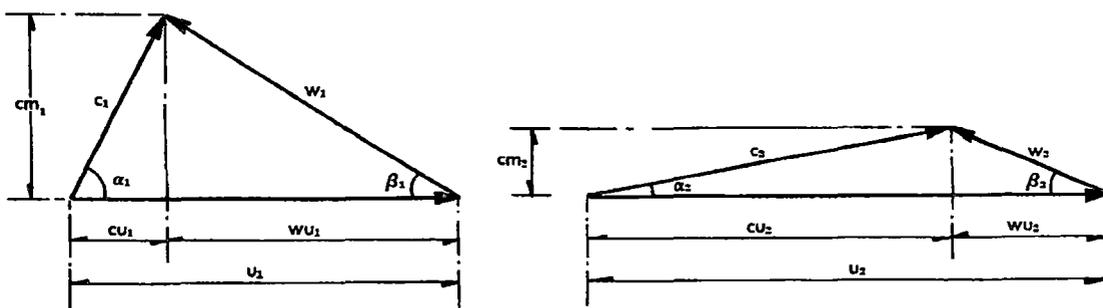


Fig. 2.20 Triángulo de velocidades

A menos que se especifique otra cosa, todas las velocidades se considerarán como velocidades promedio o media para las secciones normales a la dirección del flujo. Esta es una de las aproximaciones hechas en los estudios teóricos y para diseños prácticos, situación que no es exactamente verdadera en la realidad.

La velocidad periférica  $u$  se podía calcular con la siguiente ecuación, en la cual  $D$  es el diámetro:

$$u = \frac{\pi n D}{60}$$

### B3.1 La altura útil de la Bomba Centrífuga

La expresión para la altura útil de una bomba centrífuga se obtiene aplicando el principio del **momento angular** a la masa de líquido que circula a través del impulsor. Este principio establece que el cambio del momento angular de un cuerpo con respecto al eje de rotación, es igual al par de fuerzas resultantes sobre el cuerpo, con respecto al mismo eje.

El Momento hidráulico de una vena es el que se origina por el impulso del agua de esta vena con respecto al eje de rotación. Si consideremos una masa líquida que llene completamente el espacio que existe entre dos aspas consecutivas del impulsor.

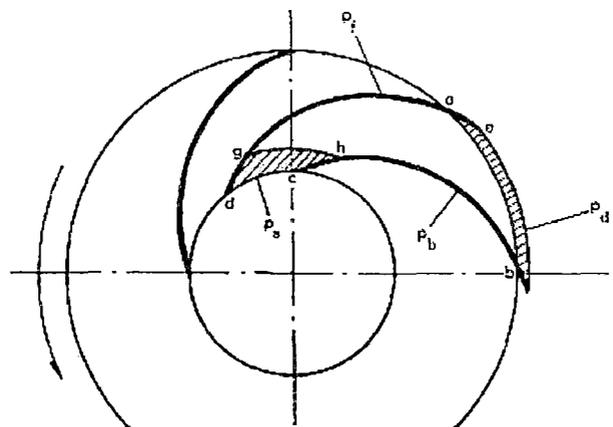


Fig. 2.21 Aplicación del Momento angular

Según la Figura 2.21 observamos que en el instante ( $t = 0$ ) su posición es abcd y después de un intervalo de tiempo  $dt$  su posición ha cambiado a efgh, al salir una capa de espesor diferencial a abef. Esta es igual a la masa líquida que entra en un intervalo de tiempo  $dt$  y está representada por cdgh. La parte abgh del líquido contenido entre las aspas, no cambia su momento hidráulico.

Por lo tanto, el cambio de momento hidráulico del contenido total del canal está dado por el cambio de momento de la masa  $dm$  que entra al impulsor y la masa  $dm$  que sale.

Este cambio del momento hidráulico es igual al momento de todas las fuerzas externas aplicadas al líquido contenido entre las dos aspas. Deducimos a continuación la fórmula:

En un cierto tiempo  $dt$  entra un volumen  $dV$  cuya masa es:

$$dM = \frac{\gamma}{g} dV$$

Cuyos impulsos de entrada y salida son respectivamente:

$$I_1 = \frac{\gamma}{g} dV \cdot C_1 \quad I_2 = \frac{\gamma}{g} dV \cdot C_2$$

Análogamente los momentos hidráulicos de entrada y salida son:

$$M_{h1} = \frac{\gamma}{g} dV \cdot C_1 \cdot r_1 \cdot \cos(\alpha_1) \quad M_{h2} = \frac{\gamma}{g} dV \cdot C_2 \cdot r_2 \cdot \cos(\alpha_2)$$

Por consiguiente, el par por unidad de tiempo será:

$$T = \Delta M_{h2} = \frac{\gamma}{g} \frac{dV}{dt} [r_2 C_2 \cos(\alpha_2) - r_1 C_1 \cos(\alpha_1)]$$

Ahora bien, las fuerzas externas aplicadas al líquido contenido entre las palas del rotor son:

- La diferencia de presiones sobre los dos lados de cada vena (pf y pb).
- Las presiones pd y ps sobre las caras ab y cd son fuerzas radiales, por lo cual no tienen momento alrededor del eje de rotación.
- Las fuerzas de fricción hidráulicas que se oponen al flujo relativo y producen un par, además, del que ejercen las aspas del impulsor. Estas fuerzas se desprecian aún en el flujo idealizado.

Simplificando las ecuaciones anteriores con las consideraciones dadas tenemos:

$$T\omega = \frac{\gamma Q}{g} \omega [r_2 C_2 \cos(\alpha_2) - r_1 C_1 \cos(\alpha_1)]$$

Ahora bien, esto es igual a la potencia hidráulica aplicada al líquido por las palas del impulsor.

Al sustituir  $u_2 = \omega r_2$  y  $C_2 \cos(\alpha_2) = C \cdot u_2$  y suponiendo que no hay pérdidas de carga entre el impulsor y el punto donde se mide la carga dinámica total, se dispone de esta potencia a la salida. se obtiene la siguiente expresión:

$$P = Q\gamma H_t = \frac{\gamma Q}{g} [u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}]$$

Al eliminar Q obtenemos la expresión para la altura útil:

$$H_i = H_{util} = \frac{[u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}]}{g}$$

Que es la 1era ecuación de EULER para las Bombas Centrifugas. De esta ecuación se deduce que para obtener la máxima carga, el líquido debe penetrar radialmente en el impulsor, con lo cual  $C_{u1} = 0$  y debe salir formando un ángulo lo más pequeño posible para que  $C_{u2}$  tienda a 1 de donde obtenemos:

$$H_i = H_{util} = \frac{[u_2 c_{u2}]}{g}$$

Reemplazando trigonométricamente podemos obtener la segunda ecuación de Euler para Bombas centrífugas.

$$H_u = \frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2g} + \frac{(C_2^2 - C_1^2)}{2g} + \frac{(W_1^2 - W_2^2)}{2g}$$

Interpretación Física de la Ecuación anterior.

- El primer término representa la Presión generada por las fuerzas centrífugas que actúan sobre la masa del líquido que viajan del diámetro D1 al diámetro D2.
- El segundo muestra el cambio de la energía cinética del flujo desde el ojo del impulsor hasta la descarga del mismo.
- El último es un cambio de Presión debido al cambio de velocidad relativa del flujo al pasar por el impulsor.
- Las ecuaciones nos darán la altura útil de la Bomba. Sin embargo, en la práctica no se conocen las verdaderas velocidades y sus direcciones. Lo que se hace es dibujar los triángulos de velocidad sobre los ángulos de las palas o alabes y por medio de las ecuaciones anteriores calcular la carga.

Curva H-Q de Euler: usamos la ecuación de Euler para la altura en su forma más simple, o sea, suponemos que el líquido entra al impulsor, en forma radial es decir que tendremos que la componente  $C_{u1} = 0$ , por tanto:

$$H_i = H_{util} = \frac{[u_2 c_{u2}]}{g}$$

Puede verse que ésta es la ecuación de una línea recta, la cual dará la variación de la Altura de Euler con el caudal. En efecto, tenemos que:

$$C_{n2} = u_2 - u_2 W = u_2 - \frac{C_{m2}}{\tan(\beta_2)} = \frac{u_2}{g} - \frac{u_2 C_{m2}}{g \cdot \tan(\beta_2)}$$

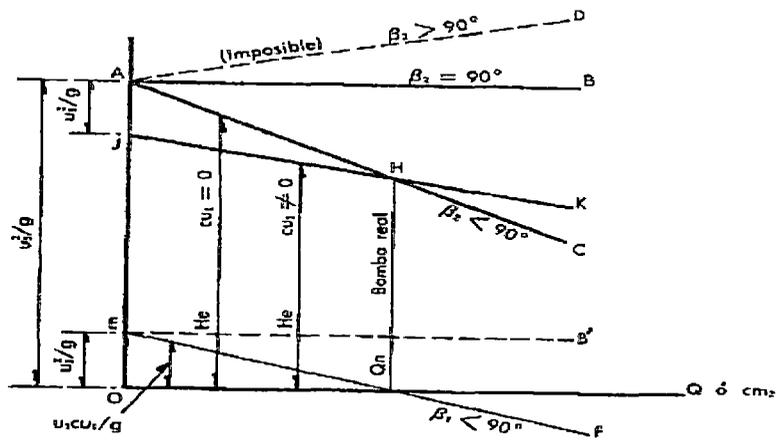


Fig. 2.22 Curva H-Q de Euler

Si aplicamos la ecuación anterior a un sistema de ejes H-Q, obtenemos una recta que intercepta al eje. La pendiente de esta línea depende del ángulo  $\hat{\alpha}_2$ . Cuando  $\hat{\alpha}_2 = 90$  grados la línea H-Q es una recta paralela al eje de caudales con una ordenada de valor:

$$H_n = \frac{u_2^2}{g}$$

Este caso se presenta cuando se tiene un impulsor con alabes de forma recta o radiales. Para  $\hat{\alpha}_2 < 90$  grados, la altura decrece en función a como se incrementa el caudal.

Con  $\hat{\alpha}_2 > 90$  grados la carga se incrementa con la velocidad. Esta condición no puede cumplirse ni aun en bombas ideales, ya que el flujo no puede producirse si se presenta una Presión o carga más alta que la que se produce con la válvula cerrada.

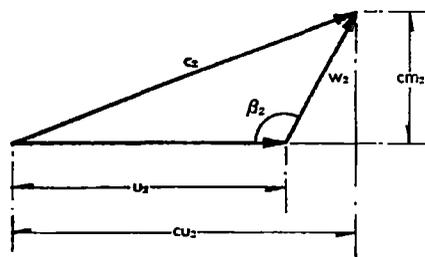


Fig. 2.23 Triangulo de Descarga para  $\hat{\alpha}_2 > 90$

Esto sólo se puede realizar por una acción de impulso, por otra parte, la carcaza tendría que convertir velocidad en Presión, al mismo tiempo que permitir la acción de impulso; cosa que es imposible. Cuando la llegada al ojo del impulsor es tal que el líquido tiene pre-rotación antes de que lo maneje el impulsor, la curva capacidad-carga es obtenida como sigue:

$$H_1 = \frac{u_1^2}{g} - \frac{u_1 C_{m1}}{\text{Tan}(\beta_1)}$$

Esta ecuación es también una recta que corta el eje ordenadas o de las cargas en  $\frac{u_1^2}{g}$ , la cual es paralela al eje de caudales para el caso de que  $\hat{\alpha}_1 = 90$  grados y decrece para valores de  $\hat{\alpha}_1 < 90$  grados (línea EF).

La línea representativa de la altura útil se obtiene restando las ordenadas de la línea EF de las de AC. Sin embargo, en diseños normales la pre-rotación se suprime a fin de facilitar el cálculo. En la práctica los ángulos de descarga,  $\hat{\alpha}_2$ , varían entre  $15^\circ$  y  $35^\circ$ , siendo el rango normal  $25^\circ > \hat{\alpha}_2 > 20^\circ$ . El ángulo de entrada se encuentra entre los límites  $50^\circ > \hat{\alpha}_2 > 15^\circ$ . Por lo que se refiere a las potencias, en una bomba ideal, la potencia que entra es igual a la que sale.

La curva de potencia se obtiene multiplicando la siguiente ecuación por el caudal.

$$H_u = \frac{u_2^2}{g}$$

Obteniendo la siguiente ecuación.

$$\frac{P}{K} = \frac{u_2^2 C_{m2}}{g} - \frac{u_2 C_{m2}}{g \cdot \text{Tan}(\beta_2)}$$

Cuando  $\hat{\alpha}_2 = 90^\circ$  la ecuación anterior representa una línea recta que pasa por el origen. Para  $\hat{\alpha}_2 = 90^\circ$  es una parábola tangente, en el origen, a la recta anterior:

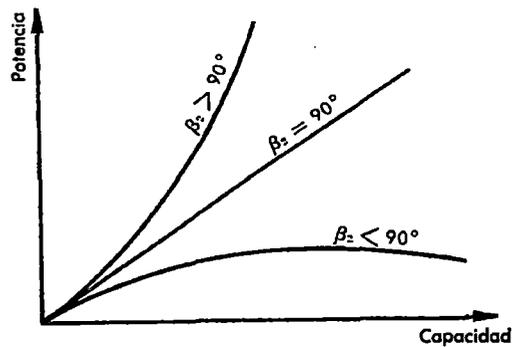


Fig. 2.24 Curva de Potencia

Eficiencia hidráulica. En una bomba centrífuga el impulsor genera toda la carga. El resto de las partes no ayudan a aumentarla, sino que producen pérdidas inevitables, tanto hidráulicas como mecánicas.

Todas las pérdidas que se originan entre los puntos donde se mide la Presión de succión y descarga, constituyen las pérdidas hidráulicas.

Estas incluyen pérdidas por fricción a lo largo de la trayectoria del líquido desde la brida de succión hasta la de descarga; pérdidas debidas a cambio brusco, tanto en área como en dirección de flujo; y todas las pérdidas debidas a remolinos, cualquiera que sea su causa.

El rendimiento hidráulico se define como la razón de la altura dinámica total disponible a la altura de entrada, es decir la razón entre la altura neta y la altura útil:

$$\eta_h = \frac{H_u}{H_n} = \frac{H_u - \text{pérdidas hidráulicas}}{H_n}$$

En la figura 2.24 AED es el triángulo de Euler; y AFD el triángulo de velocidad a la entrada. El área AFB es proporcional a la potencia comunicada al impulsor, ya que:

$$H_n = \frac{u_2 C_{u2}}{g}$$

$$Q = C_{m2} \cdot A_2$$

Donde  $A_2$ , es el área de descarga del impulsor normal a  $C_{m2}$ .

$$P = Q \gamma H_u = \frac{u_2 C_{u2}}{g} \times C_{m2} \cdot \gamma \cdot A_2 = \frac{C_{u2} C_{m2}}{2} \times K$$

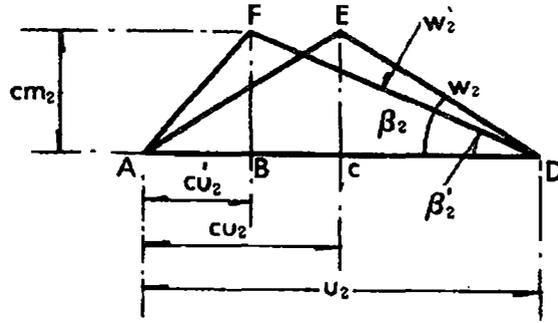


Fig. 2.25 Triángulos de Euler

En la cual  $K$  es una constante; por consiguiente, el triángulo  $AFB$  es proporcional a la potencia de entrada. De manera similar el área  $AEC$  es proporcional a la potencia que produce la altura útil. Por consiguiente, el cociente de las dos áreas es la eficiencia de la vena:

$$\frac{AFB}{AEC} = \frac{H_i}{H_B} = \frac{C_{u2}'}{C_{u2}}$$

O sea que el triángulo de Euler se toma como punto de referencia y los rendimientos se refieren a él. Además de las pérdidas de carga existen pérdidas de capacidad, debido a las fugas que existen en los espacios entre partes rotatorias y estacionarias de las bombas.

El caudal en la descarga de la bomba es menor que en la succión y también, es menor que el caudal que pasa por el impulsor. El cociente de los dos caudales se llama rendimiento volumétrico:

$$\frac{Q}{Q_i} = \frac{Q}{Q + Q_L} = \eta_V$$

Donde  $Q_L$  es la suma de las fugas. Las pérdidas mecánicas incluyen pérdidas de potencia en cojinetes y sellos y la fricción en el disco. La última pérdida es de tipo hidráulico, pero se agrupa con las pérdidas mecánicas puesto que se produce fuera del flujo a través de la bomba y no ocasiona una pérdida de carga.

La eficiencia mecánica es el cociente de la potencia realmente absorbida por el impulsor y convertida en carga, y la potencia aplicada al eje de la bomba:

$$\eta_m = \frac{\text{Potenciaal Freno} - \text{Perdidas Mecanicas}}{\text{Potenciaal Freno}}$$

Luego el rendimiento total de la Bomba estará dado por:

$$\eta_{Total} = \eta_V \cdot \eta_h \cdot \eta_m$$

### B3.2. La Velocidad específica.

La velocidad específica o número específico “Ns” se define como aquella velocidad en revoluciones por minuto a la cual un impulsor desarrollaría una ALTURA unitaria con un CAUDAL unitario.

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{(H)^{3/4}} \quad n = RPM, \quad Q = m^3 / s, \quad H = m$$

La siguiente información acerca de la velocidad específica es importante para el estudio y diseño de bombas centrífugas:

- a) El número se usa simplemente como una característica tipo, para impulsores geoméricamente similares, pero carece de significado físico para el proyectista.
- b) La velocidad específica se usa como un número tipo, para diseñar las características de operación, solamente, para el punto de máximo rendimiento. Y ese será el número específico con que se identificará a la bomba.
- c) Para cualquier impulsor, la velocidad específica varía de 0 a  $\infty$  en diversos puntos de la curva altura caudal, siendo cero cuando el caudal es cero, e infinita cuando la altura es nula.
- d) Para el mismo impulsor, la velocidad específica no cambia con la velocidad del mismo. Esto se puede comprobar expresando los nuevos valores de la altura y caudal en término de los viejos, y substituyéndolos en la expresión de la velocidad específica.

- e) Para impulsores similares, la velocidad específica es constante en diferentes velocidades y tamaños.
- f) Los incisos “d” y “e” presuponen el mismo rendimiento hidráulico, y se aplican a todos los puntos de la curva H-Q. Los puntos de igual velocidad específica de varias curvas H-Q., para diferentes.
- g) velocidades del mismo impulsor o para diversos tamaños de impulsores similares, son referidos a sus correspondientes puntos, o puntos de la misma eficiencia hidráulica.
- h) El estudio de la fórmula de la velocidad específica muestra que ésta aumenta con la velocidad y decrece al aumentar la altura. Un impulsor de alta velocidad específica se caracteriza por tener un ancho de impulsor bastante grande, en comparación con el diámetro del impulsor; una gran relación entre diámetro  $D1/D2$  y un pequeño número de aspas. Si diferentes tipos de bombas proporcionan la misma carga y caudal, las bombas de alta velocidad específica girarán a una mayor velocidad y serán de menor tamaño; por consiguiente, serán más baratas y requerirán motores chicos de alta velocidad.
- i) En general, cualquier requisito de una condición carga-caudal se puede satisfacer con muchos tipos de impulsores de diferentes tamaños, operando a diferentes velocidades.

### B3.3 Curvas de la Bomba Centrífuga

La curva característica más importante de una bomba es la que indica la energía por unidad de peso salto  $H$  ( $Kgm/Kg$ ) entregada por el mismo líquido bombeado. La forma más habitual de graficar el salto es en función del caudal impulsado.

Las otras curvas características importantes son: la potencia consumida por la bomba para entregar dicha energía  $H$  y el rendimiento de esta transferencia de energía, ambas en función del caudal.

Es importante tener en cuenta que en algunos casos se considera la potencia mecánica que recibe la bomba y en otros la potencia eléctrica que consume el motor que impulsa la bomba. La curva de rendimientos indicará entonces, el que corresponde a la bomba o al grupo motor - bomba, respectivamente.

La figura 2.26 muestra las características salto-caudal, potencia-caudal y rendimiento-caudal correspondiente a una bomba centrífuga con número de revoluciones constantes.

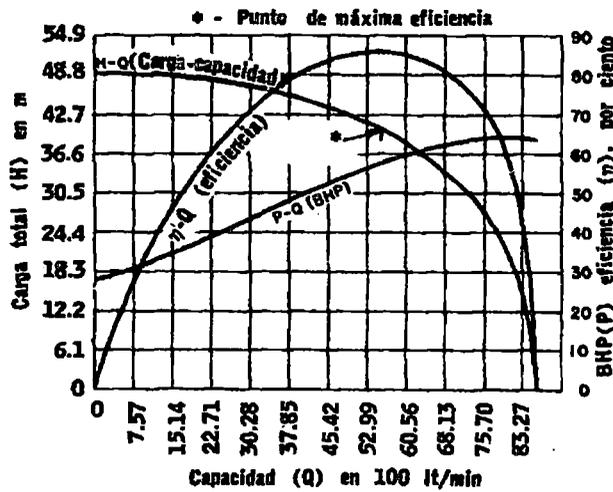


Fig. 2.26 Características típicas de bombas centrífugas

Estas curvas dependen del tipo de bomba, del tamaño de la misma y de las condiciones de succión. Generalmente el salto disminuye y el rendimiento crece hasta un valor máximo, para luego decrecer, con el aumento del caudal.

Curva de pérdidas de carga en el sistema: la curva de pérdidas de carga en el sistema indica la energía disipada por fricción viscosa para distintos valores de caudal. Para la solución de los problemas relacionados con sistemas de bombeo, es conveniente trazar dicha curva cuya forma es aproximadamente cuadrática (fig. 2.27).

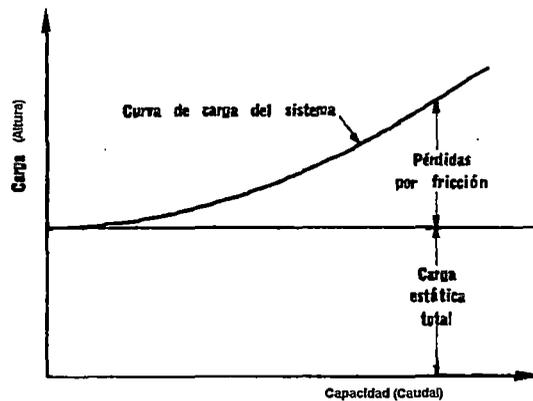


Fig. 2.27 La curva de pérdida de carga del sistema

El cálculo de las pérdidas de carga es generalmente aproximado, pues difícilmente se conoce el valor exacto de la rugosidad interna de la tubería, así como las pérdidas de carga exactas en válvulas, codos, contracciones, etc. Se destaca que cuando se analiza el sistema se debe considerar todas las pérdidas de carga del sistema, tanto las del lado de succión de la bomba, como las del lado de impulsión. No se tiene en cuenta en el sistema el tramo de la bomba comprendido desde la brida de entrada a la brida de salida de la misma. La curva de pérdida de carga  $J$  del sistema será:

$$J = \sum J_L + \sum J_f + H_s$$

$J_L$ : pérdidas de carga localizada ( $\sim Q^2$ )

$J_f$ : pérdidas de carga por fricción en la conducción ( $\sim Q^2$ )

$H_s$ : diferencia de niveles estáticos (en general es cte.)

Determinación del caudal de funcionamiento: Teniendo en cuenta que la energía ( $H$ ) entregada por la bomba es consumida por el sistema ( $J$ ), el punto de equilibrio se dará solamente con estos valores igualados y determinará el caudal de funcionamiento  $Q_f$ .

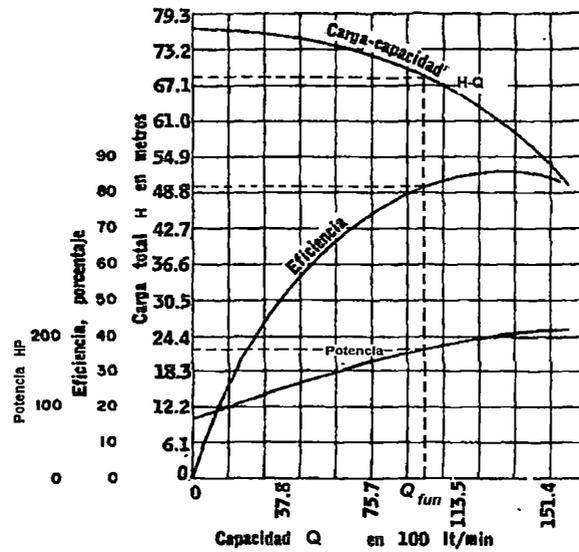


Fig. 2.28 El caudal de funcionamiento.

Si se superponen los comportamientos energéticos del sistema y bomba, se obtiene en la intersección de ambas curvas, el salto y el caudal de funcionamiento, así como la potencia de accionamiento y por lo tanto el rendimiento asociado ver figura 2.28, Para un mismo sistema pueden instalarse distintas bombas con el mismo caudal de funcionamiento.

Es importante el rendimiento y la potencia en cada caso, ya que mayor consumo en potencia para el mismo caudal significa mayor costo en energía. Si el sistema permite variaciones de niveles, se tendrá, por consiguiente, variaciones del caudal bombeado, en muchos casos esto es necesario tener en cuenta en el momento de la elección de la bomba. Como se aprecia en la figura 2.29, para el mismo  $Q_f$  y el  $Q_{\text{mínimo}}$  para la bomba 1 será  $Q_1$ , y para la bomba 2 será  $Q_2 \ll Q_1$ .

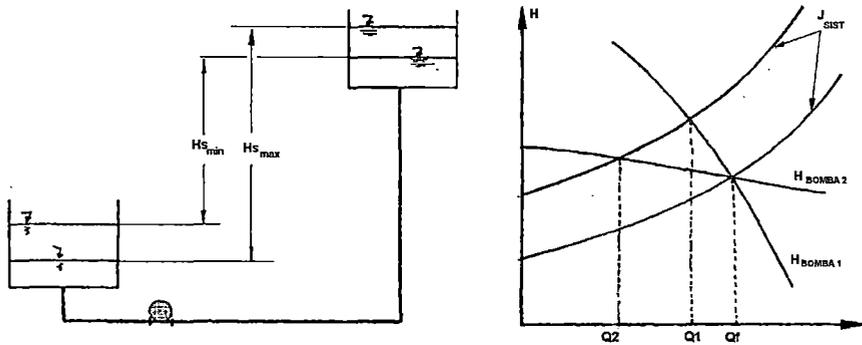


Fig. 2.29 Comparación de 2  $Q_{\text{mínimo}}$  para un  $Q_f$ .

Todas las curvas de bombas observadas hasta el momento corresponden número de revoluciones  $n = \text{cte}$ . Cuando el motor de accionamiento tiene “n” como variable, es posible obtener una variación en el caudal mediante la variación de n, teniendo en cuenta que también varía la potencia y el salto, según las ecuaciones siguientes:

$$\left(\frac{n_1}{n_2}\right) = \frac{Q_1}{Q_2} ; \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \frac{H_1}{H_2} ; \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = \frac{P_1}{P_2}$$

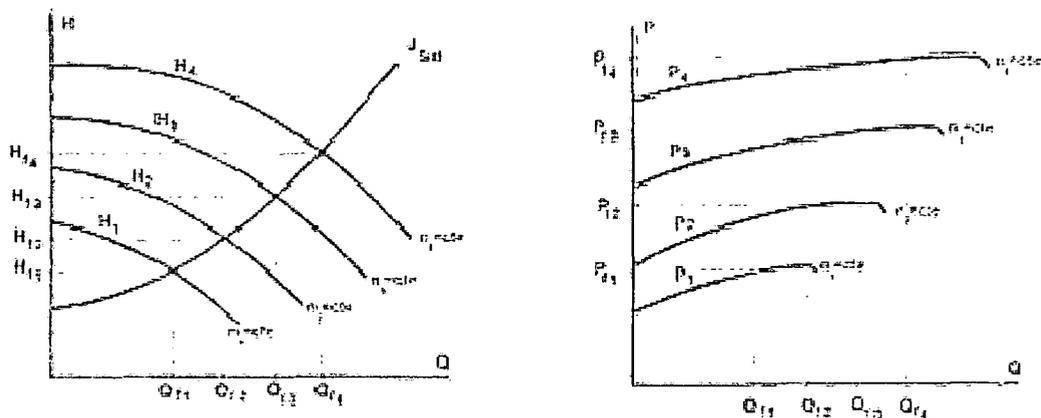


Fig. 2.30 Curvas con velocidad variable.

### B3.4 Tipos de Bombas centrífugas

En la gran variedad de Bombas Centrífugas podemos enunciar las más importantes.

- Radiales, axiales y diagonales: de acuerdo con la dirección del flujo, Las bombas de flujo radial tienen
- De Impulsor abierto, semiabierto o cerrado.
- Horizontales o verticales.

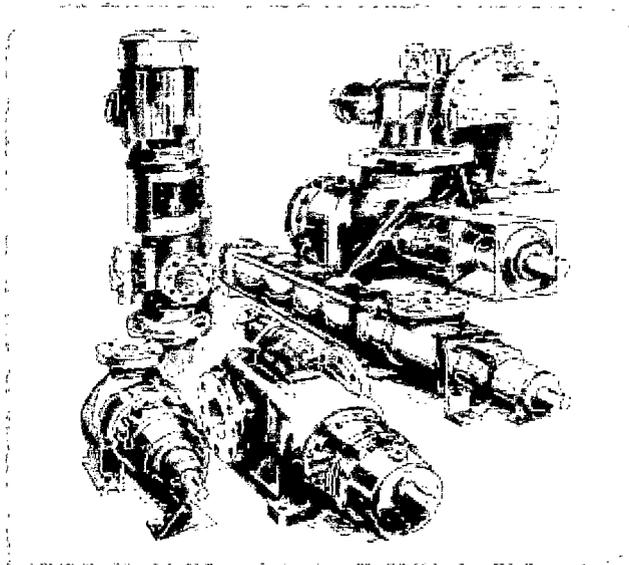


Fig. 2.31 Clases de Bombas Centrífugas

- Radiales, axiales y diagonales: estos son los tipos de Bombas de acuerdo a la dirección del flujo. Las bombas de flujo radial tienen impulsores generalmente angostos de baja velocidad específica que desarrollan altas cargas, en las Bombas de flujo mixto el flujo cambia de axial a radial diseñados para cargas intermedias, en cambio las Bombas de flujo axial son de alta velocidad específica.
- De Impulsor abierto, semiabierto o cerrado. Un impulsor abierto es aquel en el cual las aspas están unidas al mamelón central sin ningún plato a los extremos, los impulsores semiabiertos llevan un plato en la parte posterior que les da resistencia, mientras que los impulsores cerrados tienen tapas integrales con las aspas que cubren ambos lados del impulsor por esta razón no presentan fugas ni recirculación.



Fig. 2.32 Tipos de impulsores

- Horizontales o verticales. El eje de rotación puede ser vertical u horizontal (rara vez inclinado) de esta disposición se derivan diferentes diseños en la construcción de la Bomba. En el caso de las horizontales el eje de la Bomba y Motor están a la misma altura, en este caso antes de la puesta en marcha deben quedar cebadas, entre las características más importantes tenemos:

- Son de construcción más baratas que las verticales.
- Su Mantenimiento y conservación es mucho más sencilla.
- El desmontaje de la bomba se puede hacer sin necesidad de mover el Motor.

En el caso de la Bomba vertical el eje del motor está por encima del eje de la Bomba, no necesitan estar cebadas antes de la puesta en marcha, son capaces de soportar grandes fuerzas axiales, reduce el espacio requeridos para la instalación, existen las lubricadas por aceite y las lubricadas por agua. En la figura 2.33 se muestra los tipos de Bombas según la posición del eje de rotación.

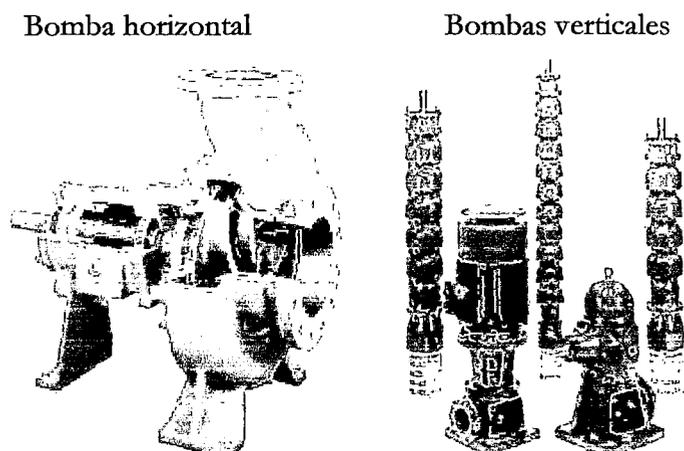


Fig. 2.33 Tipos de bomba según la posición del eje

## 2.2.2. Proceso de Filtrado.

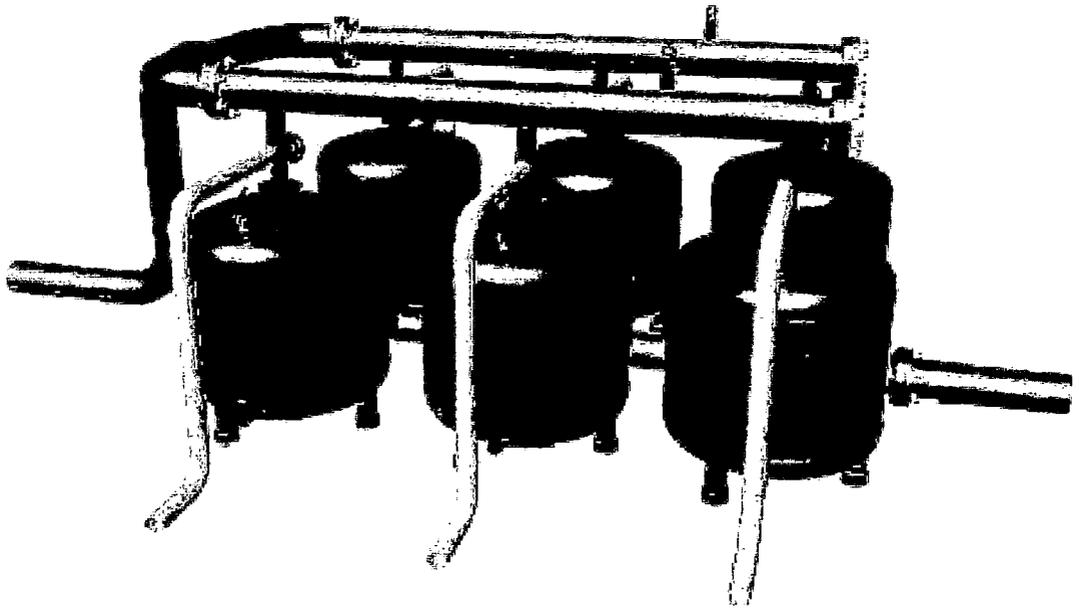


Fig. 2.34 Filtros de Grava o arena

### A. FILTROS DE GRAVA.

Los Filtros de arena o grava generalmente metálico o de plástico reforzado, capaces de resistir las Presiones estáticas y dinámicas, a que son sometidos llenos de arena o grava tamizada de un determinado tamaño. El Filtrado se realiza cuando el agua atraviesa la arena reteniendo las impurezas que acompañan el agua.

Los Filtros se ubican en el cabezal de Riego, inmediatamente después de la entrada de agua o la Bomba, antes del inyector de Fertilizantes y del Filtro de malla. Es importante señalar que estos Filtros no sustituyen a los de mallas sino que los complementan. Los Filtros de grava son muy efectivos para retener sustancias orgánicas, pues pueden filtrar a través de todo el espesor de arena, acumulando grandes cantidades de contaminantes antes de que sea necesaria su limpieza. Se utilizan en los Sistemas de Riego localizado cuando el agua de Riego es de fuentes superficiales (presas, ríos, lagos etc.)

Los factores que afectan el funcionamiento de un Filtro de arena son: Calidad de agua, características de la arena, Caudal, y la caída de Presión admisible.

## A1. CARACTERÍSTICAS DE LA GRAVA.

Las gravas comerciales suelen ser clasificadas por números, pero un conocimiento preciso de sus propiedades se consigue usando los conceptos de granulometría, diámetro efectivo, coeficiente de Uniformidad, forma de las grammas, friabilidad, y pérdida por ataque con ácido etc.

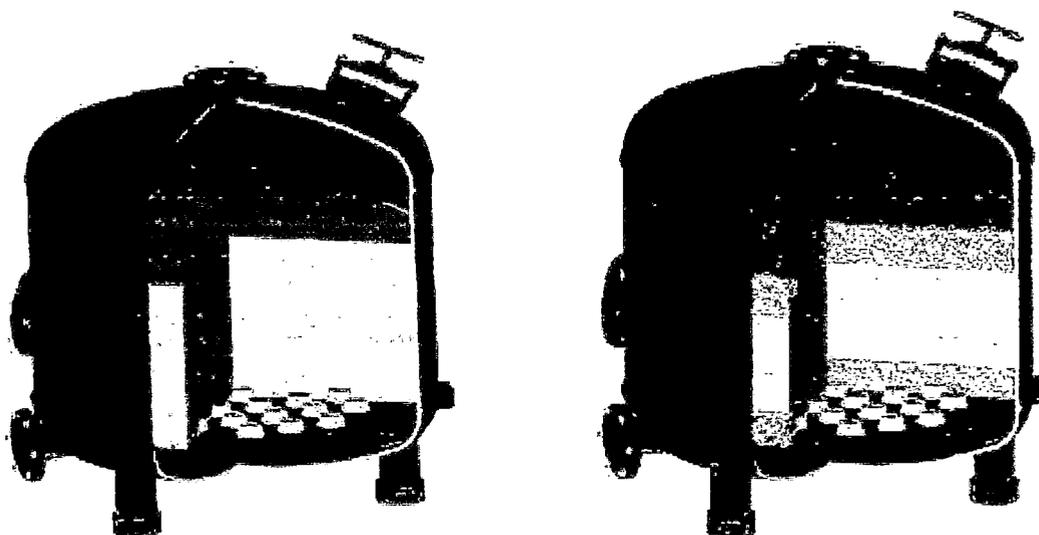


Fig. 2.35 Corte de las tasas de Filtro de Grava

El tamaño de partículas mínimos que queda retenida en el Filtro es función del Caudal, el peso y del tamaño de los granos de arena, normalmente los Caudales oscilan entre 30 y 60 m<sup>3</sup> por hora por m<sup>2</sup> de lecho filtrante.

El Caudal de filtración por metro cuadrado de filtración se selecciona en función de la calidad de agua a tratar.

La caída de Presión en un Filtro con materiales de número 10, 18 o 20, cuando está limpio, suele ser de 1 a 3m mientras que arena de los números 30 y 50 es, aproximadamente, de 35 metros de columna de agua (m.c.a.) El aumento de la caída de Presión tiende a ser lineal con el tiempo de Presión, no debiendo sobrepasar los 6 m.c.a. en ningún caso este límite, que se determina por lectura de manómetros, debe procederse a la limpieza del Filtro y cuando está debe realizarse dos o más veces al día será conveniente instalar mecanismos de limpieza Automáticos.

## A2. EL RETROLAVADO DEL FILTRO DE GRAVA.

Los Filtros de grava se limpian invirtiendo el sentido del flujo. El Caudal necesario para el lavado está relacionado, con la granulometría y debe permitir una expansión de la altura del lecho filtrante del 15 al 25%. La experiencia en el trabajo con Filtros de arena determinan que los problemas fundamentales están asociados con dificultades en los mecanismos de retro lavado o con operaciones deficientes del retro lavado.

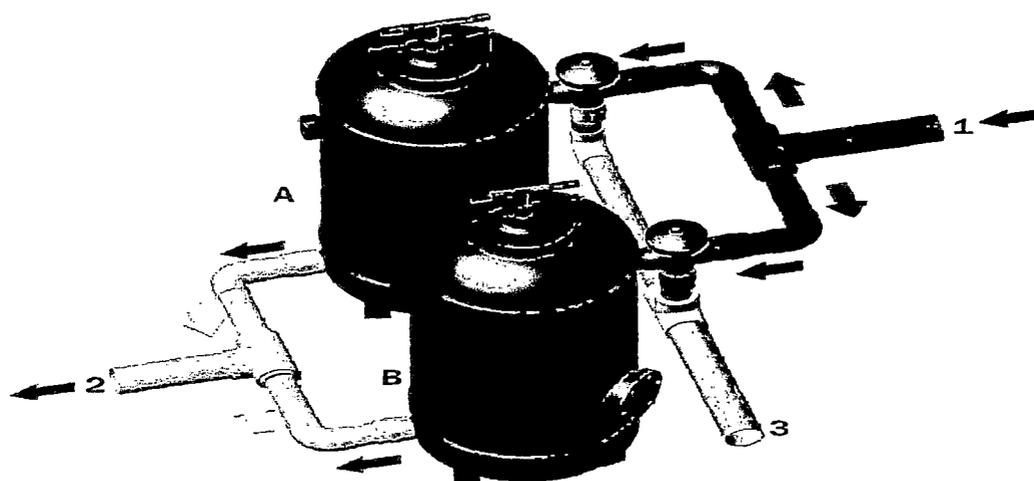


Fig. 2.36 Retro lavado del Filtro de Grava

El Caudal de retro lavado por metro cuadrado será  $50 \text{ m}^3/\text{h}/\text{m}^2$ , En el momento de realizar el retro lavado el Sistema se abre a la atmósfera, cayendo la Presión drásticamente.

Los Filtros de arena tienen la posibilidad de realizar su limpieza de forma automática en base a dos criterios: Automatización por tiempo o Automatización por Presión diferencial. Para la Programación del lavado por Presión diferencial el interruptor se calibra para incrementos de Presión de 30 a 40 m.c.a. con relación al estado de Filtro limpio, también se requiere calibrar el tiempo de duración del retro lavado de cada uno de los Filtros, para que secuencialmente se limpien el resto.

Como en todos los componentes del equipo de Riego, debe Controlarse visualmente el funcionamiento, comprobar la ausencia de fisuras en el cuerpo del Filtro y de pérdidas de agua. Si los Filtros se instalan cerca del punto de inyección de Fertilizantes, se recomienda lavarlos periódicamente con agua y jabón para prevenir la corrosión.

### 2.2.3. Proceso de Fertilización:

El Proceso de Fertilización, es la inyección de una sustancia, mezcla química natural o sintética para enriquecer el suelo y favorecer el crecimiento vegetal a través del Sistema de Riego.

El equipo tradicional de Riego localizado y Fertirrigación se compone además de la Bomba y tuberías principales, en Sistemas de introducción de Fertilizantes en la línea de Presión.

Para lo cual se requiere de un tanque, de construcción y capacidad adecuada para suministro del Fertilizantes, sea previamente diluido o para colocar directamente el fertilizante sólido. Los tanques, deben resistir la Presión y la corrosión, oscilan usualmente entre volúmenes de 50 a 1000 litros. Esta capacidad debería ser suficiente para fertilizar un área de un turno de Presión completo sin necesidad de rellenado. Para elegir el volumen adecuado se necesita conocer la solubilidad de los Fertilizantes en agua, el área a fertilizar, la cantidad de fertilizante a aplicar y el numero de aplicaciones entre recargas sucesivas.

Los Sistemas de introducción de Fertilizantes pueden ser:

- A. POR ARRASTRE DENTRO DE LA LÍNEA DE PRESIÓN.
- B. POR SUCCIÓN DE UNA VÁLVULA TIPO VENTURI.
- C. POR INYECCIÓN POR MEDIO DE UNA BOMBA DOSIFICADORA.

Entre estos casos, se distinguen aquellos del tipo proporcional, que inyectan cantidades de solución fertilizante proporcionalmente al flujo del agua en el Sistema, y aquellos de tipo constante, cuya tasa de inyección es independiente del flujo de agua en el Sistema.

En la tabla siguiente se resumen las principales características de cada Sistema en función de varios aspectos de la operación de Fertirriego.

<b>SISTEMAS DE FERTILIZACIÓN</b>			
	Arrastre	Inyector Vénturi	Bomba dosificadora
Facilidad de manejo	Alta	Media	Baja
Uso de Fertilizantes sólidos	+	- (*)	- (*)
Uso de Fertilizantes líquidos	+	+	+
Velocidad de descarga	Alta	Baja	Alta
Control de la concentración	Ninguna	Media	Buena
Control del Volumen	Bueno	Medio	Bueno
Pérdida de Presión	Baja	Muy Alta	Ninguna
Automatización	Baja	Media	Alta
Precio	Bajo	Medio	Alto

Tabla 1: Cuadro de tipos de Fertilización

(\*) Requiere uso de Fertilizantes líquidos o preparar una solución disolviendo Fertilizantes sólidos.

#### **A. POR ARRASTRE DENTRO DE LA LÍNEA DE PRESIÓN**

1° Conectar los caños de circunvalación a la línea de agua por medio de dos pequeñas válvulas de paso. En el caso que el Sistema sea transportable, se agregan dos conexiones de enganche rápido.

2° Llenar el tanque con el fertilizante líquido. Para usar fertilizante sólido, preparar previamente la solución en un recipiente separado y llenar el tanque filtrando la solución.

Puede ponerse el fertilizante directamente en el tanque que se irá disolviendo durante el Riego, en este caso, el numero de cambios de agua en el tanque será mucho mayor que cuatro, de acuerdo con la solubilidad del fertilizante.

3° Cerrar el tanque hasta su llenado completo.

4° Abrir el agua de la línea de Riego mientras las válvulas de paso al tanque están cerradas y la válvula de estrechamiento completamente abierta, asegurándose que el Sistema funcione perfectamente.

5° Abrir las llaves de conexión y cerrar lentamente la válvula de estrechamiento, Controlando el gradiente de Presión en los manómetros instalados.

## **B. POR SUCCIÓN DE UNA VÁLVULA TIPO VENTURI.**

No necesitan fuentes externas de energía. Sin embargo también provocan una pérdida de carga necesaria para que la Bomba pueda funcionar. La capacidad de succión varía entre 40 y 100 L/h, según la Presión de entrada, necesitando un Caudal mínimo de agua a través de la Bomba entre 0,3 y 1,2 m<sup>3</sup>/h.

El principio de funcionamiento se basa en la transformación de la energía de la Presión de agua en la tubería en energía cinética cuando el agua pasa por la sección estrangulada del Vénturi que nuevamente se transforma en energía de Presión cuando vuelve a la tubería principal. Consiste en un estrechamiento en la corriente de agua, de modo tal de causar cambios en la velocidad de la corriente y la Presión. Las medidas de estrechamiento y ensanchamiento de la pieza son tales que provocan un cierto vacío en determinada zona donde se conecta un tubo que absorbe la solución fertilizante de un recipiente abierto.

El equipo está instalado en la línea, y a través del mismo pasa todo el Caudal; esto implica que el equipo sea construido con materiales resistentes a la corrosión y frotamiento.

Las ventajas de este equipamiento son la construcción es sencilla, sin piezas móviles. No se necesita una fuente de energía especial; es relativamente barato. El uso de un recipiente abierto permite elasticidad y comodidad. Cuando se opera en condiciones definidas de Presión/Caudal, se obtiene una proporción de dilución constante.

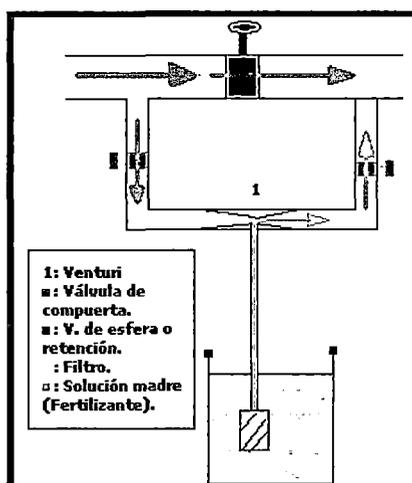


Fig. 2.37 Inyección de Fertilizante por Vénturi.

### C. POR INYECCIÓN POR MEDIO DE UNA BOMBA DOSIFICADORA.

Estos Sistemas que utilizan Bombas dosificadoras o inyectoras son muy difundidos en todo el mundo. El principio de operación es la inyección de la solución en un tanque abierto en la Red de Riego a una Presión superior (positiva) a la del agua en la tubería utilizando una Bomba apropiada. La Bomba puede ser accionada por un Sistema eléctrico, Hidráulico o motor de combustión. El mando eléctrico brinda muchas posibilidades: precisión, tiempo óptimo, Automatización.

En general inyectan una cantidad de fertilizante no proporcional al volumen de agua de Riego pero algunos modelos presentan variaciones que los hacen proporcionales lo que facilita la Automatización. Generalmente la Bomba es a diafragma o a pistón, cuyas partes están protegidas de los Fertilizantes (cubiertas o hechas de plástico).

Son equipos más caros, aunque es posible mencionar algunas ventajas, como permitir trabajar con cualquier tipo de tanque abierto y Controlar el ritmo de inyección a diversas relaciones de dilución.

Los diversos tipos se diferencian de acuerdo con la fuente de energía que impulsa a la Bomba

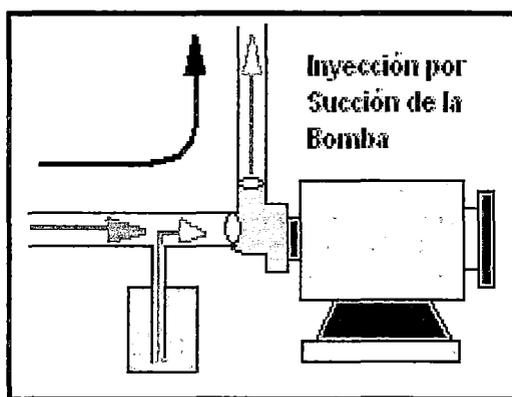


Fig. 2.38 Inyección de Fertilizante Con Bomba dosificadora.

El equipo puede instalarse en el cabezal de la parcela: Un equipo pequeño es el más adecuado. El precio de la unidad es bajo, pero para todo el área serán necesarios varios y el precio sumado de todos los equipos probablemente resultará mayor que el de una unidad, grande central; habrían dificultades con la Automatización.

## 2.2.4. Proceso de Irrigación.

### A. RED HIDRÁULICA DE DISTRIBUCIÓN A PRESIÓN

#### A1. DESCRIPCIÓN GENERAL

Desde el punto de vista de la utilidad funcional, una Red hidráulica de distribución a Presión es un sistema encargado del transporte y distribución de un fluido, en nuestro caso, el agua, desde los puntos de producción y almacenamiento hasta los puntos de consumo. La característica del flujo a Presión, en contraposición al transporte en lámina libre, implica que el fluido llena completamente la sección de las conducciones y no está en contacto con la atmósfera salvo en puntos muy concretos y determinados (cuando el fluido es vertido en los puntos de consumo).

El cometido de la Red de distribución de agua no consiste solamente en suministrar el fluido al usuario, sino que además, el suministro debe satisfacer una determinadas condiciones de servicio tanto cualitativas como cuantitativas. La situación ideal de toda Red de distribución sería mantener los requisitos de cada uno de los consumidores cualesquiera que fuesen las condiciones de funcionamiento y operatividad; ciertamente este objetivo resulta prácticamente imposible de conseguir, al menos a un coste razonable, dada la interdependencia que existe entre todas las variables implicadas.

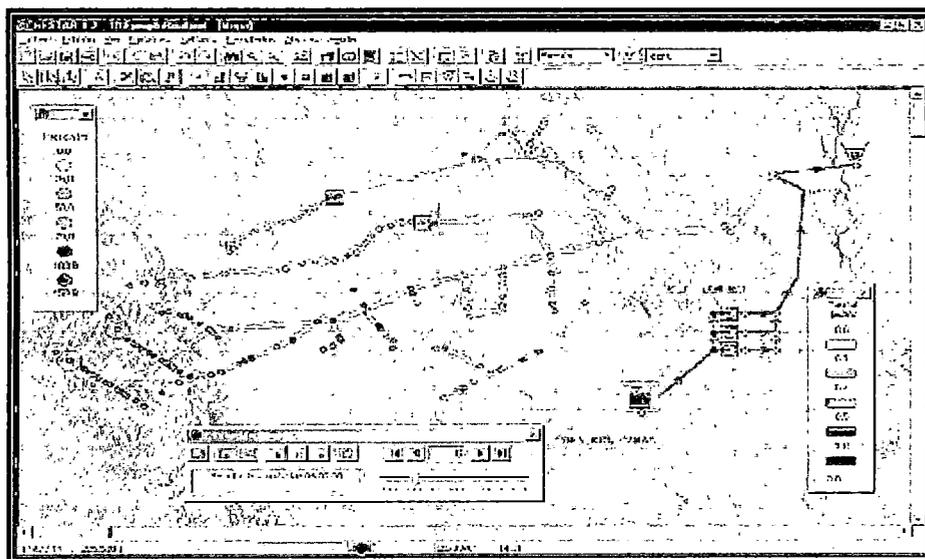


Fig. 2.39 Representación de una Red de distribución hidráulica

La Red de distribución está constituida por una gran variedad de elementos como se observa en la figura 2.39, pero sin duda ninguna, las tuberías son el componente principal: desde el punto de vista funcional, la tubería es el elemento de la Red que permite el transporte del agua, y los componentes restantes actúan únicamente como auxiliares de esta función (regulación, Control, medida, etc.).

Atendiendo a su aspecto topológico, una Red de distribución está constituida por nudos y líneas: los nudos se identifican con puntos determinados de la Red que tienen un interés concreto por sus características. Puede tratarse de puntos de consumo, puntos de entrada/salida de algún subsistema, ó simplemente puntos de conexión de tuberías u otros elementos. Las líneas representan a los elementos que disipan la energía del fluido (elementos pasivos) tales como tuberías, válvulas de regulación, etc., ó también a aquellos elementos que comunican energía al fluido (elementos activos) como son las bombas.

Acabamos de referir dos puntos de vista para una misma Red de distribución, en primer lugar como un conjunto de componentes físicos para dar servicio a los usuarios, y en consecuencia, cercana al mundo real, y en segundo lugar el de su representación simbólica, mostrando en forma abstracta su estructura topológica.

La compatibilización entre estas dos interpretaciones del mismo sistema se consigue mediante la aplicación de modelos, basados en un conjunto de relaciones físicas y matemáticas que debidamente formuladas permitan representar adecuadamente el funcionamiento de una Red de distribución.

## A2. CLASIFICACIÓN DE LOS MODELOS DE UNA RED DE DISTRIBUCIÓN.

En la práctica se utilizan diferentes tipos de modelos de una Red de distribución, que conforman una visión simplificada del sistema dependiendo del cometido para el que se pretenda utilizar. En una primera clasificación podemos distinguir entre **modelos de análisis** y **modelos de diseño**, aun cuando la frontera que los separa no está, en ocasiones, completamente definida.

Desde un punto de vista muy elemental y sin afán de generalizar, podemos decir que un modelo de análisis permite predecir el comportamiento de una Red de distribución a partir de la configuración y características del propio sistema (dimensiones e interconexión de los elementos) y de la situación operativa en la que está funcionando.

Un modelo de diseño posee la utilidad "opuesta", esto es, tomando como punto de partida el funcionamiento que se desea obtener del sistema, el modelo debe permitir proporcionar la configuración y dimensiones más adecuadas del sistema, o bien, el modo de operación más apropiado del mismo.

Siguiendo esta primera clasificación, podemos hablar de los siguientes tipos de modelo:

#### A2.1. Modelos de análisis

Análisis en régimen permanente. En este tipo de modelos se considera que el flujo posee un régimen permanente, esto es, se mantiene constante a lo largo del tiempo.

En la realidad, el flujo no se desarrolla en régimen permanente en casi ninguna ocasión, pero cuando los cambios en el tiempo son de pequeña magnitud o se desarrollan muy lentamente, la hipótesis resulta apropiada. Este tipo de modelos reflejan la respuesta del sistema en un instante de tiempo ante unas condiciones dadas de funcionamiento. Constituyen los modelos de análisis más utilizados y debido a su importancia, en los siguientes apartados del capítulo desarrollaremos los fundamentos del análisis de una Red en régimen permanente.

Análisis en régimen no permanente: Los caudales que discurren por una Red de distribución no se mantienen constantes en el tiempo, debido tanto a las lógicas fluctuaciones de la demanda como a las operaciones de Control que se ejercen sobre el sistema. No obstante, podemos diferenciar dos escalas de variabilidad temporal que dan lugar a los siguientes tipos de modelos:

Simulación de la operación del sistema.

En este caso se analiza la evolución de las variables del sistema a lo largo de períodos de funcionamiento determinados, que suelen corresponder a situaciones en las que cíclicamente se "repite" el estado del sistema, normalmente de duración diaria. Su interés reside en que permiten evaluar las variaciones la Presión en los nudos, variaciones de nivel en los depósitos, arranque y parada de grupos de bombeo, posicionamiento de las válvulas de regulación, etc.

La simulación temporal puede llevarse a cabo considerando la evolución dinámica del sistema, o bien aproximar su comportamiento como una sucesión de estados permanentes, mantenidos cada uno de ellos a lo largo de un intervalo de tiempo de estudio.

### Análisis en régimen transitorio.

Bajo esta denominación se estudian los fenómenos que acontecen como consecuencia de un cambio brusco en la velocidad de circulación del fluido, y cuyas consecuencias pueden ser muy negativas, afectando incluso a la integridad física de la instalación. Estos modelos permiten por tanto analizar situaciones transitorias críticas, al objeto de establecer los casos en los que pueda aparecer riesgo para el sistema y estudiar las medidas correctoras pertinentes.

### A3. HIPÓTESIS QUE SE CONSIDERA PARA UN MODELO DE ANÁLISIS EN REGIMEN PERMANENTE.

Cualquier modelo implica una cierta dosis de simplificación, consistente en despojar al mismo de todas aquellas consideraciones cuya relevancia es mínima para el cometido al que se destina.

En el caso de un modelo de análisis de una Red de distribución en régimen permanente, las hipótesis simplificadas que se adoptan para la deducción de las ecuaciones básicas que modelan el flujo a través de tuberías son:

#### A.3.1. Hipótesis referentes al flujo:

- Flujo unidimensional en el sentido del eje de la conducción.
- Invariabilidad temporal de todas las variables relacionadas con el flujo.
- Distribución uniforme de velocidad y Presión en cualquier sección transversal del conducto.

#### A.3.2. Hipótesis básicas referente al fluido:

- Fluido incompresible, monofásico, de característica homogénea y newtoniana.

### A.3.3. Hipótesis básicas referentes a las conducciones:

- Conducción de características homogéneas y estacionarias: material, sección transversal y espesor constantes

## A4. DEFINICIÓN DE LAS VARIABLES Y CONCEPTOS UTILIZADOS.

Haciendo abstracción de la Red como un sistema topológico compuesto de nudos y líneas, vamos a establecer diversas definiciones en torno a los elementos que componen una Red de distribución.

**Una línea** es un segmento de la Red que transporta un caudal constante y no tiene ramificaciones. Un caso particular que no responde exactamente a esta definición, pero que habitualmente se considera como tal en la bibliografía es el de la línea con consumos distribuidos a lo largo de su longitud.

**Una tubería** es una porción de la línea que posee unas características físicas constantes (fundamentalmente en lo que se refiere al diámetro interno). Un caso particular lo constituyen la tubería equivalente serie y la tubería equivalente paralelo y que consisten en la representación de un conjunto de tuberías en serie o en paralelo mediante una única tubería cuyas características sean equivalentes a las del conjunto. Refiriéndonos al esquema topológico de la Red, las líneas tienen un significado más general, ya que representan no solamente tuberías o agrupaciones de las mismas, sino también cualquier elemento que implique transferencia de caudal, bien sea con aporte de energía (como en el caso de las **bombas**) o con disipación de la misma (por ejemplo, simbolizando una válvula).

**Un nudo** corresponde al punto donde se reúnen dos o más líneas, o bien al extremo final de una línea. Cuando un nudo recibe un aporte externo de caudal se denomina nudo fuente; inversamente, cuando un nudo aporta caudal hacia el exterior se denomina nudo de consumo. Cuando un nudo ni recibe ni aporta caudal al exterior se denomina nudo de conexión.

**El grado de conectividad (G)** es una propiedad del nudo dentro de una Red y es igual al número de líneas conectadas directamente al nudo menos uno.

Según el tratamiento matemático que se le da a un nudo en el modelo, se suele hablar también de **nudos de caudal** como aquellos nudos en los cuales el caudal aportado o consumido es un dato conocido, mientras que se denominan **nudos de Presión** a aquellos en los cuales la altura piezométrica es un dato conocido.

Se denomina **senda, serie o trayecto** a una sucesión de líneas conectadas todas ellas entre sí, sin formar ramificaciones. Se denomina **mall** a un trayecto cerrado que tiene su origen y final en el mismo nudo. Una mall se llama **independiente, básica o no redundante** cuando no se superpone con ninguna otra mall. Por el contrario, una mall será redundante o no básica cuando se superponga a dos o más mallas básicas.

Atendiendo a sus características topológicas, las Redes de distribución se clasifican en **ramificadas y malladas**. Desde un punto de vista intuitivo, una Red ramificada se caracteriza por una forma arborescente, cuyas líneas se subdividen formando ramificaciones. Las propiedades topológicas de una Red ramificada consisten básicamente en que no posee mallas y que dos nudos cualesquiera sólo pueden ser conectados mediante un único trayecto. Las Redes malladas, como su nombre indica, se caracterizan por la existencia de mallas; en una Red mallada pura puede definirse un conjunto de mallas básicas que incluyan a todas y cada una de las líneas de la Red y en consecuencia, cualquier par de nudos de la Red mallada puede ser unido por al menos dos trayectos diferentes.

La configuración de Red mallada pura no es muy habitual, siendo la morfología más común la que se denomina **Red mixta**, que combina subsistemas de topologías mallada pura y ramificada.

Cada una de las líneas que constituyen el esquema de una Red posee unas leyes de comportamiento propias que relacionan el caudal que por ella circula con la diferencia de presiones, o mejor dicho, de alturas piezométricas, que aparece entre sus nudos extremos. En el caso de tratarse de un elemento pasivo, ésta diferencia constituirá la pérdida de carga a través del elemento y si se trata de un elemento motriz, la altura manométrica aportada al fluido entre la aspiración y la impulsión.

Independientemente del modo en que la Red esté interconectada y de las características propias de cada elemento, la distribución de caudales a través de una Red hidráulica

obedece a unas leyes físicas fundamentales que permiten determinar los caudales circulantes para un estado de consumos y para unas condiciones definidas en los puntos de alimentación.

**B. SISTEMA DE ECUACIONES GENERALES QUE DETERMINAN EL ESTADO ESTACIONARIO DE UNA RED.**

Como es sabido, la energía específica de un fluido en un sistema de conducciones se cuantifica habitualmente como energía por unidad de peso, en metros de columna de fluido (o simplemente en metros). Cuando no existe un aporte de energía, el fluido se desplaza en la conducción hacia posiciones con menor energía específica.

**B1. ECUACIÓN DE BERNOULLI**

Suponiendo la incompresibilidad del fluido, la energía total específica de un fluido en una conducción se cuantifica como:

$$\frac{V^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} + z$$

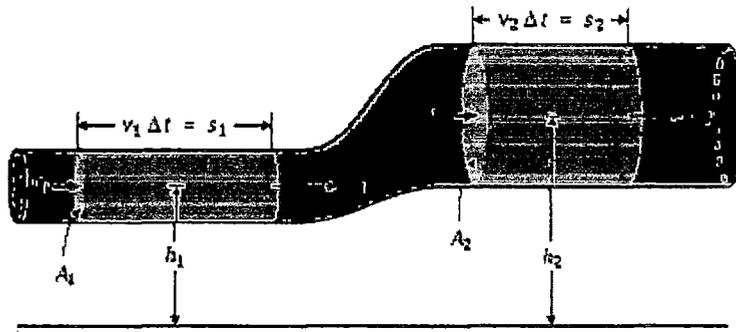


Fig. 2.40 Análisis de la ecuación de Bernoulli

Donde:

$z =$  Cota geométrica del elemento fluido. Representa el término de la energía potencial que posee el mismo por el hecho de estar elevado sobre una cota de referencia.

$P/\gamma =$  Altura de Presión, es el término de "energía" de Presión del fluido. Habitualmente se considera el valor de la Presión manométrica, de todo que la Presión atmosférica toma el valor cero.

$V^2/2g =$  Altura cinética, correspondiente a la energía cinética específica del fluido en Movimiento.

$\gamma =$  Peso específico del fluido (en el caso del agua, 9810 Newton/m<sup>3</sup>).

$g =$  Aceleración gravitatoria = 9'81 m/s<sup>2</sup>.

El teorema de Bernoulli afirma que la energía total del fluido considerado éste como incompresible y admitiendo que no existen pérdidas por fricción ni aportes de energía, se mantiene constante a lo largo de una línea de corriente. Si se añade la hipótesis adicional, ya mencionada en el apartado anterior, de que los valores de Presión y velocidad son uniformes en cualquier sección transversal de la conducción, el teorema se generaliza fácilmente para toda la conducción en lugar de una línea de corriente. Ello significa que la energía del fluido puede sufrir transformaciones de una forma a otra a lo largo de la conducción, pero permaneciendo la energía total constante.

Cuando entre dos secciones 1 y 2 de la conducción existen pérdidas por fricción o un aporte de energía, la ecuación de Bernoulli se escribe como:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + z_1 = h_f + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + z_2$$

Desde el punto 1 al 2, y un valor negativo cuando resulta un aporte de energía. En relación a la energía del fluido se suele operar con los siguientes conceptos:

Altura geométrica:  $Z$

Altura piezométrica:  $H = z + p/\gamma$

Altura total:  $H = z + p/\gamma + v^2/2g$

Que dan lugar a las siguientes definiciones:

Se define la línea de alturas geométricas (LAG) como la representación de la cota topográfica del eje de cada sección de la conducción referida a un plano horizontal adoptado como referencia.

La línea de alturas piezométricas (LAP) es la representación de la altura piezométrica (suma de la energía potencial y la altura de Presión) en cada sección del flujo, medida respecto al plano horizontal de referencia. Los desniveles entre LAP y LAG en una sección dada determinan la altura de Presión  $v^2/2g$  en dicha sección.

La línea de alturas totales (LAT) se obtiene sumando a la línea de alturas piezométricas el valor de la altura cinética  $v^2/2g$  en cada sección, y representa por tanto la energía total específica en cada sección del flujo.

En las Redes de distribución suelen presentarse velocidades máximas del orden de 2 m/s, de manera que el cambio de altura cinética desde el valor máximo hasta una velocidad cero sería, como máximo, del orden de 0'204 m.; por la pequeña entidad del término cinético, es habitual trabajar con la altura piezométrica como medida de la energía específica del fluido. No obstante, en aquellas situaciones en las que el término cinético experimenta cambios notables será necesario considerarlo en los balances de energía.

El término  $hf$  en la ecuación de pérdidas de Bernoulli, cuando consiste en una pérdida de energía, suele referirse como pérdida de carga, pudiendo distinguirse dos tipos, a saber: **pérdidas de carga continuas o por fricción ( $hf$ )**, que representan la disipación energética que se produce por la circulación del fluido en la conducción, y de otro lado, las **pérdidas localizadas o menores ( $hm$ )**, que se desarrollan en discontinuidades localizadas de la conducción, como estrechamientos, derivaciones, válvulas, etc. El calificativo de "pérdidas menores" nada tiene que ver con la magnitud de este tipo de pérdidas, puesto que ocasionalmente pueden ser incluso superiores a las pérdidas de carga continuas. La pérdida de carga unitaria o pendiente hidráulica ( $J$ ) se define como la pérdida de carga continua por metro de longitud de la conducción  $J = hf/L$ . En general el problema de análisis en régimen permanente de una Red de distribución puede resumirse en la determinación de los caudales que circulan por las líneas de la misma, así como de las alturas piezométricas en los nudos del sistema.

## B2. LEYES DE KIRCHOFF

Para determinar las incógnitas del sistema en un modelo de análisis en régimen permanente de una Red de distribución se hace uso de dos leyes generales, que se cumplen independientemente de la configuración y los elementos de que consta la Red y que constituyen una particularización de las ecuaciones generales de conservación de la masa y la energía aplicadas al flujo de un fluido incompresible a través de un sistema de tuberías a Presión. Tales leyes son conocidas también como leyes de Kirchoff.

Las variables del modelo son las siguientes:

- Los caudales  $q$  internos que circulan por todas las líneas.
- Los caudales  $Q$  externos aplicados en los nudos.
- La altura piezométrica en los nudos  $H$  y su Presión  $p$ .
- La pérdida de carga en cada línea, o de una forma más general, las diferencias de alturas piezométricas entre sus nudos extremos, que denominaremos  $h$ .

De todas estas variables, unas serán datos del problema y otras serán calculadas de acuerdo con las leyes bajo las cuales se comporta el sistema, y que seguidamente formulamos. En primer lugar vamos a definir la nomenclatura y el criterio de signos utilizado, haciendo referencia a la siguiente figura, en la que se representa la línea que une los nudos  $i$  y  $j$ .

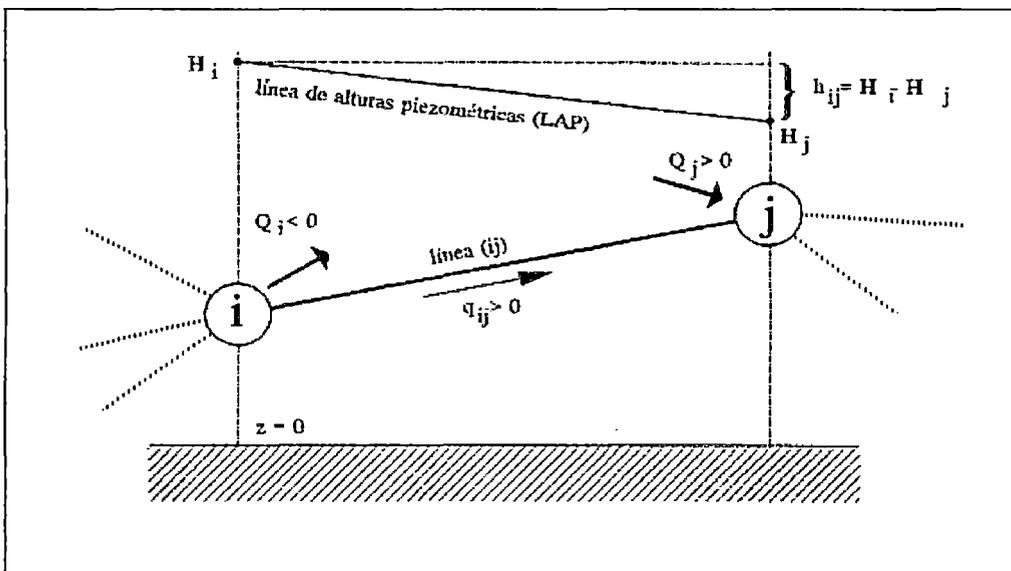


Fig. 2.41 Esquema de una línea

**q<sub>ij</sub>**: Caudal que circula entre los nudos i y j, considerado como positivo en el caso de la figura cuando circula del nudo i hacia el nudo j.

**Q<sub>i</sub>**: Caudal inyectado en el nudo i. Se considera positivo si es entrante (aporte) y negativo cuando es saliente (consumo).

**H<sub>i</sub>**: Altura piezométrica en el nudo i.

**h<sub>ij</sub>**: Pérdida de carga en la línea ij.

Las pérdidas de carga en un elemento resistente (se trate de una tubería o una pérdida localizada) pueden expresarse de forma general como:

$$h_{ij} = H_i - H_j = R_{ij} \times q_{ij} \times |q_{ij}|^{n-1}$$

De modo que la pérdida de carga tomará el mismo signo que el caudal de línea, esto es, h<sub>ij</sub> será positiva si H<sub>i</sub> es mayor que H<sub>j</sub>, y por consiguiente, si el caudal circula del nudo i al j ; n es el exponente del caudal que dependerá de la ecuación de pérdidas adoptada (en el siguiente apartado trataremos de este particular). El término R<sub>ij</sub> se denomina resistencia hidráulica de la línea ij.

**La primera ley de Kirchoff** establece que la suma neta de todos los caudales que confluyen en un nudo debe ser nula. Tal definición incluye tanto a los caudales internos q que circulan por las líneas, como a los caudales externos Q, directamente aplicados, y supone que un cierto criterio de signos ha sido previamente establecido.

En lo sucesivo, admitiremos que un caudal interno q es negativo cuando entra en un nudo, y positivo cuando sale, mientras que adoptaremos un criterio contrario para los caudales exteriores.

**La segunda ley de Kirchoff**, que corresponde al principio de conservación de la energía, establece que la suma algebraica de las pérdidas de carga debe ser igualmente nula a lo largo de cualquier malla.

Nuevamente es necesario establecer un criterio de signos ligado con el enunciado anterior. Para ello es necesario dotar a la malla de un sentido (en la figura anterior se ha adoptado un sentido de recorrido horario), y según este sentido, la pérdida de carga se considera positiva cuando el caudal recorre el circuito en mismo sentido de la malla, y negativa en caso contrario.

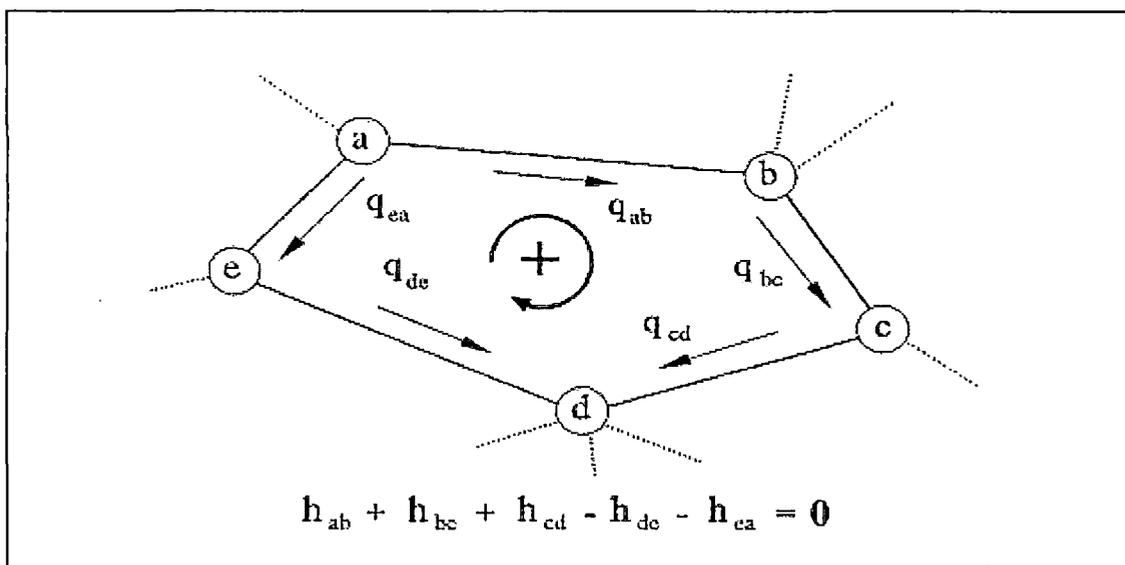


Fig. 2.42 Configuración de una malla.

### B3. LA TEORÍA DE GRAFOS.

Dentro del esquema de una Red mallada es siempre posible encontrar un subconjunto de líneas que unen entre sí a todos los nudos de la Red, de forma que constituyan una Red ramificada. Dicha Red ramificada, que en la teoría de grafos se conoce con el nombre de árbol de la Red, poseerá tantas líneas como nudos menos uno, esto es  $N-1$ .

El subconjunto de líneas que resta para completar la Red mallada original se conoce con el nombre de coárbol y estará constituido por el resto de líneas, esto es  $L-(N-1) = L-N+1$ , siendo  $L$  el número total de líneas de la Red. En el árbol de la Red no existe ninguna malla de modo que la adición de una nueva línea del coárbol implica la aparición de una nueva malla que además, será una malla básica, puesto que aparece ligada a una línea adicional y en consecuencia, no se superpone a ninguna malla anterior.

Cuando finalmente se hayan incluido todas las líneas del coárbol en el árbol y para "reconstruir" la Red mallada original, habremos obtenido tantas mallas básicas (y por tanto independientes) como líneas posee el coárbol, esto es  $L-N+1 = M$ . De aquí deducimos la importante relación:

$$M=L-N+1$$

Resulta válida para cualquier tipo de Red, sea cual sea su disposición, y donde  $M$  representa el número de mallas independientes,  $L$  es el número de líneas y  $N$  el número de nudos.

La ecuación anterior indica que el número de ecuaciones independientes de malla asciende a  $M = L-N+1$ .

En el caso de una Red ramificada o una conducción en serie, puesto que el número de líneas es igual al número de nudos menos uno,  $L = N-1$ , el número de mallas es nulo,  $M = (N-1)-N+1 = 0$ .

Las dos leyes de Kirchoff definen un sistema constituido por un total de  $(N-1) + (L-N+1) = L$  ecuaciones independientes, mientras que las incógnitas utilizadas hasta el momento son las variables  $q_{ij}$  y  $h_{ij}$ , cuyo número asciende a  $2L$ . Sin embargo, las variables  $q_{ij}$  y  $h_{ij}$  de cada una de las líneas  $ij$  de la Red están ligadas por una expresión que depende de las características del elemento constituyente de la línea correspondiente, que denominaremos ecuación del comportamiento de la línea y cuya formulación analizaremos en el apartado siguiente. En forma general, la ecuación de comportamiento de una línea puede representarse como:

$$h_{ij} = f(q_{ij})$$

En consecuencia, a las  $L$  ecuaciones anteriores correspondientes a las leyes de Kirchoff deberemos añadir  $L$  ecuaciones de comportamiento adicionales, obteniendo así un sistema de  $2L$  ecuaciones para resolver las  $2L$  incógnitas ( $q_{ij}$  y  $h_{ij}$  en cada línea de la Red). Finalmente quedan todavía  $2N$  variables, correspondientes a la altura piezométrica  $H_{ij}$  y el caudal externo  $Q_i$  en cada uno de los nudos de la Red. De entre estas  $2N$  variables,  $N$  deben de ser datos y las  $N$  restantes incógnitas del problema de análisis, como vamos a comprobar a continuación; más aún, para que el problema tenga una única solución es necesario que al menos exista un nudo de altura piezométrica conocida

Al menos un caudal externo debe de ser incógnita, puesto que de otro modo sería posible conocer la diferencia de alturas piezométricas entre cada par de nudos de la Red pero no así la altura piezométrica de ninguno de ellos; dicho de otra manera, existirían infinitos valores de la altura piezométrica de los nudos que cumplirían con las condiciones del problema. En realidad, incluso en esta situación, la solución en caudales sería única.

A partir de la definición de  $h_{ij} = H_i - H_j$  disponemos de L ecuaciones, pero solamente N-1 de ellas son realmente independientes. Si existe un único nudo de altura conocida dentro de la Red, dichas ecuaciones equivalen a formular N-1 ecuaciones de Bernoulli adicionales e independientes de las formuladas hasta ahora, que nos permitirán calcular las alturas piezométricas en el resto de los nudos de la Red. Para este cometido se define un árbol de forma que cualquier nudo de la Red quede unido mediante un único trayecto con el nudo de altura conocida; de esta forma podemos escribir N-1 ecuaciones de la forma:

$$H_i = H_c (\text{dato}) + \sum (\pm)_{j k} h_{jk}$$

Donde:

$H_c$ : Altura piezométrica incógnita en el nudo i.

$H_i$ : Altura piezométrica incógnita en el nudo i.

$S_{ic}$ : Conjunto de líneas del trayecto que une los nudos i y c.

$h_{jk}$ : Pérdida de carga en la línea  $jk$ , perteneciente al trayecto  $S_{ic}$ .

### **C. ECUACIONES DE COMPORTAMIENTO DE LOS DIFERENTES ELEMENTOS.**

Las ecuaciones anteriores son absolutamente generales e independientes de cómo está constituida la Red y del tipo de elementos que la configuran. La formulación de las ecuaciones de comportamiento depende, sin embargo, del o de los elementos hidráulicos que configuran una determinada línea. Al efectuar una clasificación de los distintos tipos de elementos que usualmente forman parte de una Red de distribución, agrupados por su comportamiento, podemos distinguir cuatro tipos diferentes, a saber, tuberías, elementos disipativos singulares, elementos motrices, y válvulas especiales.

A continuación analizaremos el comportamiento hidráulico de cada uno de ellos, proponiendo expresiones apropiadas para las ecuaciones de comportamiento que relacionan el caudal  $q$  con la pérdida de carga  $h$ .

## C1. TUBERÍAS.

La ecuación fundamental para las pérdidas de carga en una conducción en régimen permanente y uniforme se deduce de la aplicación de la ecuación de la cantidad de movimiento a un tramo de tubería horizontal, como el mostrado en la figura 2.43, en la cual  $p_1$  y  $p_2$  son las presiones a la entrada y salida de la conducción,  $A_1$  y  $A_2$  son las secciones de la conducción en ambos extremos,  $P$  es el perímetro de una sección de la conducción transversal al flujo,  $\Delta L$  es la longitud del tramo,  $T$  es la tensión tangencial en las paredes de la conducción.

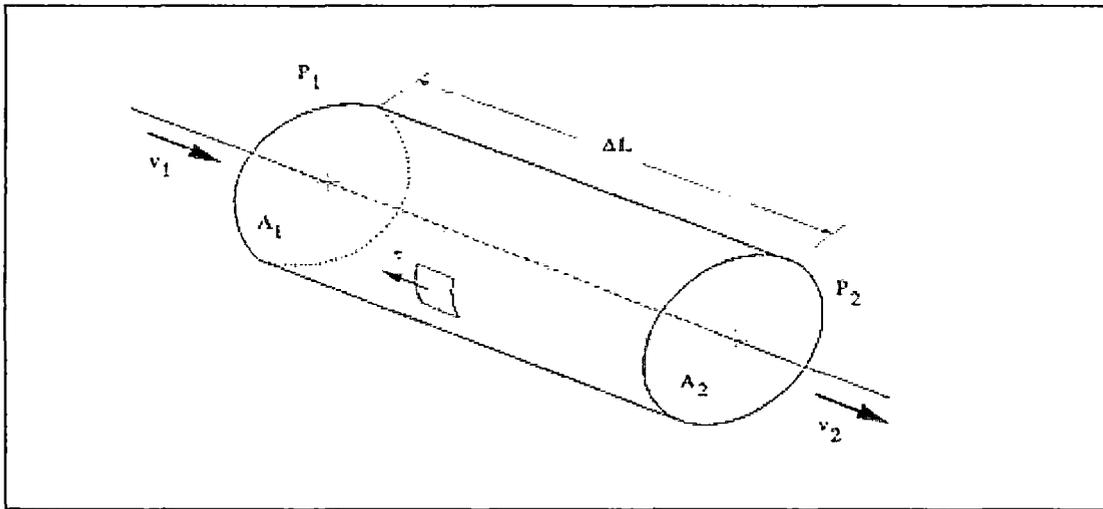


Fig. 2.43 Elemento de una conducción de sección uniforme.

En el elemento de la figura suponemos que las secciones de la conducción son iguales a la entrada y la salida ( $A_1 = A_2$ ) y consecuentemente, también son iguales las velocidades ( $v_1 = v_2$ ). Al ser las condiciones uniformes, el valor de  $T$  es constante en todo el tramo y consecuentemente, la aplicación de la ecuación de la cantidad de movimiento resulta:

$$T = \gamma J R$$

Con respecto a las formulas de pérdidas de carga podemos citar a la ecuación de Darcy-Weisbach, ya que fue inicialmente propuesta por Weisbach en 1855 y posteriormente modificada por Darcy en 1875.

Su expresión en términos de la pérdida de carga  $h_f$  resulta:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} = \left( \frac{8 f L}{\pi^2 g D^5} \right) Q^2$$

De la ecuación anterior tenemos “f” es el factor de fricción que depende básicamente de Re (Número de Reynold) la cual podemos sacarla del diagrama de Moody como se muestra a continuación (Fig. 2.44)

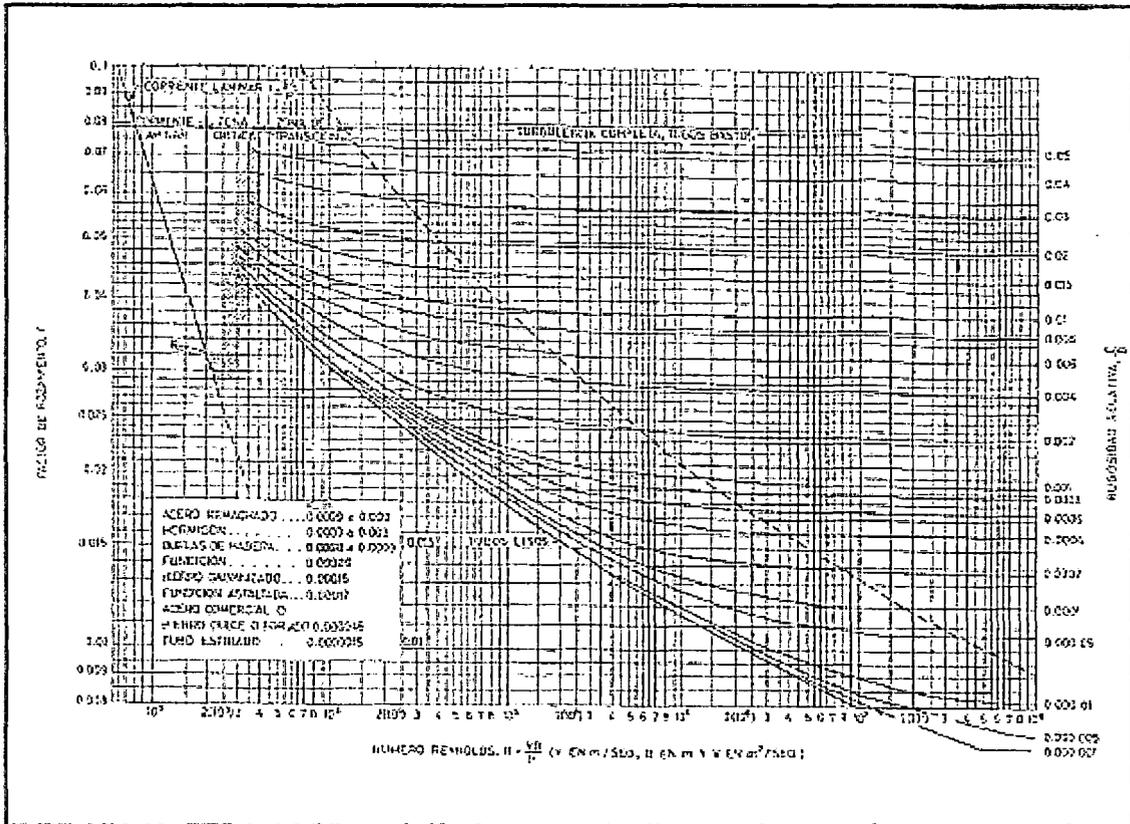


Fig. 2.44 Diagrama de Moody

## C2. TUBERÍAS EQUIVALENTES.

En ocasiones resulta conveniente formular el modelo de análisis en régimen permanente de una Red considerando la simplificación de algunos subsistemas de tuberías, que no requieren un gran nivel de detalle para el conocimiento de su estado hidráulico.

Con este fin vamos a describir tres situaciones muy comunes que consisten en la simplificación en una tubería única equivalente de un sistema de tuberías dispuestas en serie, en paralelo, y finalmente, la equivalencia de una conducción con consumos distribuidos a lo largo de su longitud.

En estos tres casos para hallar el equivalente debemos tener en consideración que la tubería equivalente debería producir las mismas pérdidas de carga en los tres casos para un mismo caudal.

C2.1. Tubería equivalente serie

El sistema de tuberías a simplificar está compuesto por T tuberías en serie, como muestra la figura 2.45, siendo los datos característicos de cada una de ellas su caudal  $q_i$ , longitud  $L_i$ , diámetro  $D_i$ , factor de fricción  $f_i$  y pérdida de carga  $h_{f,i}$ .

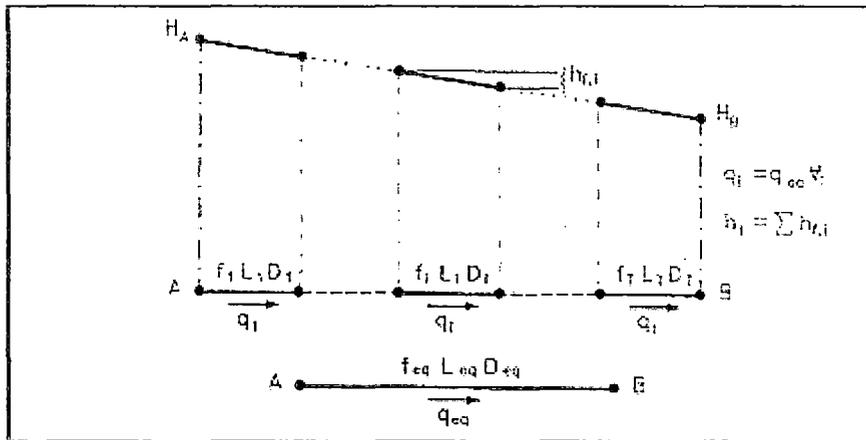


Fig. 2.45 Tuberías en serie

La tubería equivalente serie tendrá una pérdida de carga:

$$h_f(\text{equivalente}) = \sum_{i=1}^T h_{f,i} = \sum_{i=1}^T R_i q_i^n = R_{eq} q_{eq}^n$$

Donde la resistencia hidráulica será:

$$R_{eq} = \sum_{i=1}^T R_i \rightarrow \frac{f_{eq} L_{eq}}{D_{eq}^5} = \sum_{i=1}^T \frac{f_i L_i}{D_i^5}$$

C2.2. Tubería equivalente paralelo.

La tubería equivalente paralelo debe transportar el mismo caudal que todas las tuberías del sistema paralelo, mientras que la pérdida de carga equivalente debe ser igual a la que produce cualquiera de las tuberías en paralelo:

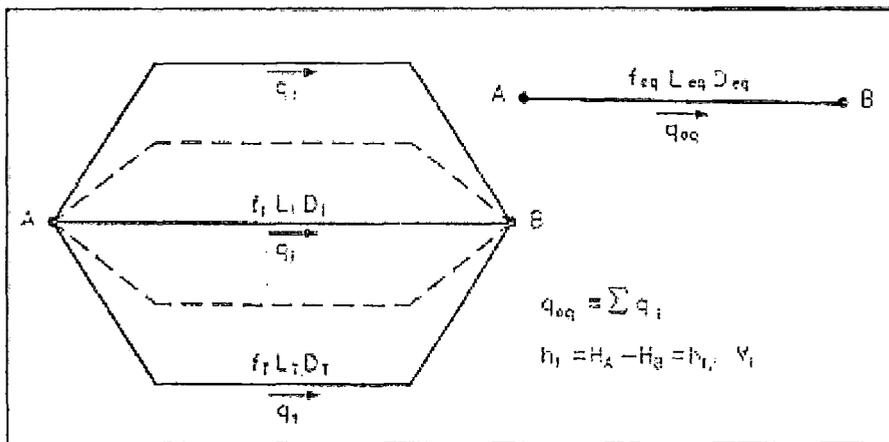


Fig. 2.46 Tuberías en paralelo

La tubería equivalente serie tendrá una pérdida de carga:

$$h_f(\text{equivalente}) = h_{f,i} \quad \forall i$$

Y el caudal equivalente sería:

$$q_{eq} = \left[ \frac{h_f(\text{equiv})}{R_{eq}} \right]^{1/n} = \sum_{i=1}^T q_i = \sum_{i=1}^T \left[ \frac{h_{f,i}}{R_i} \right]^{1/n}$$

### C2.3 Pérdida de carga en una conducción con distribución discreta de consumos.

Cuando la conducción alimenta unos caudales distribuidos a lo largo de la misma, bien sea en forma discreta o continua, es posible establecer una correspondencia con una tubería equivalente, modificando el cálculo de las pérdidas de carga.

Utilizando el coeficiente “F” para representar de una forma compacta la pérdida de carga en laterales de Presión. Para esta simplificación se parte de las siguientes hipótesis.

El diámetro es uniforme en toda la conducción, cuya longitud total es L; se supone una distribución discreta de T puntos de consumo, espaciados entre sí una distancia  $l = L/T$ , siendo la magnitud de estos consumos igual a  $q = Q/T$ , donde Q es el caudal total inyectado en la conducción.

### C.3. ELEMENTOS DISIPATIVOS SINGULARES (ACCESORIOS Y VÁLVULAS).

Los elementos accesorios son imprescindibles en toda Red, y entre ellos se incluyen aquellos que permiten acomodar el trazado de la Red a los accidentes topográficos del terreno (codos, juntas).

También otros elementos que permiten empalmar y derivar tuberías (tees, collarines, uniones en Y), o bien acoplar los cambios de geometría en la sección (conos) y también los dispositivos de Control del flujo (válvulas de compuerta, de lenteja o mariposa, estrechamientos).

Los elementos mencionados producen pérdidas de carga que, al estar originadas por dispositivos concretos se conocen con el nombre de pérdidas localizadas, singulares o menores, y que usualmente se evalúan como el producto de la altura cinética multiplicada por un coeficiente de pérdidas k, en la forma:

$$h = k \frac{v^2}{2g} = \left( \frac{8k}{\pi^2 g D^5} \right) q^2$$

En la cual v es la velocidad del fluido y D el diámetro del elemento, referidas ambas variables normalmente al valor aguas abajo de la zona de alteración del flujo salvo indicación en contra, y k es un coeficiente adimensional que depende de Re, pero sobre todo, de las características del elemento accesorio.

Existen muchas singularidades más comunes y valores que usualmente adopta el coeficiente de pérdidas k, suponiendo un régimen turbulento completamente desarrollado a continuación como ejemplo se muestra la Fig. 2.47.

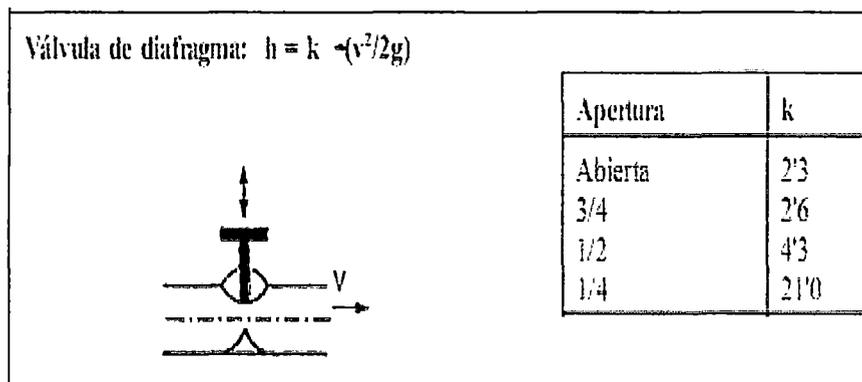


Fig. 2.47 Coeficiente de perdidas K para Válvula de diafragma

#### C.4. ELEMENTOS MOTRICES: BOMBAS.

Las bombas son elementos motrices cuya misión consiste en proporcionar energía de Presión adicional al fluido. Presentan la particularidad de que la diferencia de alturas entre el punto de entrada y el de salida del flujo tiene ahora signo contrario al caudal, puesto que se trata de un aporte de energía en lugar de una pérdida de carga.

Las bombas utilizadas normalmente en los sistemas de distribución presentan además una curva característica fundamentalmente decreciente. La altura que proporcionan disminuye con el caudal, y consecuentemente, la curva incluye una constante que responde al valor de la ordenada en el origen, o lo que es lo mismo, la altura de la bomba a caudal nulo.

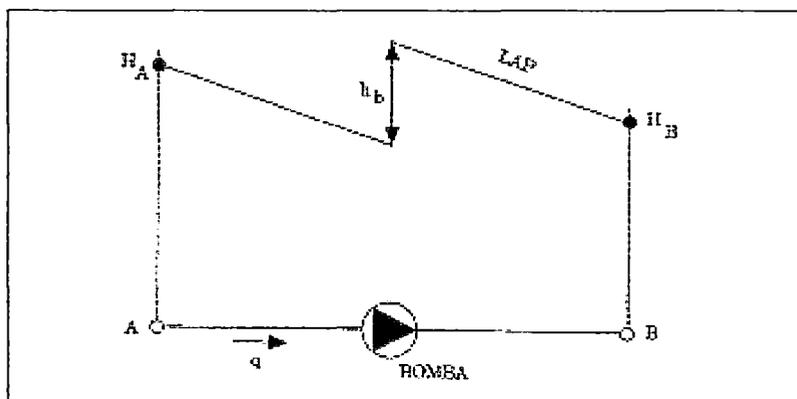


Fig. 2.48 Energía proporcionada por la Bomba

La relación entre la altura de bombeo  $h_b$  y el caudal trasegado  $q$ ,  $h_b = f(q)$ , se conoce como curva característica de la bomba y en la mayoría de los casos se puede ajustar a una expresión general del tipo:

$$h_b = H_0 - A q^2 + B q$$

Se denomina **punto de funcionamiento** de la bomba al par de valores  $(h_b, q)$  constituido por la altura de bombeo y el caudal trasegado por la bomba, que caracteriza el modo de trabajo de la bomba en una instalación dada. El punto de funcionamiento depende no sólo de la bomba utilizada, sino también del resto de la instalación. De forma gráfica sobre un diagrama  $h-q$ , el punto de funcionamiento se obtiene interceptando la llamada curva motriz, que es la curva característica de la bomba, con la **curva resistente de la instalación**, que representa la altura que debe vencer la bomba, en función del caudal trasegado.

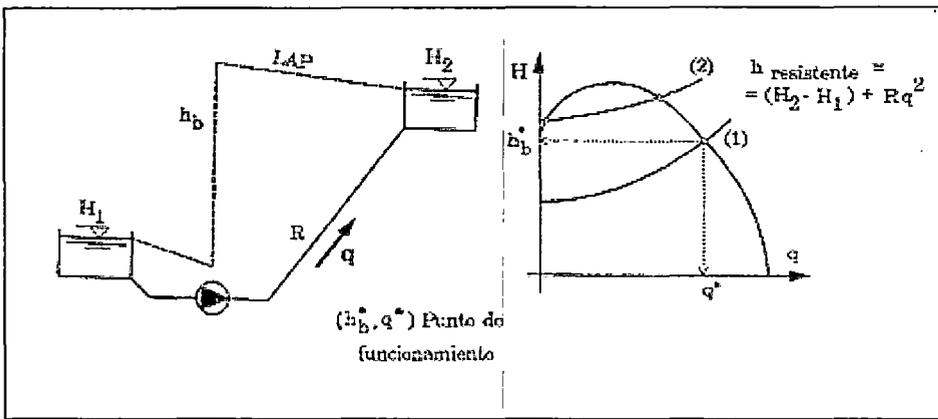


Fig. 2.49 Punto de funcionamiento de una Bomba

El sistema sencillo mostrado en la figura 2.49 representa una tubería de impulsión, en la cual mediante la acción de una bomba, es posible trasegar un determinado caudal hacia un depósito elevado. En este caso, la curva resistente representa el desnivel geométrico que hay que vencer, más las pérdidas de carga producidas en la conducción, a saber:

$$h_{\text{resistente}} = H_g + R q^2 \quad (R > 0)$$

Estando representado gráficamente en la figura anterior la intersección de las curvas motriz y resistente.

La ecuación de la curva característica de la Bomba puede dar lugar a un punto de funcionamiento **inestable** si  $B > 0$  y la curva resistente intercepta en más de un punto a la curva motriz (ver línea discontinua de la figura 2.50). En una forma rigurosa, la condición de inestabilidad es

$$\frac{dh_r}{dq} > \frac{dh_{res}}{dq}$$

Como correspondería al punto de funcionamiento de menor caudal de la curva a trazos.

La inestabilidad puede ser causa de problemas de convergencia en el análisis de la Red. Para obviar este problema, se propone un cambio de variable, definiendo la variable  $g$  como función del caudal:

$$g = q - \frac{B}{2A}$$

Y con esta nueva variable, la curva característica de la bomba se expresará como:

$$h_z = \left( H_0 + \frac{B^2}{4A} \right) - A g^2 = H'_0 - A g^2$$

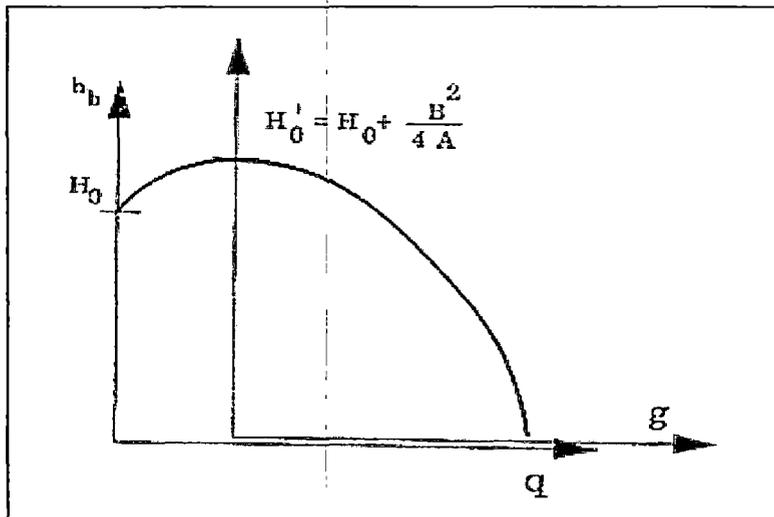


Fig. 2.50 Transformación de la curva característica de una Bomba

Como vemos en la figura 2.50, la transformación consiste en un desplazamiento de los valores de  $q$  para evitar la parte ascendente o inestable de la curva característica (naturalmente siempre que se consideren los valores  $g \geq 0$ , o bien,  $q \geq B/2A$ ).

En general, un ajuste parabólico de dos coeficientes como el siguiente:

$$h_z = H_H - A q^2$$

Resulta suficientemente adecuado para representar el comportamiento hidráulico de una Bomba centrífuga, que es el tipo más utilizado en las Redes de distribución, al menos en las proximidades de su punto de funcionamiento óptimo, que es donde realmente interesa en la práctica.

Hay que resaltar también que en condiciones normales de funcionamiento, las bombas son elementos unidireccionales, como elementos motrices que son, al contrario que las tuberías y accesorios que se comportan como elementos bidireccionales.

## C5. VÁLVULAS ESPECIALES.

Las válvulas convencionales, cuyo comportamiento ha sido analizado en el apartado 3.3.2, producen unas pérdidas de carga.

$$h = k \cdot v^2 / 2 \cdot g$$

En la cual se supone que el coeficiente de pérdidas  $k$  es prácticamente invariable con el caudal que atraviesa la válvula, dependiendo únicamente del grado de apertura de la misma.

En el apartado presente estudiaremos algunos tipos de válvulas especiales (que denominaremos también válvula automáticas o multifuncionales) cuya ecuación de comportamiento no se ajusta a la expresión  $h_{ij} = f_{ij}(q_{ij})$ , puesto que la pérdida de carga que provocan depende no solamente del caudal que la atraviesa, sino de otras variables adicionales.

Su comportamiento viene representado en este caso por una expresión del tipo:

$$h_{ij} = h_{ij}(q_{ij}, H_i, H_j, \dots)$$

En la cual  $H_i$  y  $H_j$  representan la altura piezométrica en los extremos del elemento.

### C5.1. Válvula de Retención (VR)

Las válvulas de retención (VR) al igual que el resto de las válvulas que vamos a estudiar, son elementos unidireccionales que sólo permiten el paso del fluido en un sentido. Su función consiste en evitar el flujo en sentido contrario al establecido.

Expresando la pérdida de carga en la VR en la forma  $h_v = R \cdot q^2$ , podemos expresar su característica como:

$$\begin{cases} R = R_{ij} & \text{si } H_1 > H_2 \quad (q > 0) \\ R \rightarrow \infty & \text{si } H_1 \leq H_2 \quad (q < 0) \end{cases}$$

En la cual  $R_0$  representa la resistencia a válvula abierta, mientras que  $H_1$  y  $H_2$  son las alturas piezométricas en el extremo aguas arriba y abajo respectivamente, en la figura 2.51 se observa la característica de una Válvula de Retención.

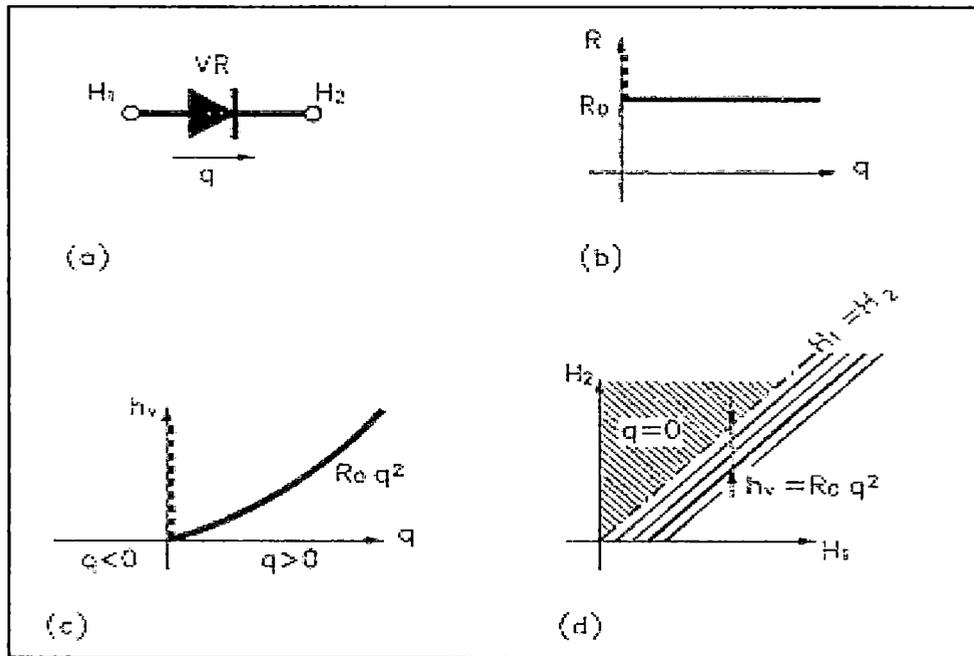


Fig. 2.51 Característica de una Válvula de Retención

La Válvula de retención se destina a proteger las instalaciones en algún punto, restringiendo el flujo en un sólo sentido, por ejemplo, para evitar el vaciado (descebado) de una bomba, para realizar el llenado o vaciado de un depósito desde una canalización determinada, para evitar el vaciado de una tubería en pendiente cuando ésta queda sin carga, etc..

La siguiente figura representa una instalación típica de VR aguas abajo de una bomba, para impedir el flujo en sentido inverso cuando la bomba está parada.

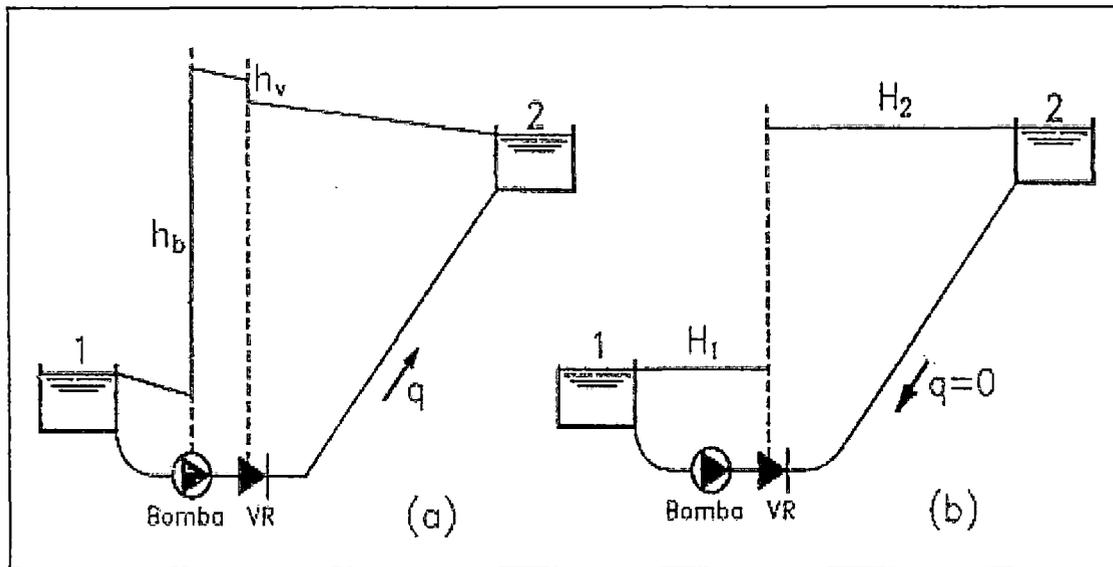


Fig. 2.52 Válvula de Retención instalada en una impulsión.

### C5.2. Válvula Reductora de Presión (VRP)

La Válvula Reductora de Presión (VRP) es un elemento diseñado para mantener una Presión constante en su extremo situado aguas abajo, en un valor que se conoce como Presión de tarado, independientemente de la magnitud de la Presión aguas arriba, y como su nombre indica, tienen como misión evitar las elevadas presiones que pueden alcanzarse en algunos puntos de la Red debido, por ejemplo, a las depresiones del terreno, a la cercanía de la estación de bombeo o a cualquier otra causa.

Sin embargo, la definición anterior no se ajusta totalmente a la realidad y presenta algunas excepciones. En particular, si la Presión aguas arriba se hace inferior a la Presión de tarado, entonces la válvula se encuentra totalmente abierta y no actúa sobre el sistema, y puede considerarse como un elemento resistente con coeficiente  $k$  constante.

Por otra parte, si la Presión aguas abajo excede a la de tarado, la válvula impide el flujo en sentido contrario, actuando como una válvula de retención; se trata pues de un elemento unidireccional.

Desde esta perspectiva, las VRP se emplean también para Controlar el caudal aportado desde varios puntos de suministro, en función del nivel de la demanda.

En este tipo de aplicación, la VRP actúa como válvula de retención hasta que la Presión se reduce por debajo de su nivel crítico con motivo de una fuerte demanda, en cuyo momento abre el paso del flujo desde el punto de suministro que está bajo su Control.

La Presión de tarado de la válvula, o mejor dicho, la altura piezométrica correspondiente a este valor en el extremo aguas abajo, se representa por  $H_t$ .

Suponiendo un comportamiento ideal de la VRP ( $h_v = 0$  cuando la válvula está abierta) podemos expresar las ecuaciones de comportamiento de este elemento en la forma:

$$\begin{cases} R > 0 \text{ y } H_2 = H_1 & \text{si } H_1 > H_t \text{ (} q > 0 \text{)} \\ R = 0 \text{ y } H_2 = H_1 & \text{si } H_1 < H_t \text{ (} q > 0 \text{)} \\ R \rightarrow \infty & \text{si } H_2 > H_t \text{ o } H_2 > H_1 \text{ (} q = 0 \text{)} \end{cases}$$

Donde  $H_1$  y  $H_2$  son las alturas piezométricas aguas arriba y debajo de la válvula respectivamente

Naturalmente, si consideramos el comportamiento real de la VRP y las pérdidas de carga que provoca estando completamente abierta son tenidas en cuenta, las ecuaciones de comportamiento se expresarían como:

$$\begin{cases} R \geq R_q \text{ y } H_2 = H_1 & \text{si } H_1 \geq H_t + h_v \text{ (} q > 0 \text{)} \\ R = R_q \text{ y } H_2 = H_1 - h_v & \text{si } H_1 < H_t + h_v \text{ (} q > 0 \text{)} \\ R \rightarrow \infty & \text{si } H_2 > H_t \text{ o } H_2 > H_1 \text{ (} q = 0 \text{)} \end{cases}$$

La cual representa la resistencia hidráulica a válvula abierta y  $h_v$  es la correspondiente pérdida de carga para un caudal dado. El coeficiente de pérdidas  $k$  adopta valores comprendidos entre 4 y 10, dependiendo como siempre de la morfología de la válvula.

La figura 2.53 constituye una representación gráfica de las ecuaciones de comportamiento y muestra la relación funcional existente entre las alturas piezométricas  $H_1$  y  $H_2$  funcionamiento de la misma.

La zona sombreada corresponde a las alturas piezométricas que verifican  $H_2 > H_1$  o bien  $H_2 > H_t$ , y consecuentemente,  $q = 0$ .

Por debajo de esta zona, la VRP puede estar parcialmente abierta, actuando de forma activa para mantener una Presión constante a la salida (recta horizontal), o bien puede estar totalmente abierta, actuando como un elemento resistente cuya resistencia es  $R_0$  (rectas inclinadas  $45^\circ$ ); el caudal que atraviesa la VRP en estos dos últimos casos es  $q \geq 0$ .

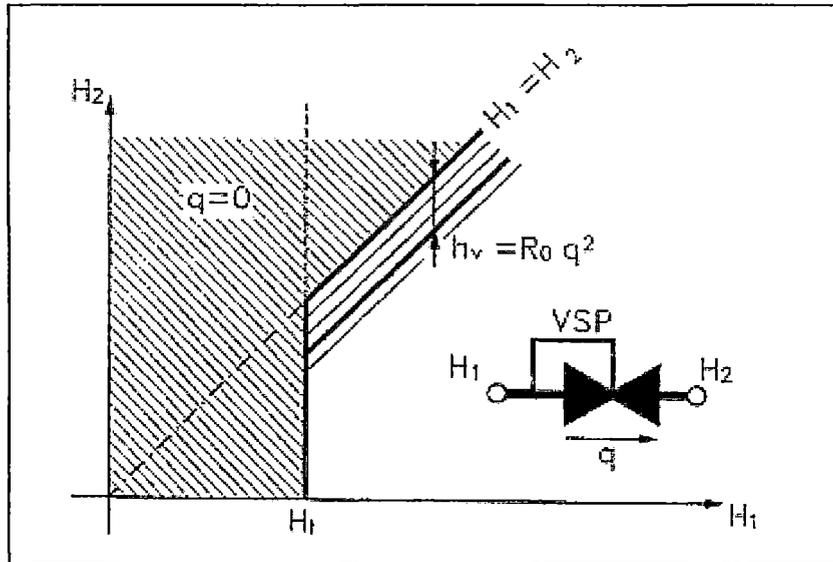


Fig. 2.53 Características de funcionamiento de una válvula PRP.

### C5.3. Válvula Sostenedora de Presión. (VSP)

La Válvula sostenedora de Presión (VSP) es una válvula automática concebida para mantener una Presión mínima en su extremo situado aguas arriba, en un valor denominado Presión de tarado. Su misión consiste en impedir que la Presión descienda por debajo de un nivel predeterminado en algún punto de la Red.

La VSP sólo permite el paso de caudal si la Presión en el extremo aguas arriba supera el valor de tarado; en caso contrario, se cierra restringiendo el paso de caudal para mantener la Presión aguas arriba.

En Redes de distribución con grandes desniveles puede suceder que las zonas elevadas queden desabastecidas ante una fuerte demanda en las zonas de cota baja; en esta circunstancia, la disposición de una VSP permite limitar el caudal suministrado hacia las zonas bajas en tanto no se mantenga una Presión mínima en las zonas altas.

El comportamiento real de la VSP, considerando la pérdida de carga a válvula abierta queda representado en las siguientes ecuaciones:

$$\begin{cases} R \geq R_v & \text{si } H_1 \geq H_2 + h_v \quad (q = q_1) \\ R = R_v & \text{si } H_1 = H_2 + h_v \quad (0 < q < q_1) \\ R \rightarrow \infty & \text{si } H_1 < H_2 \quad (q = 0) \end{cases}$$

Siendo  $H_1$  y  $H_2$  las alturas piezométricas en los extremos de la válvula,  $H_t$  es la altura piezométrica de tarado  $R_0$  es la resistencia hidráulica a válvula abierta y  $h_v$  es la correspondiente pérdida de carga para un caudal dado.

Aunque el mecanismo de Control es diferente en una VSP y una VRP, en ambos casos se utilizan cuerpos de válvulas similares, y por ello, el coeficiente de pérdidas  $k$  toma valores entre 4 y 10 también en el caso de una VSP. La figura 2.54 representa las ecuaciones de comportamiento en una gráfica relacionando las alturas piezométricas  $H_1$  y  $H_2$  modo de funcionamiento.

La zona sombreada corresponde a las alturas piezométricas que verifican  $H_1 < H_2$  o bien  $H_1 < H_t$ , en las cuales  $q = 0$ . Por debajo de esta zona, la VRP puede estar parcialmente abierta, operando en forma activa para mantener una Presión constante a la entrada (recta vertical), o bien puede estar totalmente abierta.

Esta válvula actúa como un elemento resistente cuya resistencia es  $R_0$  (rectas inclinadas 45°); el caudal que atraviesa la VRP en estos dos últimos casos es  $q \geq 0$ .

Existen algunas referencias sobre la modelo de VSP en el análisis en régimen permanente de una Red aunque son mucho menos frecuentes que en el caso de VRP.

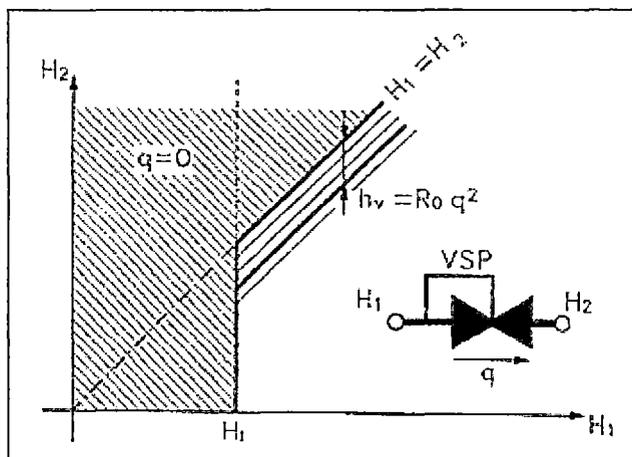


Fig. 2.54 Características de funcionamiento de una VSP en función a las alturas pie

#### C5.4. Válvula limitadora de caudal (VLQ).

En los dos puntos anteriores se ha resaltado uno de los posibles cometidos de las válvulas Reductoras y sostenedoras de Presión, como un elemento de Control de los caudales servidos, a través de la acción de gobierno sobre las presiones.

La VLQ es un tipo de válvula automática que permite Controlar el caudal que la atraviesa de forma directa, impidiendo que supere un valor conocido como caudal de tarado  $q_t$ .

Al igual que la VR, VRP y VSP, se trata de un elemento unidireccional que no admite el flujo en sentido inverso al previsto.

Así, el caudal trasegado por la VLQ puede variar entre 0 y el valor de tarado  $q_t$ , dependiendo de las presiones del sistema.

En el instante en que el caudal alcanza el valor de tarado, la VLQ funciona en modo activo, provocando una pérdida de carga variable para mantener el valor del caudal.

En tanto el caudal trasegado sea menor que  $q_t$ , la VLQ permanece totalmente abierta, y actúa como un elemento resistente provocando una pérdida de carga donde  $R_0$  Es la resistencia hidráulica correspondiente a un coeficiente de pérdidas  $k$ , contabilizado para la válvula totalmente abierta.

Al igual que en caso de la VRP y VSP, el valor del coeficiente  $k$  está comprendido entre 4 y 10.

Así, podemos modelar su comportamiento por medio de las ecuaciones siguientes:

$$\begin{cases} R \geq R_v & \text{si } H_1 \geq H_2 + h_v \quad (q = q_t) \\ R = R_v & \text{si } H_1 = H_2 + h_v \quad (0 < q < q_t) \\ R \rightarrow \infty & \text{si } H_1 < H_2 \quad (q = 0) \end{cases}$$

Donde  $h_v$  representa la pérdida de carga a válvula abierta para el caudal  $q$  en cuestión y  $q_t$  es el caudal de tarado.

En la figura 2.55 vemos el esquema de una VLQ; la (b) muestra la variación de la resistencia  $R$  en función del caudal  $q$ , mientras que la (c) representa la variación de la pérdida  $h_v$  en función del caudal. Finalmente, la figura (d) muestra un diagrama de la variación de las alturas piezométricas en los extremos de la VLQ,  $H_1$  y  $H_2$  para cada uno de sus modos de funcionamiento.

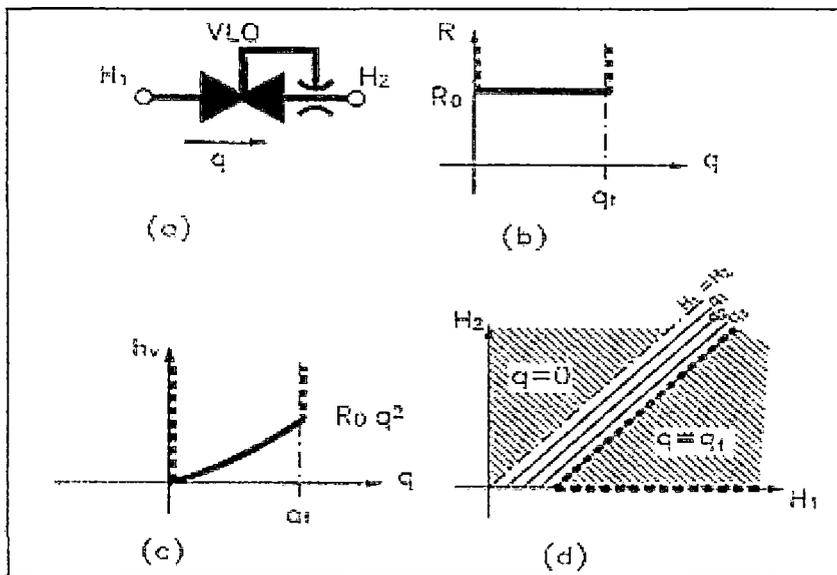


Fig. 2.55 Características de funcionamiento de una VQL

## D. ESTUDIO DEL ANÁLISIS EN RÉGIMEN TRANSITORIO.

### D1. DESCRIPCIÓN DEL FENOMENO.

Se conoce con el nombre de “transitorios” a los fenómenos de variación de presiones en las conducciones a Presión, motivadas en variaciones proporcionales en las velocidades.

Cuando la variación es tal que implica el impedimento de escurrir, es decir, velocidad final nula, y cuando además, las oscilaciones de Presión por ese motivo son grandes, al Fenómeno se lo denomina “golpe de ariete”.

Se podría definir al fenómeno de Golpe de Ariete como la oscilación de Presión por encima o debajo de la normal a raíz de las rápidas fluctuaciones de la velocidad del escurrimiento.

En realidad, el fenómeno conocido como "Golpe de Ariete" es un caso particular del estudio de los movimientos transitorios en las conducciones a Presión.

La diferencia se encuentra en que los transitorios implican variaciones de velocidad - y su correlación con la transformación en variaciones de Presión de pequeña magnitud, mientras que el "Golpe de Ariete" implica las grandes variaciones, de velocidad y Presión.

Las maniobras de detenimiento total, implican necesariamente los golpes de ariete de máxima intensidad puesto que se pone de manifiesto la transformación total de la energía de movimiento que se transforma en energía de Presión.

#### D1.1. Explicación del fenómeno.

Las maniobras de detenimiento total, implican necesariamente los golpes de ariete de máxima intensidad puesto que se pone de manifiesto la transformación total de la energía de movimiento que se transforma en energía de Presión.

Con el objetivo de analizar el fenómeno físicamente, estudiaremos el caso del "cierre instantáneo del obturador", el que, a pesar de ser una abstracción teórica, posibilita una más fácil comprensión del problema. Decimos que el cierre instantáneo es una abstracción, porque los órganos de cierre, por rápido que actúen siempre demandarían un tiempo para completar la obturación del caudal.

Ello no obstante, en la realidad práctica se produce cierres que pueden adaptarse a ese criterio y que como se estudiará, no son deseables puesto que, como adelantamos, pueden producir sobrepresiones máximas.

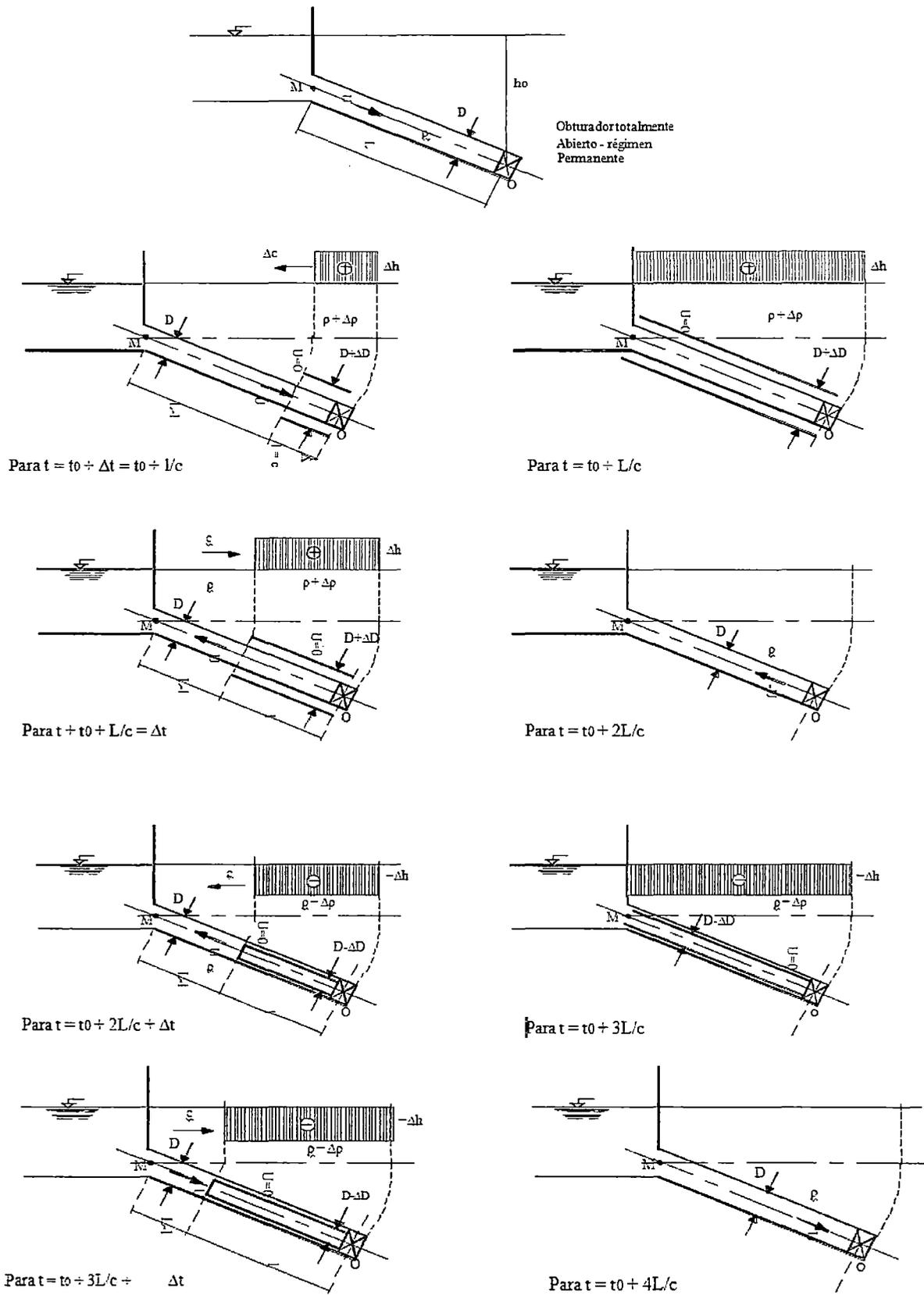


Fig. 2.56 Interpretación del golpe de ariete para el cierre instantáneo

En la Figura 2.56 representamos en una secuencia de dibujos, un conducto de diámetro  $D$  y Longitud  $L$ , conectado a un embalse de capacidad infinita  $l$  inclinado, para mayor generalidad. La conducción puede ser regulada por el obturador  $O$  situado aguas abajo y las coordenadas  $l$  las medimos desde el mismo hasta el embalse  $M$  donde adquiere el valor  $L$ .

El primero de los dibujos esquematiza las condiciones previas al cierre instantáneo del obturador, es decir el régimen permanente y uniforme. Los dibujos representan situaciones posteriores al cierre, el que se opera en un instante inicial  $t_0$ .

La primera capa de líquido en contacto con el mismo y de espesor diferencial, pasa de velocidad  $U$  a velocidad nula. Necesariamente la energía cinética se transforma en potencial, elevándose la Presión a un valor  $\Delta h$  y comprimiéndose el líquido en  $\rho + \Delta\rho$ .

Para un instante posterior ( $t_0 + \Delta t$ ) otra capa de líquido pasa por el mismo proceso, dando como resultado que el fenómeno de quietamiento de las capas –y consecuentemente aumento de Presión- se propague en el sentido de  $O$  a  $M$  con una cierta velocidad que llamaremos  $c$  celeridad de onda.

Como por otra parte el material de la conducción tiene un módulo de elasticidad  $E$ , se deformará el conducto a causa del aumento de Presión.

En la Figura 2.57 se representa todo el proceso, haciéndose la aclaración que las sobrepresiones por golpe de ariete, de acuerdo a lo dicho, deben representarse sobre el eje del conducto y no sobre su proyección como se hace en otros capítulos de la hidráulica de las conducciones. Es por ello que en todos los casos se rebate la verdadera magnitud del conducto sobre la horizontal.

Transcurrido un tiempo  $\Delta t$  del cierre del obturador, el fenómeno alcanzará la sección a la distancia  $l = c \Delta t$ .

La conducción entre  $O$  y  $L$  se encontrará con una sobrePresión  $h$  y consecuentemente dilatada en un  $D + \Delta D$ . Por otra parte el líquido se encontrará comprimido siendo su masa específica  $\rho + \Delta\rho$  tal como se describe en la Figura 2.57. En la longitud  $L - l$  las condiciones son las de antes del tiempo de cierre del obturador, puesto que el fenómeno aún no ha llegado a esa región.

En el tercer dibujo se esquematiza la situación para el preciso instante en que la perturbación ha llegado, en virtud de su celeridad  $c$ , al punto M. Toda la tubería se encuentra dilatada en  $D + \Delta D$ , el líquido detenido ( $U = 0$ ) y su masa específica aumentada  $\Delta \rho$ . Todo ocurre en el tiempo  $t_0 + L/c$ .

Analizando la sección M nos encontramos con que un infinitésimo dentro de la conducción reina la Presión  $h_M + \Delta h$  y un infinitésimo dentro del embalse la Presión es  $h_M$ .

Esta situación de no equilibrio se resuelve mediante una nueva conversión de energía, pero ahora de potencial a cinética. Obviamente el sentido de la velocidad será ahora de O a M y su magnitud igual a  $U$ , puesto que ésta fue la causa de la generación de  $\Delta h$ .

En un instante  $t_0 + L + \Delta t$ , la situación será la del 5° dibujo. En el tramo  $L - l$  tendremos c diámetro  $D$ , puesto que ha desaparecido la sobrepresión, el líquido a la masa específica por la misma razón y a la velocidad  $-U$ , propagándose el fenómeno de descompresión también con celeridad  $c$ .

Un infinitésimo antes del tiempo  $t_0 + 2L/c$ , esta situación está llegando al obturador, encontrándose la conducción en el mismo estado que instantes previos al cierre del obturador, con la sola excepción de la velocidad que tiene ahora signo opuesto.

Al llegar a la sección del obturador (tiempo  $t_0 + 2L/c$ ) la velocidad  $U$  no puede propagarse puesto que éste está cerrado por lo que ocurre un proceso similar al del instante de cierre, con la diferencia que ahora  $-U$  se convierte en depresión  $-\Delta h$ .

En el 6° dibujo se esquematiza el proceso para el instante  $t_0 + 2L/c + \Delta t$ , donde se aprecia que hasta la sección 1a la conducción está sometida a una Presión disminuida en  $\Delta h$  con respecto a la estática, la masa específica del líquido disminuida también en  $\Delta \rho$  y el líquido detenido. El resto de la tubería se encuentra en condiciones normales a excepción de la velocidad que tiene signo negativo.

En el instante  $t_0 + 3L/c$ , la situación anterior habrá llegado al embalse siendo válido el análisis hecho para el instante  $t_0 + L/c$  (3° dibujo) a excepción de los cambios de signo. En efecto, un infinitésimo dentro del embalse la Presión es  $h_M$  y un infinitésimo dentro de la conducción es  $h_M - \Delta h$ . Esta situación de no equilibrio se resuelve con una nueva

conversión de energía de potencial en cinética, dando lugar nuevamente a la velocidad original  $U$ .

En el instante  $t_0 + 3L/c + \Delta t$ , esta perturbación habrá llegado en mérito a la celeridad  $c$  hasta la sección  $L-l$ , siendo de destacar que en ese tramo se ha llegado finalmente a las condiciones iniciales. Finalmente, en el instante  $4L/c$  se vuelve a los parámetros iniciales, encontrándose el obturador cerrado y reiniciándose nuevamente el proceso, el que habrá de continuar indefinidamente si no se tienen en cuenta los efectos amortiguadores de las pérdidas de energía.

Ahora, dicho ciclo se repite una y otra vez, pudiendo ocasionar graves daños a la tubería. En la práctica, la onda es amortiguada por las pérdidas de fricción producidas por el escurrimiento, lo que hace que se extinga luego de un intervalo de tiempo que depende de cada situación.

Igualmente, mientras dura la onda, sus efectos son tan importantes que su estudio merece especial atención. En la figura 57 se esquematiza el fenómeno en forma resumida. Allí se pueden observar las sobrepresiones y las depresiones producidas en los distintos instantes de tiempo. El tiempo  $t_0$  corresponde al tiempo de cierre de la válvula ( $t_0 = 0$  en este caso). También puede observarse el sentido del escurrimiento y el sentido de avance de la onda (con celeridad  $c$ ) para cada caso.

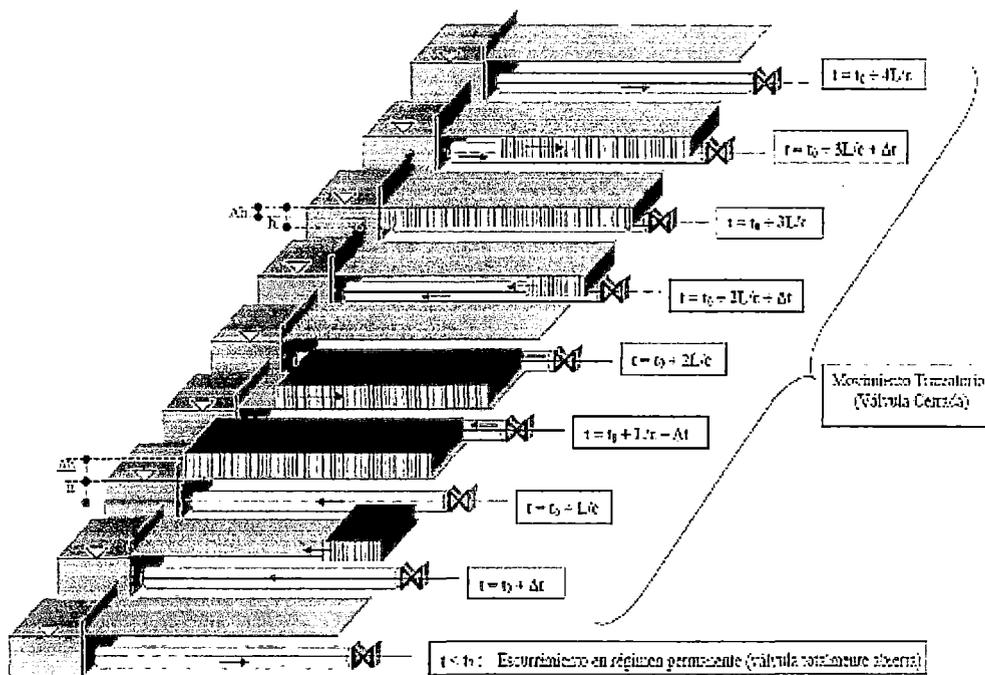


Fig. 2.57 Resumen del fenómeno de golpe de ariete para cierre instantáneo.

## D2. CASOS EN LOS QUE SE PRESENTAN EN FENÓMENO.

Además del caso ejemplificado anteriormente, existen diversas maniobras donde se induce el fenómeno:

- Cierre y Apertura de Válvulas.
- Arranque de Bombas.
- Detención de Bombas.
- Funcionamiento inestable de bombas.
- Llenado inicial de tuberías.
- Sistemas de Protección contra Incendios.

En general, el fenómeno aparecerá cuando, por cualquier causa, en una tubería se produzcan variaciones de velocidad y, por consiguiente, en la Presión.

Como puede observarse del listado anterior todos estos fenómenos se producen en maniobras necesarias para el adecuado manejo y operación del recurso, por lo que debemos tener presente que su frecuencia es importante y no un fenómeno eventual.

## D3. TEORÍA DE BASE DEL FENÓMENO

### D3.1. Las Ecuaciones de SAINT VENANT

Supongamos una conducción de sección circular (diámetro  $D$ ) como la que se muestra en la figura siguiente, por la que escurre con una velocidad  $U$  un fluido de densidad  $\rho$  (peso específico  $\gamma = \rho \cdot g$ ) y supongamos un volumen de Control de sección coincidente con la de la tubería y longitud  $dl$ .

Sobre dicho volumen actuarán, por un lado, las fuerzas originadas por la Presión del líquido ( $p$ ) y las fuerzas originadas a raíz del peso propio del volumen; por el otro lado, estarán las fuerzas resistentes al movimiento del fluido ( $\tau_0$ ). En la figura se pueden apreciar claramente la dirección y sentido de cada una de estas fuerzas, así como los valores teóricos que toman.

Ahora bien, aplicaremos la tan conocida Ley de Newton, según la cual:  $F = m \cdot A$

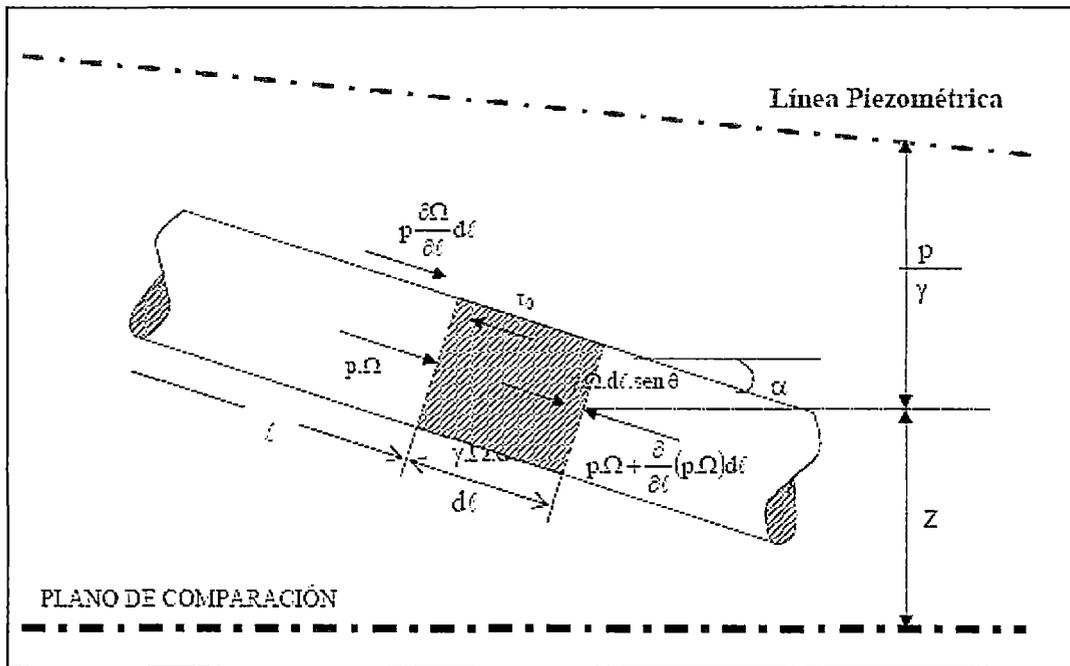


Fig. 2.58 Deducción de la ecuación de Saint Venant

Podemos escribir, en este caso:

$$p\Omega - \left[ p\Omega + \frac{\partial}{\partial \ell}(p\Omega)d\ell \right] + p \frac{\partial \Omega}{\partial \ell} d\ell + \gamma \Omega d\ell \cdot \text{sen } \theta - \tau_0 \pi D d\ell = \rho \Omega d\ell \frac{dU}{dt}$$

Si consideramos que la sección  $\Omega$  permanece constante en el recorrido (y, por lo tanto,

$\partial \Omega / \partial \ell = 0$ ) y dividimos ambos miembros por  $\rho \cdot \Omega \cdot d\ell$ :

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \ell} + g \cdot \text{sen } \theta - \frac{4\tau_0}{\rho D} = \frac{dU}{dt}$$

Dividiendo por  $g$  en ambos miembros y considerando que  $\text{sen } \alpha = -\partial Z / \partial \ell$  y que:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{\partial U}{\partial \ell} \frac{\partial \ell}{\partial t} + \frac{\partial U}{\partial t} = U \frac{\partial U}{\partial \ell} + \frac{\partial U}{\partial t} = \frac{1}{2} \frac{\partial (U^2)}{\partial \ell} + \frac{\partial U}{\partial t}$$

La expresión queda:

$$-\frac{1}{\gamma} \frac{\partial p}{\partial \ell} - \frac{\partial Z}{\partial \ell} - \frac{1}{2g} \frac{\partial (U^2)}{\partial \ell} = \frac{1}{g} \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{4\tau_0}{\gamma D} \quad \text{ó} \quad \frac{\partial}{\partial \ell} \left( Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{U^2}{2g} \right) = -\frac{1}{g} \frac{\partial U}{\partial t} - \frac{4\tau_0}{\gamma D}$$

Pero, como en el flujo turbulento permanente:  $\tau_0 = \rho \cdot f \frac{U^2}{2 \cdot g}$  por lo que quedaría:

$$\boxed{\frac{\partial}{\partial t} \left( Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{U^2}{2 \cdot g} \right) = -\frac{1}{g} \frac{\partial U}{\partial t} - f \frac{U \cdot |U|}{2 \cdot g \cdot D}} \quad \left[ \begin{array}{l} \text{1ra. ECUACIÓN DE} \\ \text{SAINT VENANT} \end{array} \right]$$

Esta expresión se conoce como "1ra. Ecuación de Saint Venant" y cabe destacar que el término entre paréntesis corresponde a la conocida expresión de Bernoulli.

Además, se ha colocado el término  $U^2$  como  $U \cdot |U|$  a efectos de conservar el sentido vectorial de la pérdida de energía en el movimiento impermanente, donde la velocidad puede cambiar de sentido.

Ahora consideremos el mismo sistema que en el caso anterior, pero apliquemos sobre él la ecuación de continuidad. Para esto, consideraremos que el caudal másico entrante ( $Q_{mE}$ ) más el caudal másico saliente ( $Q_{mS}$ ) coincide con la variación temporal de la masa en el volumen de Control.

Tenemos lo siguiente:

$$\boxed{\rho \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{1}{c^2} \left( U \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial t} \right) = 0} \quad \left[ \begin{array}{l} \text{2da. ECUACIÓN DE} \\ \text{SAINT VENANT} \end{array} \right]$$

Donde:

- Z es la altura sobre un plano de comparación arbitrario del eje de la conducción
- $p/\gamma$  es la altura de Presión en cada sección y en cada instante ( $p$  es la Presión y  $\gamma$  el peso específico del agua).
- U es la velocidad media en cada sección y en cada instante.
- g es la aceleración normal de la gravedad.
- $j^*$  es la "pérdida unitaria de energía hidráulica".
- t es el tiempo.
- l es el camino a lo largo del eje (coordenada curvilínea).

- c es la celeridad o velocidad de propagación del fenómeno transitorio, que resulta (para tuberías de pared delgada):

$$c = \frac{\sqrt{\frac{\epsilon}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{\epsilon \cdot D}{e \cdot E}}}$$

En la que:

- $\epsilon$  es el módulo de compresibilidad del agua.
- $\rho$  es la masa específica del agua.
- D es el diámetro interno de la conducción.
- e es el espesor de la misma.
- E es el módulo de elasticidad del material de la conducción.

### D3.2. Interpretación Física de las Ecuaciones

La elaboración de las ecuaciones de SAINT VENANT, con el objeto de posibilitar una mejor interpretación física, y su integración, lleva a las expresiones "de las características", dadas por:

$$\Delta l = \pm c \cdot \Delta t$$

$$\Delta Z_h = \frac{c}{g \cdot \Omega} \Delta Q \mp \int_0^l j^* dl$$

En la Figura 2.59 puede apreciarse la interpretación física de referencia.

De las ecuaciones y la figura se deduce que en un instante dado el fenómeno "variación de velocidad y su correspondiente variación de Presión" es un fenómeno que se propaga con celeridad c. En un instante t, en la abscisa l, la sobrepresión por sobre el valor estático, estará dado por:

$$\Delta h = Z_h - Z_ho$$

Los términos  $Z_h$  a su vez están dados por:

$$Z_h = Z + \frac{p}{\gamma}$$

Es decir, la suma de las alturas del eje sobre el plano de comparación y la altura de Presión en m.d.c. (metros de columna de agua).

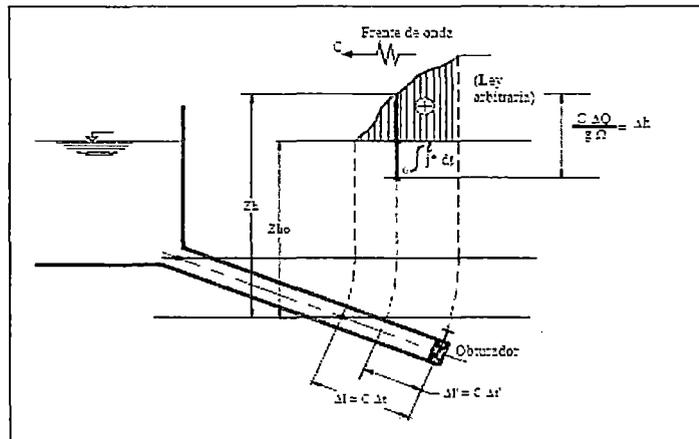


Fig. 2.59 Interpretación de las ecuaciones de Saint Venant

A su vez  $\Delta h$  resulta de la diferencia entre los segmentos dados por:

$$\frac{c \Delta Q}{g \Omega} \quad \text{y} \quad \int_0^L j^* ds$$

El último siempre sustractivo

del primero, lo que indica el efecto amortiguador de las "pérdidas de energía".

Nótese que el primero puede escribirse:

$$\frac{c \Delta V}{g} = \frac{c}{g} (U - V)$$

En la que:

- U es la velocidad media de escurrimiento permanente (es decir antes de la maniobra de obturación).

- V es la velocidad media en cada una y todas las secciones para cada grado de cierre del obturador.

Existen diferentes teorías como las de **Allievi** la cual toma de referencia las ecuaciones de Saint Venant, introduciendo simplificaciones que posibilitan su integración a la vez acota el problema a las aplicaciones ingenieriles (grandes oscilaciones de velocidad y, en consecuencia, de Presión)

Obtenemos lo siguiente:

$$\Delta h = F_1 \left( t - \frac{L}{c} \right) + F_2 \left( t + \frac{L}{c} \right) = h - h_0$$

$$\Delta U = U - V = -\frac{g}{c} \left[ F_1 \left( t - \frac{L}{c} \right) - F_2 \left( t + \frac{L}{c} \right) \right]$$

F1 y F2 son dos funciones que se propagan del obturador al embalse y del embalse al obturador respectivamente, ambas con una celeridad c.

- V es la velocidad del fluido cuando el obturador está parcialmente cerrado.
- U es la velocidad del fluido cuando el obturador está totalmente abierto.

### D3.3. Sobrepresiones en la Faz de Golpe Directo.

La faz de golpe directo es aquella en la que la función F2 no actúa. Como F2 tiene signo contrario a F1, en esta faz se obtendrán las máximas sobrepresiones.

Se denomina Tiempo de Fase al lapso que tarda la onda en ir y volver del obturador al embalse:

$$T_{\text{fase}} = \frac{2L}{c}$$

Donde L es la longitud de la tubería.

Si hacemos, en las ecuaciones derivadas de la teoría de Allievi, F2=0 obtenemos:

$$\Delta h = F_1 \left( t - \frac{L}{c} \right)$$

$$\Delta V = U - V = \frac{g}{c} F_1 \left( t - \frac{L}{c} \right)$$

Y, por lo tanto,

$$\Delta h = c \left( \frac{U - V}{g} \right) \Rightarrow \Delta p = \frac{\gamma \cdot c}{g} (U - V)$$

Cuando se llega al "cierre total", V = 0, por lo que ΔV = U, con lo que se obtiene la famosa expresión de ALLIEVI, de la máxima sobrepresión posible por "golpe de ariete":

$$\Delta h_{\text{MAX}} = \frac{U \cdot c}{g}$$

## D4. DIAGRAMAS ENVOLVENTE DE PRESIONES MÁXIMAS Y MÍNIMAS.

### D4.1. Tramos Regulados con Válvulas de pie.

La teoría y la práctica demuestran que las máximas sobrepresiones posibles se logran para los casos en que la maniobra de cierre sea menor que el tiempo que tarda la onda en su viaje de ida y vuelta al obturador. Este tiempo lo denominaremos tiempo crítico  $T_c$  y vale:

$$T_{\text{c}} = \frac{2L}{c}$$

L: Longitud de la tubería.

C: Celeridad de la onda. Esta se calcula como:

### D4.2. Maniobra de cierre brusco

La maniobra de cierre que denominaremos “brusca” cumple la condición:

$$T_{\text{MCB}} < \frac{2L}{c}$$

Siendo  $T_{\text{MCB}}$  el tiempo de cierre (brusco) del obturador.

Obviamente, el caso del cierre instantáneo ( $T_{\text{MCB}} = 0$ ) entra dentro de esta apreciación como caso extremo particular.

En este caso, el valor máximo de la sobrepresión resulta:

$$\Delta h_{\text{max}} = \frac{cU}{g}$$

- c es la celeridad de la onda en m/s.
- U es la velocidad media en el régimen uniforme.
- g es la aceleración normal de la gravedad.

La celeridad “c” representa valores del orden de 300 a 400 m/s en las conducciones de materiales plásticos y de 980 a 1200 en las conducciones rígidas, siendo en general función del diámetro, del espesor y del módulo de elasticidad del material del caño. Nótese que

fácilmente se obtienen, para el caso de los caños de materiales rígidos, valores de sobrepresión máxima que responden a la expresión aproximada:

$$\Delta h_{\text{máx}} \cong 100 U$$

La que se obtiene, considerando  $c \cong 1000 \text{ m/s}$  y  $g \cong 10 \text{ m/s}^2$ . Con idéntico criterio, tendremos para los caños flexibles:

$$\Delta h_{\text{máx}} \cong 40 U$$

Una velocidad de diseño común, o al menos el orden de magnitud es  $U = 1 \text{ m/s}$ , por lo que se deduce que son alcanzables sobrepresiones máximas del orden de los 100 m.d.c. de agua ó 10 atmósferas.

Podemos analizar dos hechos importantes, el primero que si el cierre es instantáneo; es decir  $T_{\text{MC}} = 0$ , el diagrama de sobrepresión es  $\Delta h = \Delta h_{\text{máx}} = \text{cte.}$  (diagrama rectangular) en toda la conducción. El segundo es que, al crecer al tiempo de cierre, menor será el tramo sometido a máxima sobrepresión, llegándose al caso extremo que para  $T_{\text{MC}} = 2L/c$  la máxima sobrepresión sólo actuará en la sección del obturador ver figura 2.60.

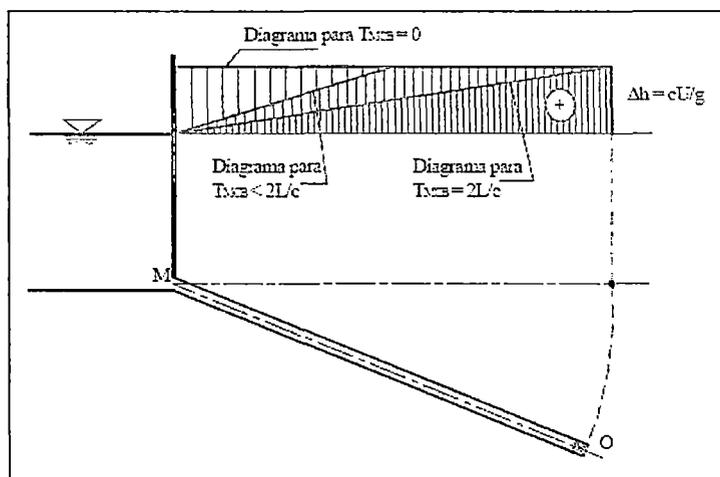


Fig. 2.60 Diagrama para distintos valores de TMC.

La tendencia favorable en cuanto a hacer más lenta las maniobras de cierre puede extenderse a los casos en que éstas sean mayores que el tiempo crítico  $T_c$ . En efecto, para

estas maniobras que llamaremos “maniobras lentas de cierre” y en tiempos de cierre lento, debe verificarse que:

$$T_{MCL} > \frac{2L}{c}$$

Según la teoría de MICHAUD nos enseña que la sobrepresión es inversamente proporcional al TMC.

$$\Delta h^* = \frac{2LU}{gT_{MCL}}$$

Nótese que al hacer  $T_{MCL}$  lo suficientemente grande, se puede hacer tan pequeño se desee el valor de  $\Delta h^*$ .

#### D4.3 Notas Importantes Acerca de la Validez de los Diagramas

Todos los elementos conceptuales hasta aquí vertidos se basan en una hipótesis de difícil realización práctica, que es la denominada “maniobra lineal de cierre del obturador”.

Esta maniobra es difícil de lograr en la práctica puesto que las válvulas en general, afectan al caudal recién a partir del 70% o más de su carrera de cierre, este hecho se soluciona operando aún mucho más lentamente las válvulas en los tramos finales de la carrera de cierre.

Por otro lado, es importante destacar que la Ley de MICHAUD sólo es válida para leyes de cierre lineales (difíciles de conseguir en la práctica). Es decir que se puede utilizar en casos de cierres de la forma graficada en línea llena en la figura 61.

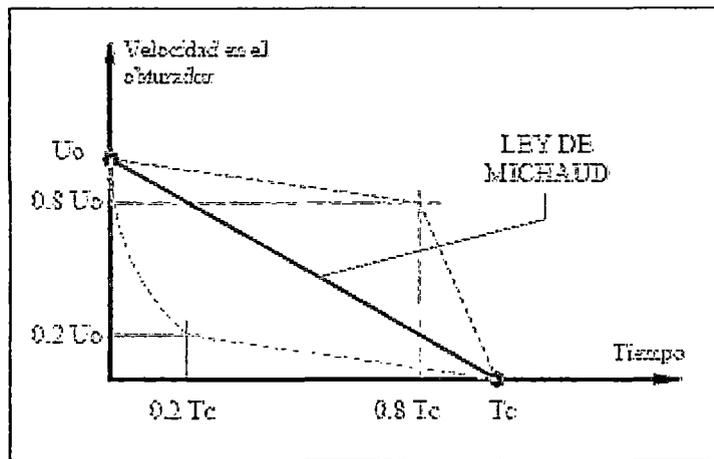


Fig. 2.61 Leyes de cierre

Si la maniobra de cierre produce una variación de la velocidad del fluido en el obturador similar a la ejemplificada en línea punteada superior, es decir que disminuye muy poco la velocidad en una porción muy grande del tiempo de cierre (cayendo luego a cero en un lapso muy corto), sea cual sea el tiempo de cierre, las condiciones no serán las de MICHAUD y las sobrepresiones serán mayores que las previstas por éste.

Si, en cambio, se utiliza una maniobra de cierre como la ejemplificada en línea punteada inferior, la teoría de MICHAUD nos deja del lado de la seguridad.

Es importante prestarle atención a este tema ya que suele traer confusiones dando la idea errónea que, si  $T_c > 2L/c$  (cierre lento), las máximas sobrepresiones estarán dadas por la expresión de MICHAUD. Como vimos, no siempre es así.

Retomaremos el tema con mayor profundidad cuando estudiemos el "Método de los Diagramas Triangulares".

#### D4.4. Tramos de impulsión

En las impulsiones, el fenómeno de Golpe de Ariete se presenta cuando, por alguna causa, se produce un detenimiento de las bombas.

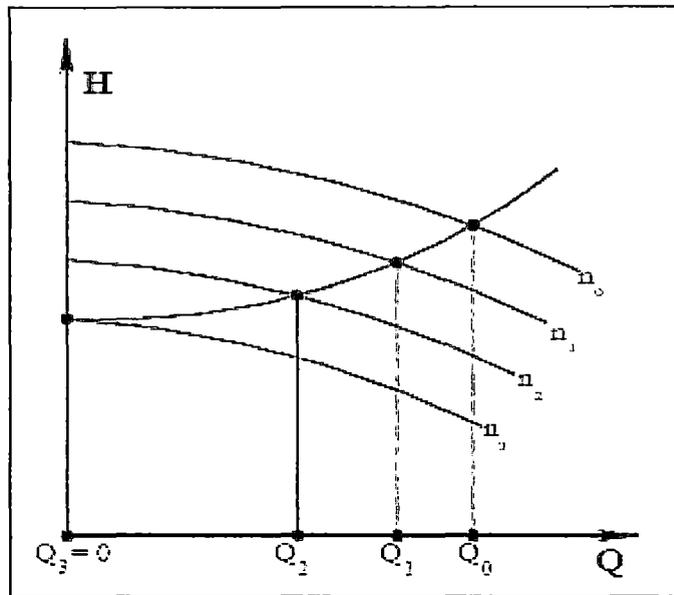


Fig. 2.62 Puntos de funcionamiento para distintas velocidades ( $n_i$ )

La descripción a través de un detenimiento instantáneo resulta intuitiva pero es obvio que el detenimiento instantáneo de la masa rotante del grupo motor-bomba es físicamente imposible, por lo que el detenimiento tendrá lugar en un tiempo  $T_0$ .

Sin embargo, en la realidad, el tiempo que interesa  $T$  es el que implica el cese del gasto impulsado por la bomba y es menor que  $T_0$ .

En efecto, en la figura 2.62 se grafican las curvas  $H$ - $Q$  de la instalación y las sucesivas curvas características de una bomba para números de revoluciones decrecientes ( $n_0 \dots n_3$ ).

Nótese que aún con  $n_3$  r.p.m. el gasto  $Q$  se hace nulo. El tiempo que nos interesa es justamente el necesario para que la masa rotante pase de  $n_0$  a  $n_3$  r.p.m. y deje de aportar gasto.

Si este valor de  $T$  es menor que  $T_c = 2L/c$ , nos encontramos en el caso de "cierre brusco" y parte de la conducción estará sometida a la máxima sobrepresión  $\Delta h = c \cdot U/g$ .

En cambio, si el tiempo de cierre es mayor, estamos en el caso de cierre lento, con sobrepresiones menores y que podemos calcular con la expresión de Michaud ya expuesta anteriormente.

## D5. MÉTODO DE LOS DIAGRAMAS TRIANGULARES DE SOBREPRESIONES MÁXIMAS

Este método se aplica para analizar la ley de cierre de acueductos regulados aguas abajo con válvulas de Control.

Se propone el cierre secuencial con varios ramales en paralelo de diámetros decrecientes y con sus correspondientes válvulas.

El método a describir puede ser utilizado para un número  $n$  arbitraria de ramales. Ello no obstante es oportuno aclarar que una regulación muy fina puede obtenerse, para grandes diámetros con 3 ramales y para diámetros menores de 500 mm con 2 ramales.

El fundamento del método se encuentra en la "Teoría de los diagramas envolventes de sobrepresiones", los que en realidad acotan el problema que nos ocupa y con la particularidad de lograrlo con ecuaciones sencillas.

El procedimiento adoptado para la ley de cierre es el de cerrar las válvulas una a una, en forma secuencial, y con maniobras que duren  $2L/c$ , seguidas de períodos de "Uniformización del Régimen" o "descanso" de  $nL/c$  segundos de duración, variando  $n$  según el criterio del proyectista.

El tiempo estipulado para las maniobras de  $2L/c$  se fundamenta en que la máxima sobrepresión para "cierres bruscos" tendrá lugar, en el obturador, justamente en ese momento, configurando un diagrama triangular de envolventes de sobrepresiones.

Cada una de las maniobras de cierre dará lugar a un diagrama envolvente triangular, el que no deberá superar a un diagrama preestablecido.

Es evidente, que todo esto presupone aceptar a la controvertida "ley lineal de variación de la velocidad" como válida, lo que puede ser aceptado, puesto que la configuración en paralelo, y el cierre secuencial propuesto, implican el trabajo de las válvulas, siempre en condiciones de buena regulación para el caudal de la conducción principal.

Otro concepto digno de destacarse de la propuesta, es que se conserva el diámetro del conducto principal para el primer tramo de los ramales en paralelo, los que disminuyen fuertemente su diámetro hasta llegar al último.

Para el diámetro principal se adopta válvula mariposa (más económica) y para los restantes pueden adoptarse combinaciones de válvulas agujas o mariposa o simplemente alguna de las dos, para todos los ramales restantes, y a criterio del proyectista. Obviamente nunca deben adoptarse válvulas esclusa debido a su pésimo efecto regulador.

Con este criterio se simplifica notablemente el cálculo del caudal, puesto que el dispositivo integrado por los ramales en paralelo y sus correspondientes válvulas no introduce pérdidas de carga apreciable y permite encarar el cálculo del caudal principal como si no existiera.

En cambio, al producirse el cierre del ramal principal, todo el dispositivo originará una pérdida de carga que reducirá el caudal a un valor tal que produzca un diagrama de envolvente, compatible con la conducción proyectada respondiendo a criterios económicos en la selección de las clases.

Este diagrama implicará el máximo valor de sobrepresión admisible y se impone "a priori". Para lograrlo se deberá proyectar una pérdida de carga del dispositivo, que se ajustará con una "**placa orificio**". Por otra parte, las maniobras de cierre parciales y la última maniobra (último ramal) deberán generar diagramas de sobrepresiones que no superen al diagrama original o que en caso de hacerlo satisfaga las exigencias del proyectista (quién procederá a ajustar la selección de clases de optar por esta alternativa).

Obviamente, la alternativa primera y más racional, en caso que alguna maniobra implique mayores sobrepresiones que la del diagrama original, es la de modificar el dimensionamiento del dispositivo, o las secuencias de cierre, o ambas cosas simultáneamente.

El objetivo principal del método propuesto es el de posibilitar el diseño según criterio y racional de leyes de cierre, por parte del proyectista de acueductos regulados aguas abajo, utilizando válvulas tradicionales y por lo tanto más económicas. Siguiendo los lineamientos

esbozados aquí, podrá tener acotado el problema para todas las maniobras que proyecte y podrá decidir las más convenientes.

D4.6. Fundamento de las ecuaciones del método.

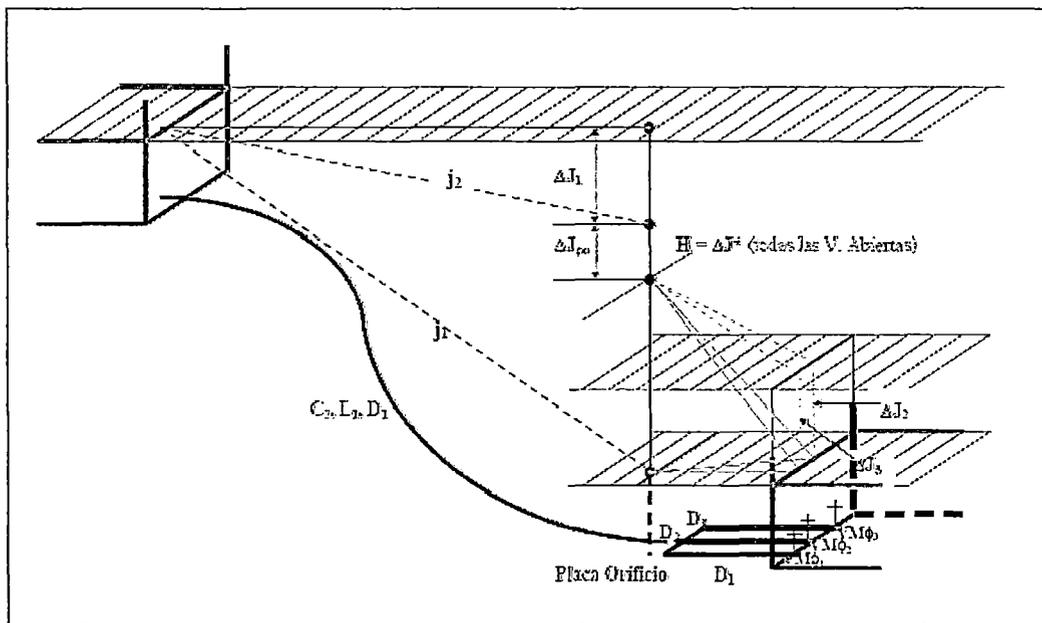


Fig. 2.63 Esquema para la deducción de las ecuaciones.

En la figura 2.63 podemos apreciar que cuando todas las válvulas están abiertas.

$$\Delta J^* = H = j L_1$$

La situación esquematizada a partir de la válvula principal cerrada, es la que posibilita los cálculos.

$$H = \Delta J_1 + \Delta J_{pv} + \Delta J_2 = \Delta J_1 + \Delta J_{pv} + \Delta J_3 = \dots = \Delta J_1 + \Delta J_{pv} + \Delta J_n$$

$$H = \Delta J_1 + \Delta J_{pv} + \Delta J$$

$$\Delta J_1 = \Delta J_2 = \Delta J_3 = \dots = \Delta J_n$$

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n$$

Pero reemplazando en función de \$\Delta J\$ (Hazen y Williams) se tiene:

$$H = A \cdot Q^{1,85} + \Delta J_{p_2} + \Delta J$$

$$\Delta J = B \cdot Q_1^{1,85} = C \cdot Q_2^{1,85} = \dots = n \cdot Q_n^{1,85}$$

El valor  $\Delta J$  implica una pérdida equivalente de los ramales en paralelo que puede obtenerse del siguiente planteo:

$$\Delta J = \lambda \cdot Q^{1,85}; \text{ de donde } Q^{1,85} = \frac{\Delta J}{\lambda}$$

$$\Delta J = B \cdot Q_1^{1,85}; \text{ de donde } Q_1^{1,85} = \frac{\Delta J}{B}$$

$$\Delta J = C \cdot Q_2^{1,85}; \text{ de donde } Q_2^{1,85} = \frac{\Delta J}{C}$$

$$\Delta J = N \cdot Q_{(n-1)}^{1,85}; \text{ de donde } Q_{(n-1)}^{1,85} = \frac{\Delta J}{N}$$

Reemplazando y reduciendo tenemos:

$$\lambda \cdot Q^{1,85} = B \cdot Q_1^{1,85} = C \cdot Q_2^{1,85} = \dots = N \cdot Q_n^{1,85}$$

$$Q_1 = \left( \frac{\lambda}{B} \right)^{0,54} Q$$

$$Q_2 = \left( \frac{\lambda}{C} \right)^{0,54} Q$$

$$Q_n = \left( \frac{\lambda}{N} \right)^{0,54} Q$$

## D5. DIAGRAMA ENVOLVENTE ADMISIBLE Y SU EVALUACIÓN

Teniendo en cuenta el diagrama envolvente para un tiempo de maniobra de cierre  $T=2L/c$  y considerando el efecto amortiguador de las pérdidas por frotamiento, resultarán los parámetros que se deducen de la figura 2.64.

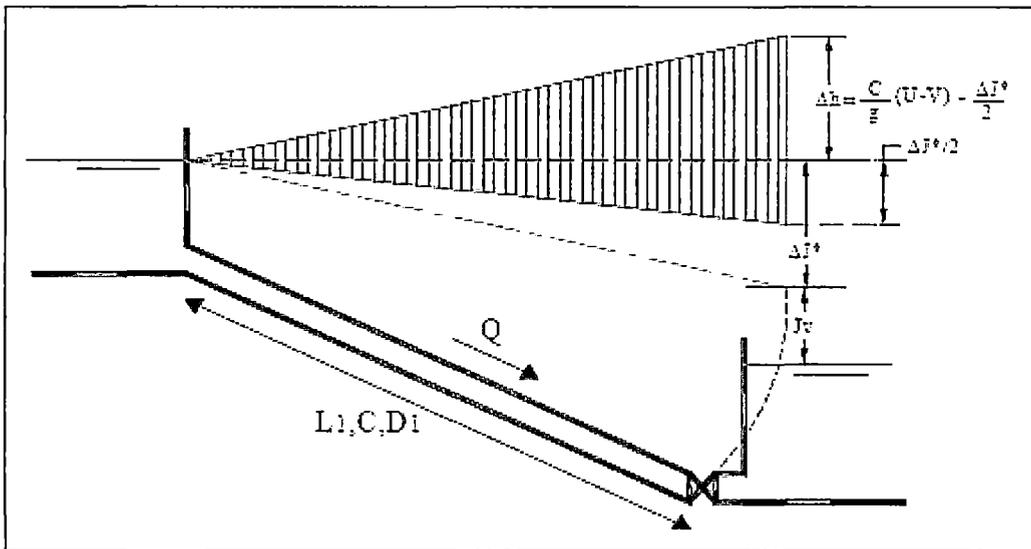


Fig. 2.64 Diagrama envolvente de  $\Delta h$  para maniobras intermedias

La sobrepresión por sobre el nivel estático resulta:

$$\Delta h = \frac{C}{g}(U - V) - \frac{1}{2}\Delta J^*$$

El valor de  $\Delta h$  y consecuentemente el diagrama envolvente para la última maniobra, la que obviamente lleva a la condición  $Q = 0$ , difiere del anterior solo en el hecho de que  $V$  es nula (cierre total).

El proyectista puede adoptar un valor de  $\Delta h$  admisible y en consecuencia el correspondiente diagrama triangular de sobrepresiones. Luego proyectará el dispositivo y la secuencia de las maniobras de cierre, verificando que los diagramas envolventes o  $\Delta h_{MAX}$  (que es lo mismo) resultan menores que el admitido.

En caso de que resulte algún diagrama mayor, podrá adoptar a éste si le resulta satisfactorio o recalcular todo nuevamente.

Una vez definido el diagrama de envolvente puede realizar la selección de clases de los distintos tramos. Del diagrama de sobrepresiones admisibles puede procederse como sigue:

Para el caudal de diseño  $Q_0$  se calculan  $\Delta J^*$  y  $U$ . Se adopta el material de la válvula al que le corresponde una celeridad aproximada  $C$ . Se adopta  $\Delta h_{ADM}$  y se despeja  $V$ , la que resulta:

$$V = U - \frac{g}{C} \left( \Delta h_{\max} + \frac{\Delta J^*}{2} \right)$$

El caudal resultante será:

$$Q = V \cdot \Omega = V \frac{\pi \cdot D_1^2}{4}$$

Secuencia de cierre y tiempo de cierre total en la figura 2.65 se muestra la maniobra de cierre para  $n$  ramales y teniendo en cuenta la regulación final en el último ramal

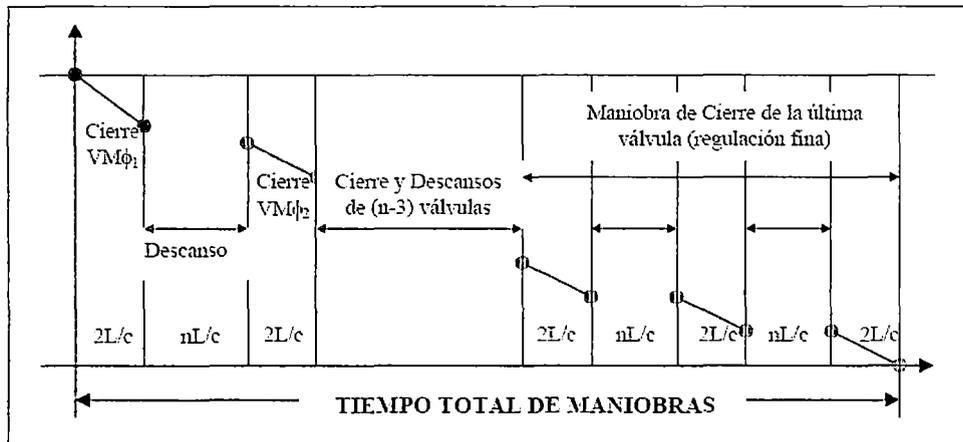


Fig. 2.65 Gráfica de caudal vs Tiempo

Esta "regulación fina" podría ser necesaria en el caso de que al cerrar el último ramal en  $2L/c$  obtuviéramos un  $\Delta h$  mayor que el admisible. En ese caso procederíamos a cierres parciales de esta última válvula y en tantas veces como sea necesario.

#### D6. CRITERIO DE MENDILUCHE-ROSICH PARA TRAMOS DE IMPULSIÓN

En primera aproximación, generalmente suficiente para los cálculos de la práctica, se puede utilizar para el análisis del detenimiento de bombas, de por sí complejo, el conocido criterio de MENDILUCHE-ROSICH, propuesto por su autor bajo la denominación "Sistema de Cálculo Simplificado" y basado en numerosas experiencias realizadas en instalaciones reales.

Se basa simplemente en el criterio anteriormente expuesto relativo a tiempos de cierre mayores o menores que el crítico. El aporte del Dr. E Ing. Mendiluche Rosich se basa en la determinación del tiempo T (a partir del cual cesa el gasto Q) con la siguiente expresión teórica experimental:

$$T = C + \frac{k \cdot L \cdot U}{g \cdot H_m}$$

Donde:

L: es la longitud de la tubería, en metros.

U: es la velocidad media, en m/s.

Hm: es la altura manométrica, en metros.

T: tiempo de cese del caudal Q, en seg.

K y C: coeficientes experimentales

Los coeficientes k Y C son experimentales y varía de acuerdo a las tablas:

Longitud	K
L < 500 m	2,00
L ≈ 500 m	1,75
500 m < L < 1500 m	1,50
L ≈ 1500 m	1,25
L > 1500 m	1,00

Hm/L	C
< 0,20	1,00
≈ 0,30	0,60
> 0,40	0,00

El autor destaca, además, que la expresión es válida hasta pendientes de la conducción del 20% (en la práctica, en general, son mucho menores) y que, a partir de esta, debe considerarse directamente la expresión de la máxima sobrepresión puesto que el cierre es prácticamente instantáneo.

## 2.3. Sistemas de comunicación y Control

### 2.3.1. La Telemetría

La Telemetría es una tecnología que permite la medición remota de magnitudes físicas y el posterior envío de la información generada en la medición hacia el operador del Sistema de Telemetría.

El envío de la información hacia el operador de un Sistema de Telemetría, se realiza típicamente mediante la comunicación inalámbrica y/o la comunicación alámbrica.

Dependiendo de la tecnología disponible en el lugar, factibilidad de acceso a Redes telefónicas, magnitud de costos asociados al mantenimiento, etc.

La comunicación inalámbrica se puede realizar mediante las siguientes alternativas:

- Línea telefónica
- Línea celular (TDMA / CDMA / GSM)
- Red Ethernet con protocolo TCP / IP
- Radio Modem
- Satélite (TCP/IP)
- Cualquier otro con interface RS-232

La comunicación **alámbrica** se puede realizar mediante:

- Redes de ordenadores
- Enlace de fibra óptica
- Buses de comunicación industrial.

#### **A. COMUNICACIÓN INALÁMBRICA VÍA RADIO MÓDEM**

La comunicación inalámbrica se realiza entre estaciones formadas los siguientes elementos principales: antenas, torres o mástiles, radio que trasmite datos en frecuencias UHF o VHF y módem, fuentes de poder, baterías de respaldo, protecciones y accesorios.

Dependiendo del tipo de estación, la cantidad de información y/o el número de estaciones que se comunican entre sí, la estación puede disponer de PLC para el Control y concentración de datos a transmitir.

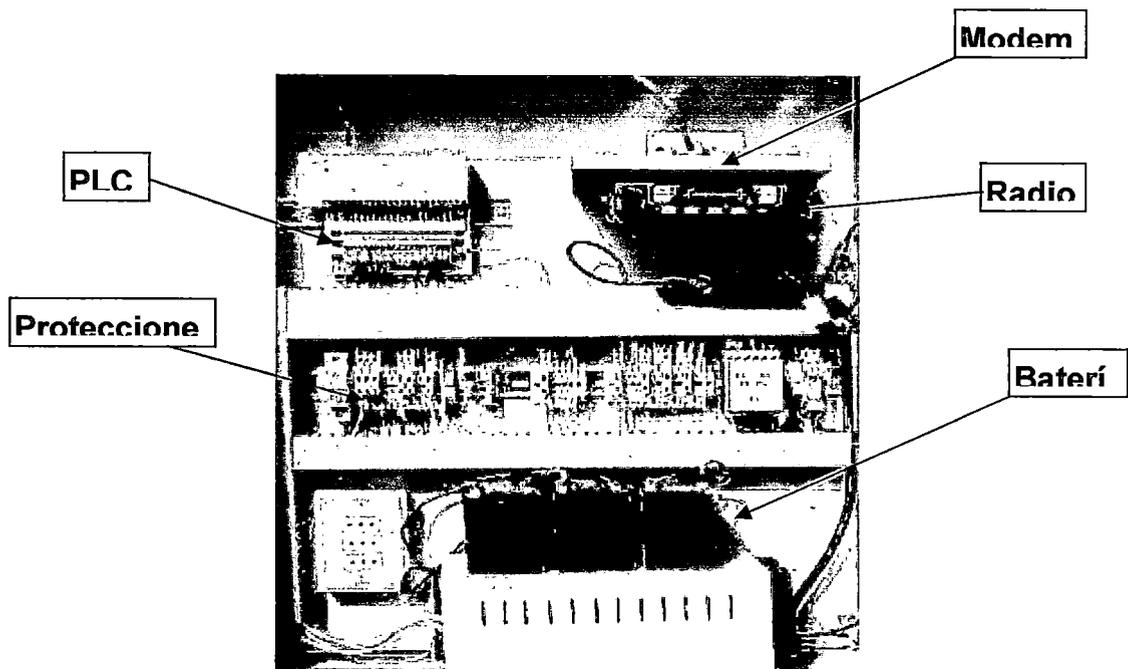


Fig. 2.66 Tablero Eléctrico para Telemetría

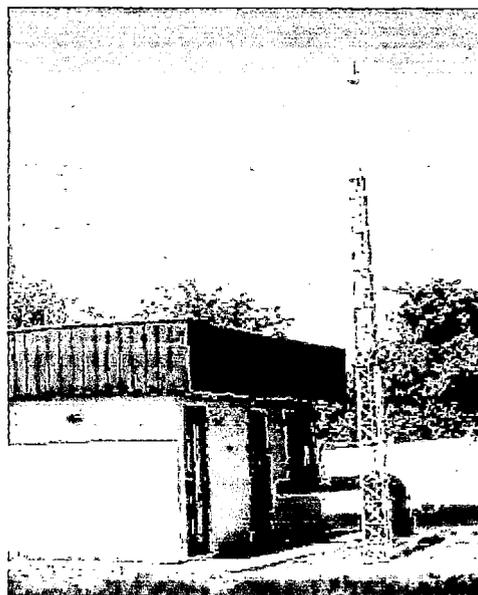


Fig.2.67 Antena direccional de una estación remota

## **B. CONTROL DE LA INFORMACIÓN**

Los Sistemas de Telemetría reciben las instrucciones y los datos necesarios para operar, mediante el tele comando, para ello se implementa una sala de Control que dispone de uno o más PC para supervisar y/o Controlar a distancia los Procesos por medio de un software conocido como SCADA.

### 2.3.2. El Control PLC.

Es un equipo electrónico e inteligente diseñado en base a microprocesadores, que consta de unidades o módulos que cumplen funciones específicas, los que permiten recibir información de todos los Sensores y comandar todos los Actuadores del Sistema.

#### A. ESTRUCTURA INTERNA DE UN PLC

Un PLC se compone esencialmente de los siguientes bloques:

- Unidad central de Proceso (CPU).
- Módulo Interfaces de entrada y salida.
- Fuente de alimentación.

Las interfaces E/S están diseñadas para interconectar al PLC con Procesos industriales, con señales de diversos tipos:

- Tensiones continuas 12/24/48 VDC,
- Tensiones alternas 110/220 VAC,
- Analógicas de 0 -10 V o 4 -20 mA,
- Por relé, entre otras.

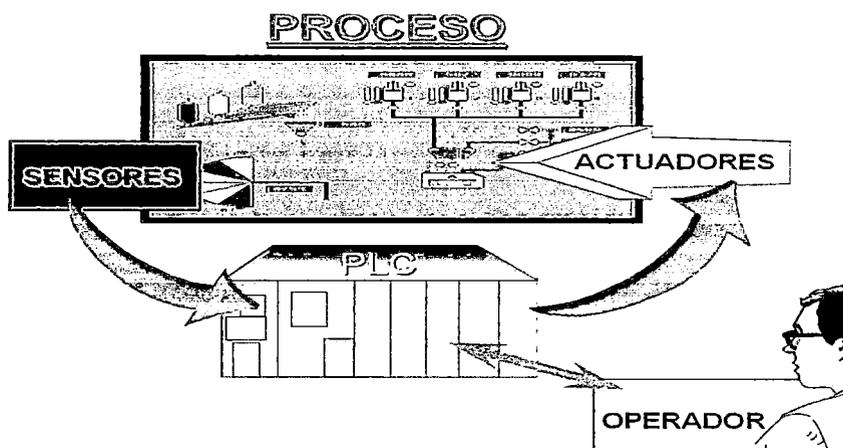


Fig. 2.68 El Control Lógico Programable

## **B. ESTRUCTURA EXTERNA DE UN PLC**

Todos los Controladores lógicos Programables, poseen una de las siguientes estructuras.

B1. COMPACTA: En un solo módulo están todos los bloques (micro PLC).

B2. MODULAR: Separa los bloques de entrada/salida del resto del PLC.

B3. ESTRUCTURA EUROPEA: Cada módulo es una función.

En la figura 2.68 se muestra un PLC de módulos de E/S analógicas, Control de temperatura, contadores de alta velocidad, comunicación y Control de posicionamiento.

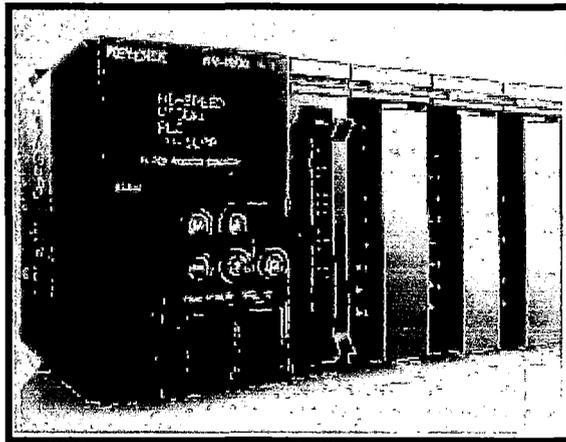


Fig. 2.69 PLC modular

## **C. CICLO DE FUNCIONAMIENTO DEL PLC**

Los PLCs son máquinas secuenciales que ejecutan correlativamente las instrucciones indicadas en el Programa de usuario almacenado en su memoria, generando unas señales de mando a partir de las señales de entrada leídas de la planta. Al detectarse cambio en las señales de entrada, el PLC reacciona según el Programa hasta obtener las órdenes de salida necesarias. Esta secuencia se ejecuta continuamente y se denomina scan.

La secuencia de operación tiene tres fases:

- Chequeo del estado de las entradas
- Ejecución del Programa.
- Actualización del estado de las salidas.

El tiempo total que emplea el PLC para realizar un ciclo de operación se llama tiempo de ejecución de ciclo (scan time). El tiempo mencionado depende de:

- El número de entradas/salidas.
- La longitud del Programa de usuario.
- El número y tipo de periféricos conectados al PLC.

Para un PLC estándar que necesite unas 1000 instrucciones, el tiempo de ciclo total es del orden de 20 ms.

#### **D. PROGRAMACIÓN DEL PLC**

Se define lenguaje de Programación, al conjunto de símbolos y textos inteligibles por la unidad de Programación que le sirve al usuario para codificar sobre el PLC las leyes de Control deseadas. Los pasos de la Programación son:

- 1º) Definir el orden en que debe actuar el Controlador (mediante diagrama de flujo o GRAFCET).
- 2º) Identificar los componentes de entrada/salida.
- 3º) Representar las acciones a realizar (instrucciones literales o símbolos).
- 4º) Asignar direcciones de E/S o internas a cada componente.
- 5º) Codificar la representación anterior en instrucciones o símbolos.
- 6º) Transferir las instrucciones a la memoria del PLC.
- 7º) Depurar el Programa y obtener copia de seguridad.

#### **E. INTERFACES DE E/S**

La función de la interfaz es enlazar dos componentes a Nivel de hardware y a Nivel de código. De acuerdo al sentido del enlace hay dos tipos:

- Unidireccionales: Transferencia de información en un solo sentido.
- Bidireccionales: Transferencia en ambos sentidos: half-duplex o full-duplex.

Dependiendo del tipo de señales que emplee, se tiene:

- Todo-nada: Un solo bit.
- Analógicos: 0 -10 V, 4 -20 mA.
- Digitales: 8, 16,...bits.

Existen interfaces específicas que permiten la conexión con elementos o Procesos particulares de la planta, realizando funciones que van desde la lectura de Termocuplas hasta la presentación de información y Control SCADA.

### UBICACIÓN DEL PLC EN UN AUTOMATISMO

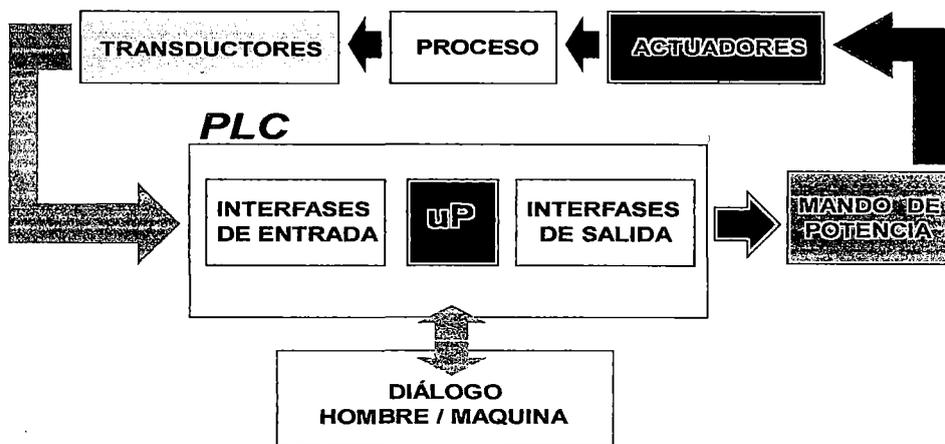


Fig. 2.70 Ubicación del PLC en el Automatismo.

### F. ASIGNACIÓN DE DIRECCIONES

Identificadas las variables de entrada y salida, hay que asignarles las direcciones de bornes donde irán conectadas. En el caso de variables internas hay que asignarles el elemento de memoria donde se depositarán.

Las direcciones E/S absolutas propias de PLC compactos están formadas por un solo campo.

Las direcciones relativas en PLC modulares, tienen dos campos:

- dirección del módulo sobre el bastidor,
- dirección del borne de conexión sobre el módulo.

### 2.3.3. Sensores y Actuadores utilizados en la Agroindustria.

#### A. EL MEDIDOR DE CAUDAL TIPO WOLTMAN

La medición es por medio de una turbina plástica que gira proporcionalmente a la velocidad del flujo. La turbina está instalada en el centro del flujo lo cual permite mayor exactitud en la medición.

El principio funcionamiento es el empuje dinámico del agua para determinar el caudal del flujo también se denomina medidor de velocidad. Este equipo consiste en álabes, copas o aspas que giran dentro de las tuberías a Presión, debido a la acción del flujo que pasa por estos conductos en dirección axial Este tipo de medidores puesto que no miden el caudal directamente son considerados medidores de métodos indirectos ya que miden el caudal a partir de la velocidad del flujo por el conducto.

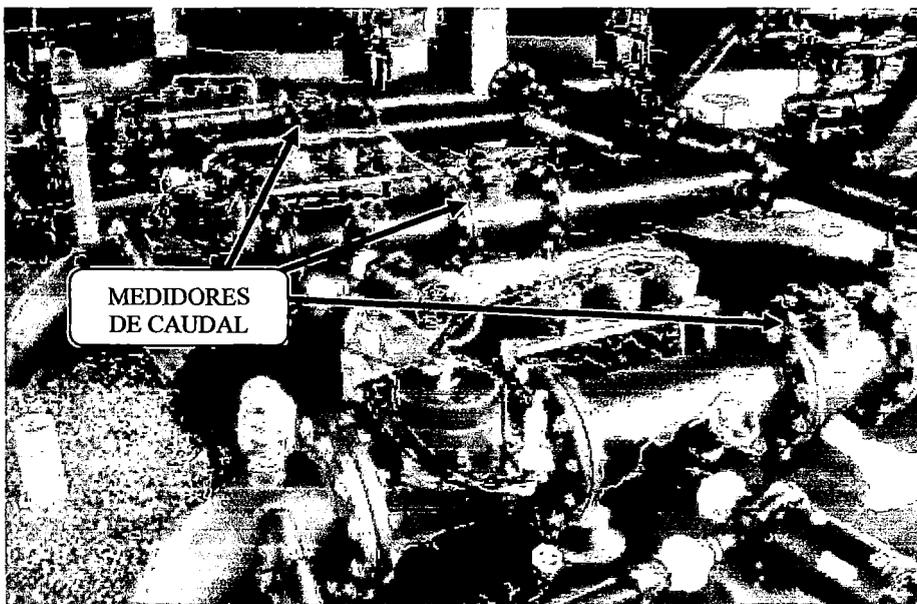


Fig. 2.71. Instalación del medidor de flujo.

La medición del Caudal en este tipo de aparatos se logra con base en la proporcionalidad que existe entre el número de revoluciones o vueltas que dan las aspas del dispositivo, y la velocidad del agua que es transportada a través del conducto. En la figura 2.71. observamos 3 medidores de caudal tipo WOLTMAN instalado en un sistema de Presión.

La velocidad que adquieren las aspas al contacto con el agua se transmite a un sistema de relojería o de pulsos eléctricos que la transforman directamente en información equivalente a volúmenes o registros del Caudal.

En estos instrumentos se relaciona el número de vueltas del dispositivo con la velocidad del flujo y al contar con el diámetro de la tubería donde está el medidor se aplica la ecuación de continuidad para conocer el caudal.

$$Q = A \times V$$

Donde:

Q= Caudal del flujo (m<sup>3</sup>/s)

A= área transversal (m<sup>2</sup>)

V= velocidad del flujo (m/s) medidor de flujo tipo

El Sensor tiene una salida eléctrica, combina una señal de luz y un diodo muy sensible. Las señales son creadas en la interrupción magnética por el elemento giratorio y así generando pulsos, esto requiere un suministro constante de energía.

En la instalación se cumplirán los siguientes requisitos: El largo del tubo recto a la entrada del medidor será 5 veces el diámetro del mismo. El largo del tubo recto a la salida será 3 veces el diámetro del medidor.

## **B. CONTROL ELETRÓNICO DE NÍVEL PARA LÍQUIDOS TIPO**

### **B1. DESCRIPCIÓN GENERAL:**

Utiliza tres electrodos (“Es” = superior; “Ei” = inferior; “Er” = referencia), o modelo PN-PN/PNS monitora o nivel máximo y mínimo del líquido a ser Controlado.

El Electrodo de referencia “Er” debe instalarse siempre debajo del nivel mínimo, debiendo estar siempre recubierto puede ser por un tubo.

## B2. LÓGICA DE FUNCIONAMIENTO.

Función N: El relé de salida se energiza cuando el nivel máximo sea alcanzado, y desenergizará al ser alcanzado el nivel mínimo. Se aplica para evitar el funcionamiento del equipo cuando el líquido alcanza el nivel inferior.

Función NS: El relé de salida se energiza cuando el nivel mínimo sea alcanzado, y desenergiza al ser alcanzado el nivel máximo. Se aplica para evitar el funcionamiento del equipo cuando el líquido alcanza el nivel superior.

Ajuste de sensibilidad: conforme un líquido utilizado una distancia entre los electrodos, habrá diferentes conductibilidades. Debido a esto, existe un regulador o ajuste de sensibilidad, la cual permite librar al valor adecuado.

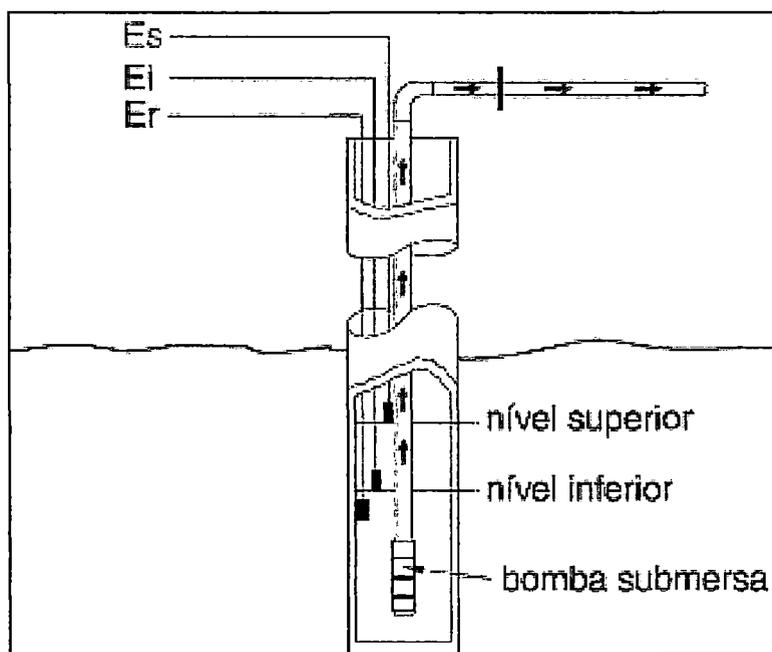


Fig. 2.72 Instalación adecuada del Sensor por electrodos.

## B3. TIPOS DE SENSORES

Tipo Haste: Tiene una rosca de ajuste (3/4" BSP) fabricado inoxidable

Tipo Péndulo: Fabricado también con acero inoxidable, se recomienda instalarlo recubriendo de PVC alrededor del Sensor y evitar el movimiento del Sensor.

### C. EL TRANSMISOR DE PRESIÓN.

El Transmisor de Presión MBS 3000 consta de una junta química en una cámara llena de un fluido de transferencia (una mezcla con base de aceite) cerrada en uno de sus extremos por un Sensor de Presión y separada del proceso en su otro extremo por medio de una membrana (de plástico o acero inoxidable). La Presión deforma la membrana y se transfiere del fluido al Sensor de Presión. Si las condiciones del proceso (temperaturas extremas, productos químicos agresivos, requisitos de higiene o medios muy viscosos o con tendencia a sedimentar) no permiten el uso directo de un Sensor de Presión, se emplean transmisores de Presión. Un amplio catálogo de conexiones al proceso permite la utilización de este sistema en numerosas aplicaciones especiales.

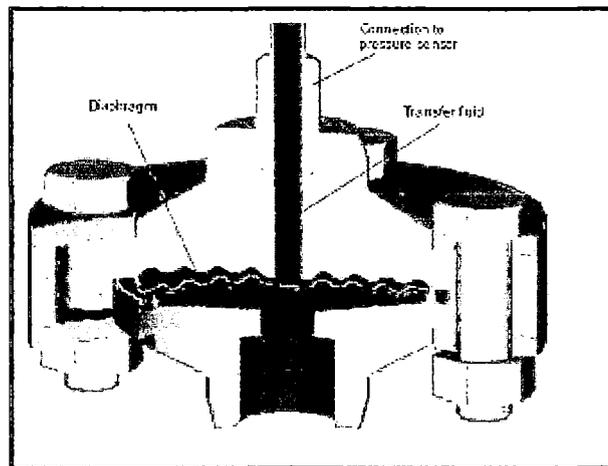


Fig. 2.73 Corte de del transmisor de Presión modelo MBS 3000

Este transmisor es aconsejable para las aplicaciones hidráulicas sometidas a cavitación, golpes de ariete y picos de Presión, fenómenos de corta duración, pero que pueden influenciar fuertemente la gama de medida del transmisor de Presión. En los sistemas con variaciones de velocidad del fluido causadas por el cierre rápido de una válvula o el arranque/parada de la bomba, por ejemplo. El problema puede aparecer por los lados de entrada y salida, incluso con una Presión de trabajo relativamente baja.

El orificio de estrangulamiento se puede obturar al utilizar líquidos cargados de impurezas. Si se monta el transmisor en posición vertical, el riesgo de obstrucción es mínimo, ya que en este caso el líquido está en contacto con el orificio de estrangulamiento sólo en el momento de arranque, en que el volumen muerto detrás del orificio se llena. Además, el orificio de estrangulamiento es relativamente grande (0,3 mm).

## D. VÁLVULA REDUCTORA Y SOSTENEDORA

### D1. PRINCIPIO DE LA VÁLVULA REDUCTORA DE PRESIÓN

La válvula Reductora de Presión tiene como función reducir la Presión aguas abajo de la válvula a un valor igual al ajustado en el piloto. En caso de no alcanzarse la Presión de ajuste, la válvula abrirá completamente.

Estas válvulas son de aplicación necesaria en puntos donde se requiere una disminución de la Presión, para adecuarla al consumo o utilización tal como se indica en la figura 2.73, para proteger tuberías o accesorios o para romper la Presión estática.

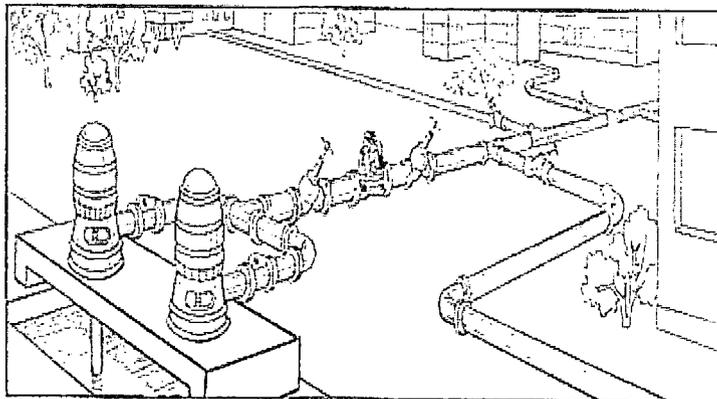


Fig. 2.73 Válvula Reductora de Presión (PR)

Para adecuar la Presión de consumo. Las válvulas Reductoras de Presión se montan con pilotos Reductores cuyo Sensor se conecta precisamente aguas abajo de la válvula. Los pilotos podrán ser de tres vías (31-310, 29-200) o dos vías (68-410, 68-600, 263AP), dependiendo de las condiciones de la instalación y de las necesidades de regulación.

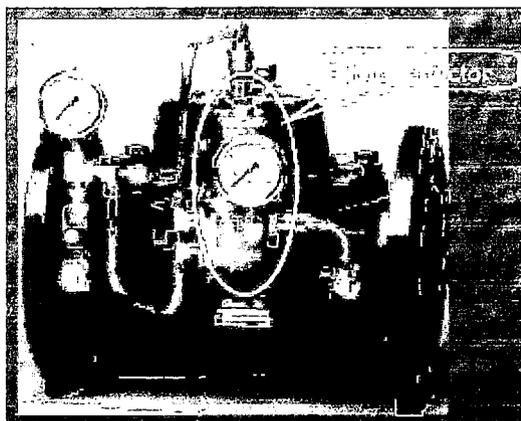


Fig. 2.74 Válvula configurada como Reductora de Presión

Cuando aguas abajo de la válvula tenemos una Presión superior a la ajustada, el piloto actúa de tal forma que la cámara se presuriza y la válvula se cierra lentamente, con lo cual la Presión aguas abajo disminuye. Cuando aguas abajo de la válvula tenemos una Presión inferior a la ajustada, el piloto actúa drenando la cámara, con lo cual la válvula se abre, aumentando de esta manera la Presión a la salida de la misma.

En la condición de equilibrio, el piloto actúa de tal forma que el volumen de agua dentro de la cámara no varía, con lo cual la válvula se encuentra en una posición intermedia, fija realizando la regulación para obtener a la salida la Presión ajustada previamente.

Cualquier cambio de las condiciones de la instalación que genere una variación de Presión en dicho punto es detectado por el piloto que actuará sobre la válvula para recuperar el punto de equilibrio.

Análisis en del funcionamiento de la válvula Reductora de Presión:

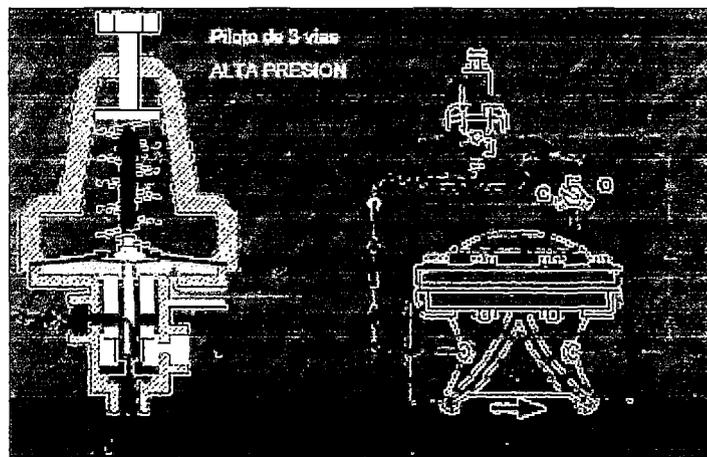


Fig. 2.75 Análisis de válvula Reductora de Presión

En la Figura 2.75 Si la Presión en "S" aumenta con respecto a la seteada, el vástago se levanta dejando pasar el agua desde "P" hasta "C", es decir se llena la cámara y la válvula se cierra disminuyendo la Presión de salida y equilibrarlo.

Si por otra parte la Presión en "S" disminuye por debajo de la seteada entonces el vástago cae y existe una apertura entre "C" y "V" sacando un poco de agua de la cámara hasta regular la Presión deseada.

## D2. PRINCIPIO DE LA VÁLVULA SOSTENEDORA DE PRESIÓN

La válvula sostenedora de Presión permite mantener una Presión mínima de funcionamiento aguas arriba de la válvula.

La función sostenedora consiste en mantener la válvula hidráulica cerrada o semicerrada mientras la Presión de entrada no alcance un determinado valor. Dicho valor se determina mediante el tornillo de ajuste del piloto.

Cuando la Presión de entrada llega a este valor de ajuste, la válvula abre, manteniendo como mínimo dicha Presión a la entrada de la válvula.

Estas válvulas son de aplicación en instalaciones donde se desee mantener una Presión hidráulica mínima, como por ejemplo en las salidas de grupos de bombeo, para evitar que las bombas trabajen sin contrapresión (tuberías vacías), en cabezales de filtración.

Para asegurar una Presión mínima durante el contralavado, o en ramales de una tubería de consumo a diferente cota, asegurando una Presión de línea y evitando que las cotas inferiores se vean favorecidas frente a las superiores.

Las válvulas sostenedoras de Presión se instalan en línea en la tubería y se montan con pilotos sostenedores cuyo Sensor se conecta aguas arriba de la válvula. Según las necesidades y circunstancias, los pilotos pueden ser de dos vías (68-500) o de tres vías (29-200, 31-310).

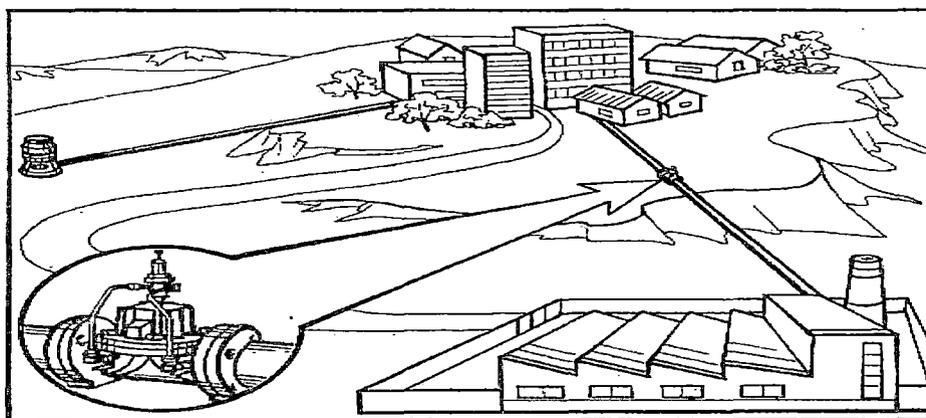


Fig. 2.76 Válvula sostenedora de Presión (PS)

Análisis en del funcionamiento de la válvula sostenedora de Presión:

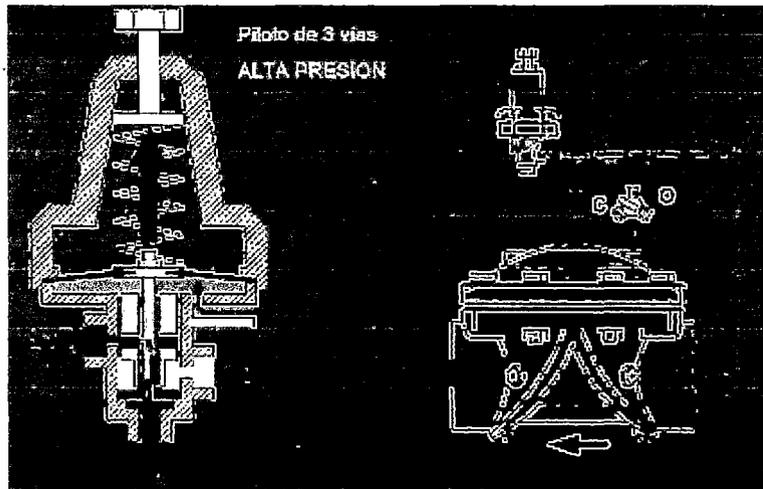


Fig. 2.77 Análisis de válvula Reductora de Presión

En la figura 2.76, Si la Presión en “S” aumenta con respecto a la seteada, el vástago se levanta habiendo pase entre “C” y “P” sacando agua de la cámara y abriendo un poco la válvula con lo cual disminuye la Presión hasta equilibrarla. Si por otra parte la Presión en “S” disminuye por debajo de la seteada entonces el vástago cae y existe una apertura entre “V” y “S” cerrando un poco la válvula hasta equilibrarla.

**E. VÁLVULA DE ALIVIO**

La válvula se abre instantáneamente cuando la Presión en la tubería sobrepasa el nivel de seguridad, aliviando la Presión excesiva de la Red. Cuando la Presión vuelve a su normalidad, la válvula se cierra lentamente, a una velocidad ajustable (La válvula sostenedora puede adaptarse como V

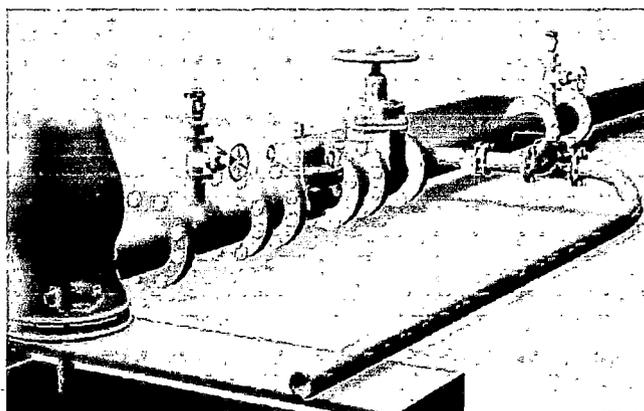


Fig. 2.77 Válvula de alivio

### 2.3.4. El Variador de Frecuencia.

#### A. FUNDAMENTO DEL VARIADOR DE FRECUENCIA

Un regulador electrónico de velocidad está formado por circuitos que incorporan transistores de potencia como el IGBT (transistor bipolar de puerta aislada) o tiristores, siendo el principio básico de funcionamiento transformar la energía eléctrica de frecuencia industrial en energía eléctrica de frecuencia variable.

Esta variación de frecuencia se consigue mediante dos etapas en serie. Una etapa rectificadora que transforma la corriente alterna en continua, con toda la potencia en el llamado circuito intermedio y otra inversora que transforma la corriente continua en alterna, con una frecuencia y una tensión regulables, que dependerán de los valores de consigna. A esta segunda etapa también se le suele llamar ondulator. Todo el conjunto del convertidor de frecuencia recibe el nombre de inversor.

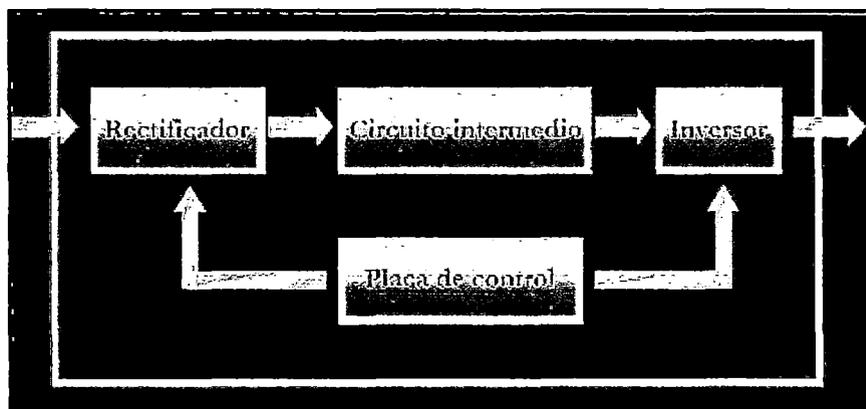


Fig. 2.78 Diagrama de bloques de un Variador de Frecuencia.

El modo de trabajo puede ser manual o automático, según las necesidades del proceso, dada la enorme flexibilidad que ofrecen los reguladores de velocidad, permitiendo hallar soluciones para obtener puntos de trabajo óptimos en todo tipo de procesos, pudiendo ser manejados por ordenador, PLC, señales digitales o de forma manual.

La mayoría de las marcas incluyen dentro del propio convertidor protecciones para el motor, tales como protecciones contra sobrecorriente, sobretensión, fallo contra desequilibrios, defectos a tierra, etc.

Además de ofrecer procesos de arranque y frenados suaves mediante rampas de aceleración y de frenado, lo que redundará en un aumento de la vida del motor y las instalaciones. Como debe saberse, el uso de convertidores de frecuencia añade un enorme potencial para el ahorro de energía disminuyendo la velocidad del motor en muchas aplicaciones. Además aportan los siguientes beneficios:

- Mejora el proceso de Control y por lo tanto la calidad del producto.
- Se puede programar un arranque suave, parada y freno (funciones de arrancador progresivo).
- Amplio rango de velocidad, par y potencia. (Velocidades continuas y discretas).
- Puede controlar varios motores.
- Factor de potencia unitario.
- Respuesta dinámica comparable con los drivers de DC.
- Capacidad de bypass ante fallos del variador.
- Protección integrada del motor.



Fig. 2.79 El variador de frecuencia DELTA

Con respecto a la velocidad los convertidores suelen permitir dos tipos de Control:

A1. CONTROL MANUAL DE VELOCIDAD. La velocidad puede ser establecida o modificada manualmente (display de operador). Posibilidad de variación en el sentido de giro.

A2. CONTROL AUTOMÁTICO DE VELOCIDAD. Utilizando realimentación se puede ajustar la velocidad automáticamente. Esta solución es la ideal para su instalación en aplicaciones en las que la velocidad demandada varía de forma continua.

## B. PARTES DE UN VARIADOR DE FRECUENCIA

### B1. CIRCUITO RECTIFICADOR.

Recibe la tensión alterna y la convierte en continua por medio de un puente rectificador de diodos de potencia.

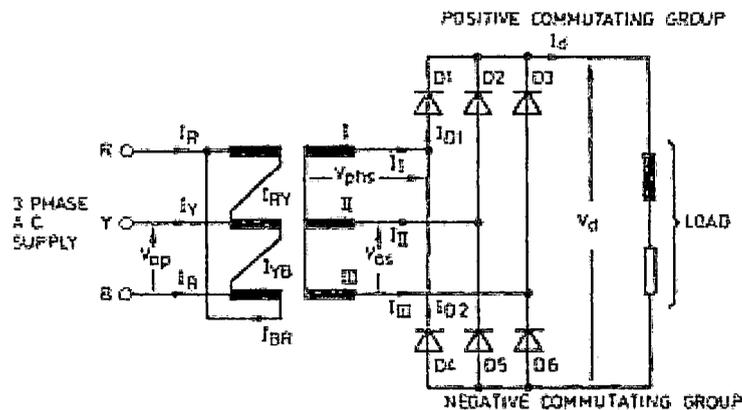


Fig. 2.80 Circuito Rectificador

### B2. CIRCUITO INTERMEDIO.

Consiste en un circuito LC cuya función principal es suavizar el rizado de la tensión rectificadora y reducir la emisión de armónicos hacia la Red. En el circuito intermedio poseen condensadores y bobinas para linealizar la tensión rectificadora además las bobinas ayudan a disminuir el contenido armónico de la corriente generada por el variador de frecuencia y por ende a mejorar el factor de potencia.

### B3. CIRCUITO INVERSOR.

Tan pronto como aparecieron los interruptores semiconductores fueron introducidos en los Variadores de frecuencia, ellos han sido aplicados para los inversores de todas las tensiones que hay disponible.

El inversor es un conmutador electrónico que comunica alternativamente la tensión o intensidad continua del circuito intermedio sobre las fases del motor de ca conectado a sus salidas. La disposición más común es el puente trifásico de Graetz y está formado por semiconductores controlables que pueden ser tiristores, tiristores desconectables por puerta (GTO), transistores de potencia, IGBT (transistor bipolar de puerta aislada o MOSFET (transistor de efecto campo de óxido metálico). De los anteriores el que más se está utilizando para motores industriales de BT es el IGBT.

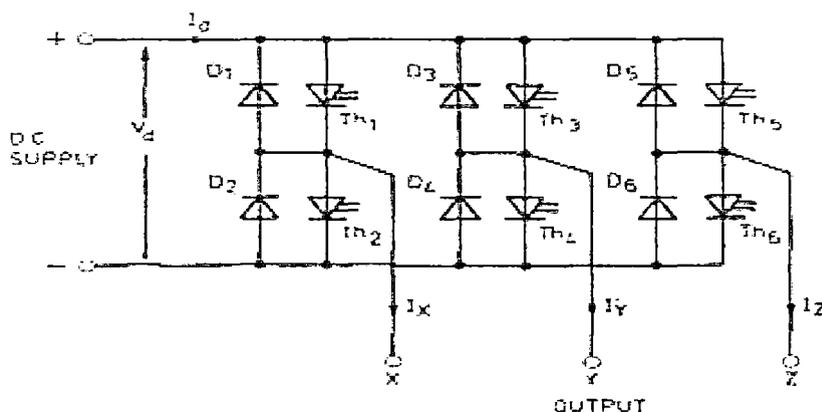


Fig. 2.81 Circuito inversor.

En función de la mayor o menor perfección del sistema de conmutación lograremos que las ondas de tensión a la salida hagan que las corrientes absorbidas se acerquen más o menos al sistema trifásico senoidal.

Hay distintas formas de regular la tensión de salida del inversor como son:

- Variar el valor de la tensión en el circuito intermedio.
- Variar el ancho de la zona de conducción de cada semionda de salida.
- Variar la tensión de salida en función de la proporción entre los tiempos de conexión y desconexión de los semiconductores de potencia mediante la técnica de regulación PWM (iniciales de Modulación del Ancho de Pulso, en inglés).

Además de regular la salida, este método tiene la ventaja de generar una onda de tensión de salida que mejora notablemente la onda de intensidad absorbida por el motor, lo cual hace que el motor funcione de forma semejante a si estuviera alimentado por tensiones senoidales de la Red. Con ello se logra la grandísima ventaja de emplear motores normalizados de fabricación en serie sin la necesidad de fabricar motores específicos para poder ser regulados por convertidores.

El circuito de Control enciende y apaga los IGBT para generar los pulsos de tensión y frecuencia variables. Además, realiza las funciones de supervisión de funcionamiento monitoreando la corriente, voltaje, temperatura, etc. con interfaces de fácil empleo. Los IGBT conmutan a una frecuencia entre 2 a 16kHz, llamada frecuencia portadora.

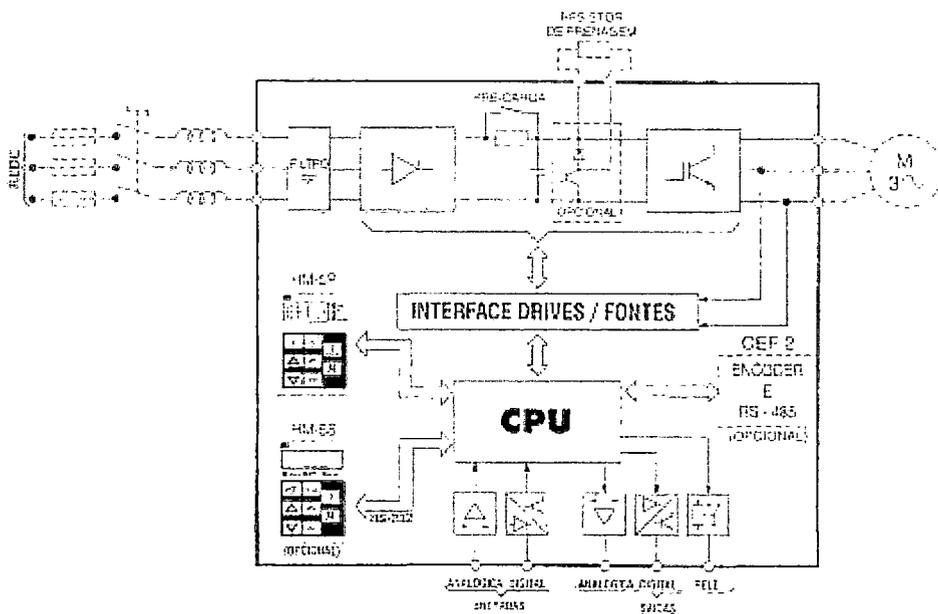


Fig. 2.82 Arquitectura de un variador de frecuencia

Una frecuencia portadora alta reduce el ruido acústico del motor pero disminuye la eficiencia y la longitud permisible del cable hacia el motor. Además, los IGBT generan mayor calor a una frecuencia portadora más alta. Los IGBT pueden generar altos picos de voltaje que son potencialmente perjudiciales para el motor. Estos picos se producen por el fenómeno de reflexión que duplica el voltaje del circuito DC.

Cuando mayor es la longitud de los cables, mayor el efecto de reflexión. Estos picos originan perforaciones en el aislamiento del motor y gradualmente lo van destruyendo.

Algunos fabricantes permiten una longitud de 7m de cable hacia el motor. Para contrarrestar este efecto, se emplean las bobinas de motor, permitiendo en algunos casos una distancia de hasta 300m de cable al motor, en la figura 2.82 se observa el Control de los IGBT en la arquitectura del variador.

Los nuevos IGBT de 3ra generación controlan mejor la generación de los pulsos de voltaje y por lo tanto el efecto de deformación de onda es menor.

### **C. LA MODULACIÓN POR ANCHO DE PULSO (PWM)**

#### **C1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.**

La modulación por ancho de pulsos (también conocida como PWM, siglas en inglés de pulse-width modulation) de una señal o fuente de energía es una técnica en la que se modifica el ciclo de trabajo de una señal periódica (una senoidal o una cuadrada, por ejemplo), ya sea para transmitir información a través de un canal de comunicaciones o para controlar la cantidad de energía que se envía a una carga.

Una vez elegidos los dispositivos de potencia, y con ellos la frecuencia máxima de conmutación, el elemento que determina principalmente los indicadores de la etapa de potencia, va a ser la estrategia de Control utilizada para el encendido y apagado de estos dispositivos. El modo de Control habitual de los dispositivos de potencia en el inversor es el PWM.

El propósito de la modulación PWM es generar una onda de salida de la magnitud y frecuencia deseada, que se controla con pulsos positivos durante el medio periodo y pulsos negativos durante el siguiente medio periodo, con una composición de pulsos de ancho variable. El circuito de Control establece los tiempos de activación y desactivación de acuerdo a la estrategia utilizada. Actualmente, la técnica de Control PWM para la conmutación está muy estudiada. Anteriormente todas las estrategias de conmutación estuvieron basadas en técnicas de implementación analógicas.

Estas técnicas gradualmente han sido sustituidas por técnicas digitales. La mayoría están basadas en esquemas de Control implementados con microprocesadores.

Es muy importante desarrollar una estrategia simple y eficiente para lograr los indicadores deseados.

Por lo regular la modulación del ancho de pulso se basa en la comparación entre dos señales: una señal de referencia y una señal repetitiva.

## C2. MODULACIÓN POR ANCHO DE PULSO MÚLTIPLE.

Las señales de disparo se generan comparando una señal de referencia rectangular de Amplitud ( $A_r$ ), con una portadora triangular de amplitud ( $A_c$ ). La frecuencia de la señal de referencia determina la frecuencia fundamental del voltaje de salida.

La relación de  $A_r$  entre  $A_c$  es la variable de Control, y se define como índice de modulación de amplitud.

$$M = \frac{A_r}{A_c}$$

Si se varía  $A_r$  desde 0 hasta  $A_c$ , se puede modificar el ancho de pulso  $\delta$  de  $0^\circ$  a  $180^\circ$ , y el voltaje rms de salida desde  $V_0$  hasta  $V_s$ .

Se puede reducir el contenido de armónicas usando varios pulsos en cada medio ciclo del voltaje de salida.

La generación de señales de disparo para encender y apagar los dispositivos semiconductores, comparando una señal de referencia contra una onda portadora triangular, se visualiza en la Fig. 2.83 muestra las señales de disparo.

La frecuencia de la señal de referencia establece la frecuencia de salida  $f_0$ , y la frecuencia de la portadora  $f_c$  determina la cantidad de pulsos  $p$  por cada medio ciclo. A este índice de modulación se le conoce como modulación por ancho de pulso uniforme (UPWM, uniform pulse-width modulation).

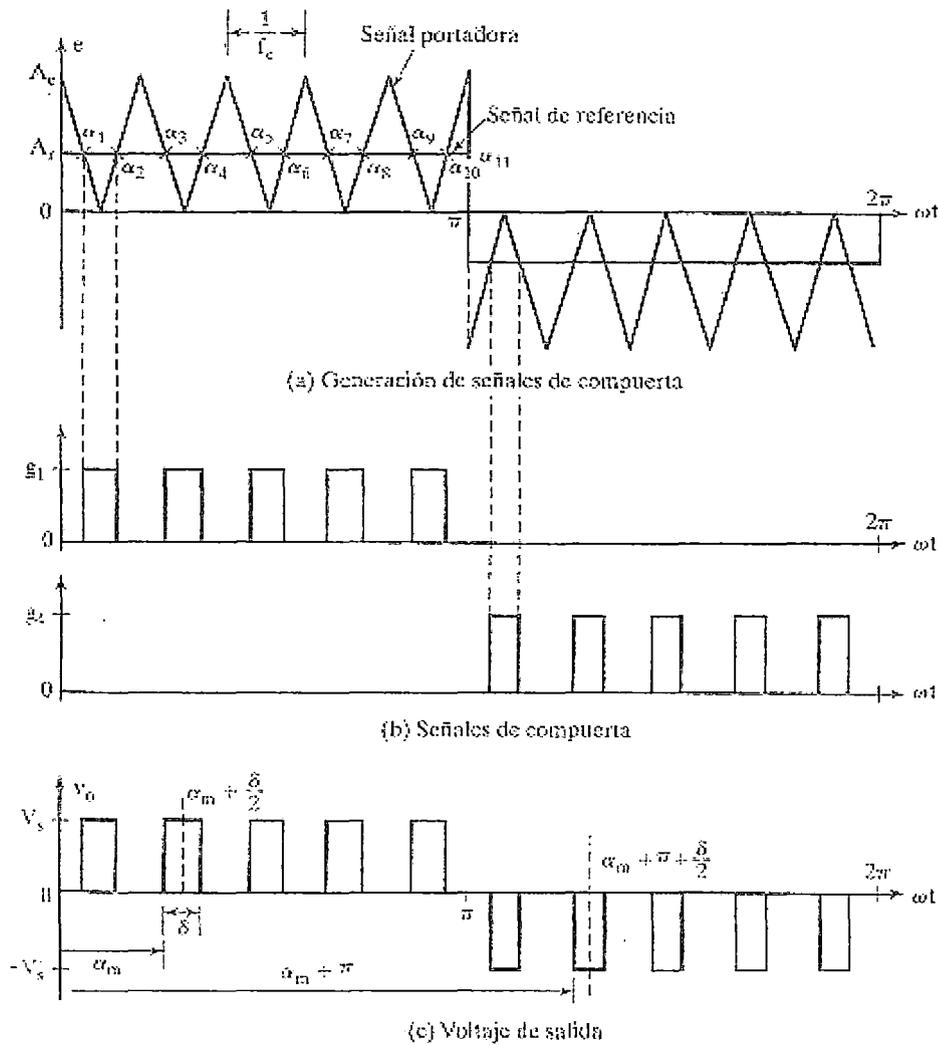


Fig. 2.83 Modulación por ancho de pulsos múltiples.

La cantidad de pulsos por medio ciclo se determina por:

$$p = \frac{f_c}{2f_0} = \frac{m_f}{2}$$

Donde  $m_f = f_c/f_0$  es la relación de modulación de frecuencia. Si  $\delta$  es el ancho de cada pulso, el voltaje rms de salida se calcula mediante

$$V_0 = \left[ \frac{2p}{2\pi} \int_{(\pi/p-\delta)/2}^{(\pi/p+\delta)/2} V_s^2 d(\omega t) \right]^{1/2} = V_s \sqrt{\frac{p\delta}{\pi}}$$

La variación del índice de modulación  $M$  de 0 a 1 hace variar el ancho de pulso  $d$  desde 0 hasta  $2/T_p$  ( $0$  a  $\pi$ ), y al voltaje rms de salida  $V_0$  hasta  $V_s$ , siendo  $T$  el periodo de la señal moduladora.

La forma general de la serie de Fourier para el voltaje instantáneo de salida está dado por la expresión

$$v_0 = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos(n\omega t) + b_n \text{sen}(n\omega t))$$

Para una función impar, los coeficientes  $a_0$  y  $a_n$  son igual a cero, esto es

$$v_0(t) = \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} b_n \text{sen}(n\omega t)$$

El coeficiente  $b_n$  se puede determinar considerando un par de pulsos con duración  $n$  (radianes), en donde el pulso positivo comienza en  $\omega t = \alpha_n$  y el negativo comienza en  $\omega t = \pi + \alpha_n$ .

$$b_n = \frac{2}{\pi} \left[ \int_{\alpha_m + \delta/2}^{\alpha_m + \delta} \text{sen}(n\omega t) d(\omega t) - \int_{\pi + \alpha_m}^{\pi + \alpha_m + \delta/2} \text{sen}(n\omega t) d(\omega t) \right]$$

$$b_n = \frac{4V_s}{n\pi} \text{sen} \frac{n\delta}{4} \left[ \text{sen}\left(n\alpha_m + n\frac{3\delta}{4}\right) - \text{sen}\left(n\pi + n\alpha_m + n\frac{\delta}{4}\right) \right]$$

$b_n$  se puede determinar sumando los efectos de todos los pulsos.

$$b_n = \sum_{M=1}^{2p} \frac{4V_s}{n\pi} \text{sen} \frac{n\delta}{4} \left[ \text{sen}\left(n\alpha_m + n\frac{3\delta}{4}\right) - \text{sen}\left(n\pi + n\alpha_m + n\frac{\delta}{4}\right) \right]$$

El proceso de apagado y encendido de los transistores de potencia produce las pérdidas de conmutación. Con mayores valores de  $p$  las amplitudes de LOH son menores, pero aumentan las de algunas armónicas de orden mayor que producen un rizo despreciable, que se puede filtrar con facilidad.

Debido a la simetría del voltaje de salida respecto al eje  $x$ ,  $a_n=0$ , y las armónicas pares están ausentes (para  $n=2,4,6,\dots$ )

Como todos los anchos son iguales, el ancho de pulso  $d$  (o el ángulo de pulso  $\delta$ ) es:

$$d \Big| \frac{\delta}{\omega} = t_{m+i} - t_m = MT_s$$

Donde  $T_s = T/2p$ , es el periodo de la señal portadora.

### C3. MODULACIÓN POR ANCHO DE PULSO SINUSOIDAL

En este enfoque se varía el ancho de pulso en proporción con la amplitud de una onda sinusoidal. El DF (factor de distorsión) y la LOH (armónica de bajo orden) se reducen en forma apreciable.

Las señales se generan comparando una señal sinusoidal de referencia con una onda portadora triangular de frecuencia  $f_c$ , ver figura 2.84, Esta modulación por ancho de pulso sinusoidal (SPWM) es la que se suele usar en aplicaciones industriales. La frecuencia  $f_r$  de la señal de referencia determina la frecuencia  $f_0$  de salida, y su amplitud pico  $A_r$  Controla el índice de modulación  $M$ , y en consecuencia el voltaje rms de salida  $V_0$ .

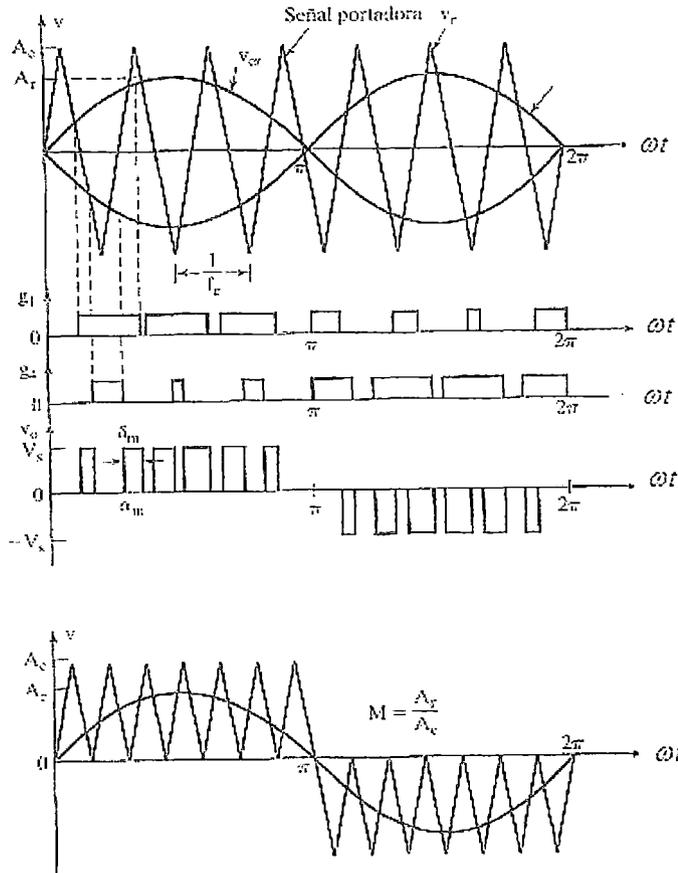


Fig. 2.84 Modulación por ancho de pulso senoidal

La principal desventaja que presentan los circuitos PWM es la posibilidad de que haya interferencias generadas por radiofrecuencia. Éstas pueden minimizarse ubicando el controlador cerca de la carga y realizando un Presión de la fuente de alimentación.

Algunos parámetros importantes de un PWM son:

- La relación de amplitudes entre la señal portadora y la moduladora, siendo recomendable que la última no supere el valor pico de la portadora y esté centrada en el valor medio de ésta.
- La relación de frecuencias, donde en general se recomienda que la relación entre la frecuencia de la portadora y la de señal sea de 10 a 1.

Sin embargo cuando se utilizan servomotores hay que tener cuidado en las marcas comerciales ya que hay ocasiones en que los valores varían entre 1ms y 2ms y estos valores propician errores.

La modulación por ancho de pulsos es una técnica utilizada para regular la velocidad de giro de los motores eléctricos de inducción o asíncronos. Mantiene el par motor constante y no supone un desaprovechamiento de la energía eléctrica. Se utiliza tanto en corriente continua como en alterna, como su nombre lo indica, al controlar: un momento alto (encendido o alimentado) y un momento bajo (apagado o desconectado), controlado normalmente por relevadores (baja frecuencia) o MOSFET o tiristores (alta frecuencia).

Otros sistemas para regular la velocidad modifican la tensión eléctrica, con lo que disminuye el par motor; o interponen una resistencia eléctrica, con lo que se pierde energía en forma de calor en esta resistencia.

La modulación por ancho de pulsos también se usa para controlar servomotores, los cuales modifican su posición de acuerdo al ancho del pulso enviado cada un cierto período que depende de cada servo motor.

Esta información puede ser enviada utilizando un microprocesador como el Z80, o un microcontrolador (por ejemplo, un PIC 16F877A de la empresa Microchip).



### 2.3.5. El Filtrón

Es un dispositivo Electrónico que tiene por finalidad controlar el retro lavado de los Filtros de Grava, es un miembro de la línea de Controladores “ABSOLUTE” Manufacturado en “TALGIL” que ha sido Diseñado para el Control del Sistema de Presión Obteniendo alta performance y condiciones particulares de trabajo.

Existen 2 modelos de FILTRÓN 3.6.

EL Modelo DC (Corriente Directa) recibe energía de una batería alcalina de 12v. Y ésta activa solenoides DC 12v Latch y precisa de poca energía constante.

El Modelo AC (corriente Alterna) recibe energía de una fuente externa 110v. 220v. Y un transformador interno la transforma a 24v. Energía con la que trabaja el Controlador y los solenoides.

Tiene 5 pulsadores en el Panel; el botón central es ENTER y los restantes son los sentidos horizontales y verticales. Ver figura 2.86.



Fig. 2.86 Panel del Filtrón

La Programación básica del Controlador consiste en los siguientes pasos:

- a. Conectar la fuente de energía.
- b. Proceso de configuración del PLC.
- c. Conectar los input y output Necesarios.
- d. Test de los solenoides.
- e. Definición del Programa de retro lavados.

Sobre la cual lo más importante tenemos en la configuración del PLC; para dar inicio a la configuración lo primero debemos pulsar simultáneamente los 2 botones horizontales y el resultado obtendremos

PLC	F: 1 – 7	W. M
M: 8	V: 9	A: 10

“F” – De 1 hasta 7 Para Válvulas de retro lavados

“M” – Válvula Máster (Salida 8)

“V” – Válvula Retardada (salida 9)

“A” – Alarma (Salida 10)

“W.M” – Water Meter (Caudalímetro)

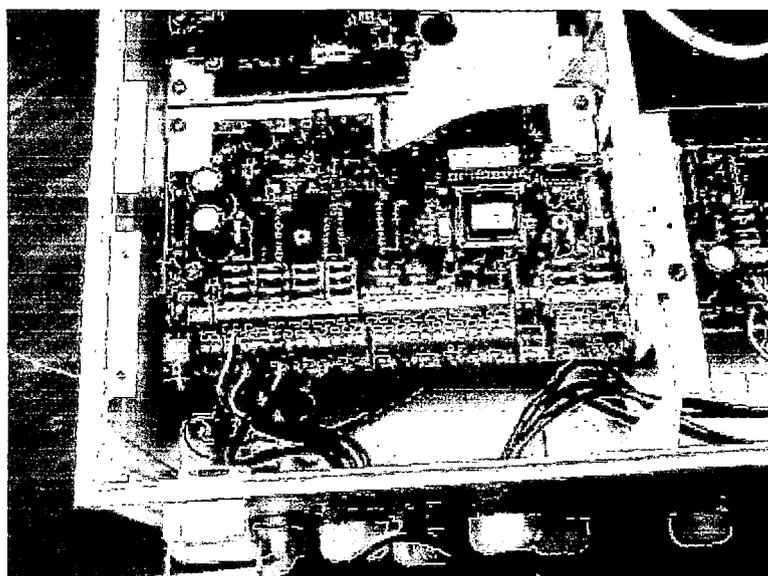


Fig. 2.87 Placa principal

En el Proceso de conectar los input y output el FILTRÓN (ver la palca central en la figura 2.88) le ofrecerá tres opciones (un nuevo Programa no podrá efectuarse durante el Proceso de retro lavado)

#### **A. PRESÓSTATO DIFERENCIAL.**

Mide la diferencia de Presión entre la entrada y la salida de los Filtros Automáticos y dispara el Proceso de retro lavado cada vez que la diferencia de Presión excede el valor prefijado en la figura 2.88 se muestra el presostato diferencial.

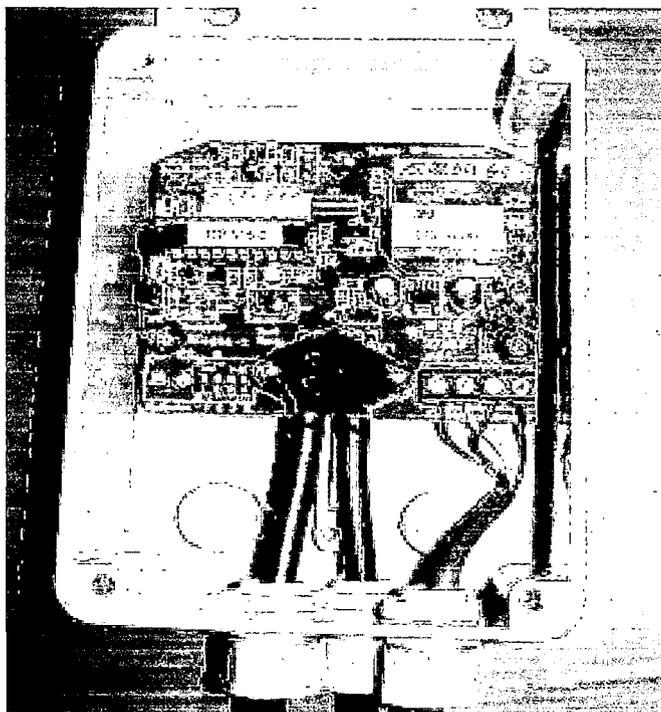


Fig. 2.88 El Sensor de Presión Diferencial

#### **B. PROGRAMANDO EL CICLO DE RETROLAVADO.**

El Ciclo de retro lavado puede ser determinado en función del tiempo o de unidades volumétricas; El primero de los eventos que ocurra accionará el Controlador para que esté inicie su ciclo de retro lavado, cerrando nuevamente el Sistema para poder recomenzar el próximo ciclo a partir del momento de finalización del ciclo presente. El Diferencial de Presión accionará al Sistema de retro lavado automáticamente, de la misma manera que acontece en el Párrafo anterior pudiendo así tener varias opciones de inicio Automático.

Programación en el Panel.

Dwell time Seg. 5	Tiempo entre Estaciones (1-99segundos)
Valve delay Seg. 10	Tiempo de retardo entre las acciones (1-99segundos)
Flushing time Seg. 30	Tiempo de retro lavados de cada estación (2-240segundos)
D.P. Delay Seg. 30	Tiempo de espera para accionar el retro lavado( 2-30segundos)
D.P. Fault No. of	Límite de ciclos consecutivos para considerar al D.P. como defectuoso.
D.P. Fault release	Alarma que se activa cuando el número de ciclos ininterrumpidos exceda del número determinado (para normalizar apriete Enter)
Master Delay Seg. 5	Tiempo de retardo entre la Válvula Máster y Válvula de retro lavado (0-99)

Tabla 2. Programación del Filtrón

**C. PROCESO DE MONITOREO Y ACCIONAMIENTO MANUAL.**

El panel Electrónico le proporciona la información constante de lo que ocurre en el Sistema,

To next DP-  
Off

Faltan 83min y 21Seg. Para el Próximo ciclo, y que la posición D.P. está apagada, o sea no hay diferencial de Presión.

### 2.3.6. El Sistema IRRINET.

El Sistema IRRInet XL consiste en una estación de trabajo con una PC principal y un Centro de Control con software ICC, Controladores en la oficina y en el campo, unidades remotas en el campo y un Sistema de comunicación.

El Sistema IRRInet XL se compone de un Centro de Control, de los Programadores IRRInet XL y de las terminales remotas RTU.

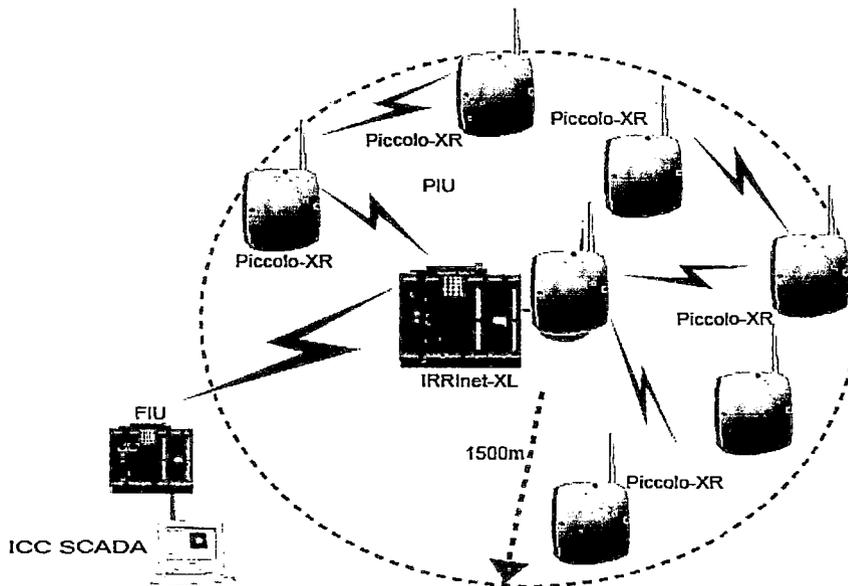


Fig. 2.89 Sistema Irrinet

#### A. UNIDAD INTERFAZ DE CAMPO (FIU)

Las Unidades de interfaz de campo FIU consisten en un Irrinet XL que procesa la información del ICC por medio de la Interfaz RS232 y una radio de alta potencia que envía señales a las unidades de campo "RTU".

#### B. UNIDAD TERMINAL REMOTA (RTU)

Las Unidades terminales remotas RTU controlan los elementos a los que están conectadas. Si por ejemplo conectamos una RTU a una válvula.

La RTU se encargará de que esa válvula abra cuando se tenga que regar y cierre cuando haya finalizado el Riego.

Si la RTU la conectamos por poner otro ejemplo a un contador de agua, la RTU recogerá los datos de volumen de agua que pasa por ese contador para conocer el gasto de agua del regante. Por último si conectamos la RTU a una Bomba, se encargará de que se ponga en marcha o pare la Bomba cuando demos la orden.

Las RTU tienen entradas y salidas. Las entradas recogen información procedente de otros dispositivos (consumo de agua de un contador, Presión de un transductor de Presión, Nivel de balsas de una sonda, etc.) y las salidas accionan solenoides, relés, etc.

### **C. UNIDAD DE PROGRAMACIÓN IRRINET XL**

Desde esta unidad se controlan las terminales remotas que están bajo su Control. Se trata de un Programador autónomo que puede comunicarse vía cable o vía radio con las unidades remotas y con el Centro de Control. Las unidades IRRInet XL reciben las órdenes del Centro de Control y las memorizan para, cuando se necesite, enviar estas órdenes a las terminales remotas. Asimismo recogen la información procedente de las terminales remotas (consumo de agua, Nivel de balsas, presiones, etc.) y las transmiten al Centro de Control.

El Centro de Control es un ordenador en el que se instala un Programa informático llamado ICC que sirve para Controlar todos los equipos: unidades IRRInet y terminales remotas RTU. Desde el Centro de Control se Programan las tareas de Presión, se fija el momento en que las Bombas tienen que ponerse en funcionamiento y cuándo tienen que parar, se registra el consumo de agua de cada regante, etc.

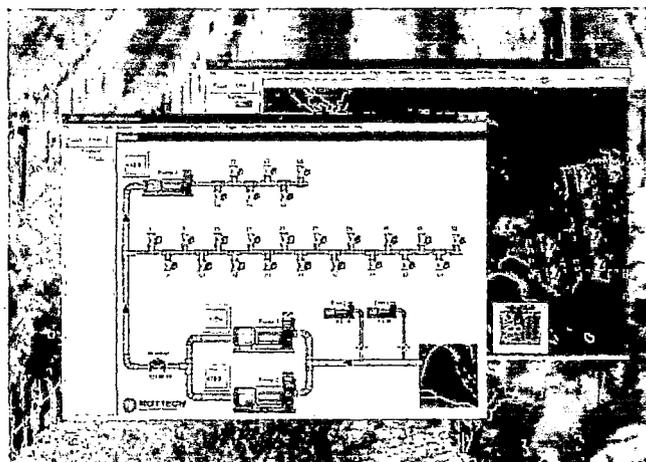


Fig. 2.90 Sistema Irrinet

## **D. CLASES DE TERMINALES REMOTAS**

Actualmente el Sistema IRRInet XL se compone de tres tipos de terminales remotas:

### **D1. RTU MONOCABLE**

Que aloja en el interior de la carcasa un solenoide. Un solenoide es una pequeña válvula de accionamiento eléctrico que permite que la válvula abra o cierre. También puede alojar un relé. En este caso, el relé permitirá el accionamiento y parada de motores eléctricos, como los de una Bomba por ejemplo.

La unidad RTU monocable va conectada a un cable. Por este cable le llega la energía que se necesita para el accionamiento del solenoide o del relé. Asimismo por ese único cable circularán los datos recogidos por la RTU con dirección al Centro de Control.

La RTU puede recoger datos de consumo de agua procedente por ejemplo de un medidor, valores de Presión de la tubería procedente de un transductor de Presión, valores de la altura de una balsa procedente de una sonda de Nivel, etc.

### **D2. RTU XR**

La terminal remota RTU XR se comunica vía radio con el Programador IRRInet XL o con otras terminales RTU XR. De la terminal remota RTU XR salen los cables que accionan los solenoides de las válvulas o los relés de los motores eléctricos. Asimismo puede recibir información de consumos o presiones de la tubería. Esta información se transmitirá vía radio al Programador IRRInet XL. La RTU XR cuenta con unas pilas alojadas en el interior de la unidad para su propio funcionamiento y para el accionamiento de solenoides y relés.

### **D3. IRRICOM.**

Puede comunicarse vía radio o bien vía cable con la unidad IRRInet XL o con otra unidad IRRIcom. Actúan sobre válvulas y dispositivos eléctricos y también permite recoger y transmitir lecturas de Presión y Caudal por ejemplo. El Centro de Control puede comunicarse vía radio, vía cable o mixto con los Programadores IRRInet XL.

#### D4. SISTEMA MIXTO

La conexión con el ordenador del Centro de Control exige un puerto FIU, por lo que una unidad IRRInet XL se debe configurar además como IRRInet XL FIU.

La comunicación entre el ordenador y la unidad IRRInet FIU se realiza a través de un interface estándar RS 232.

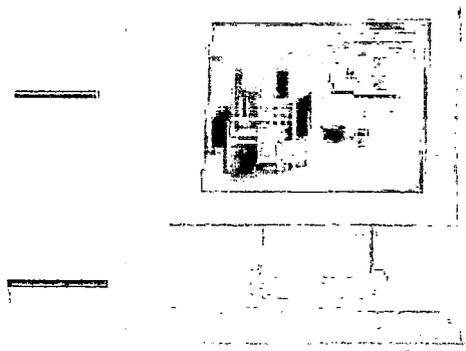


Fig. 2.91 Irrinet Control center (ICC)

#### E. TIPOS DE COMUNICACIONES EN EL SISTEMA IRRINET

##### E1. COMUNICACIÓN ENTRE IRRINET XL FIU - IRRINET XL Y ENTRE IRRINET XL.

En una Red de comunicación existe la posibilidad de comunicar el IRRInet FIU con los distintos IRRInet XL de campo utilizando para ello tecnología de radio frecuencia, mediante emisora MCS2000. La distancia máxima para la comunicación entre IRRInet XL con el Centro de Control y los propios IRRInet XL depende de la potencia de la emisora (15 km. aprox.). Es aconsejable realizar un estudio ortográfico para garantizar una comunicación correcta.

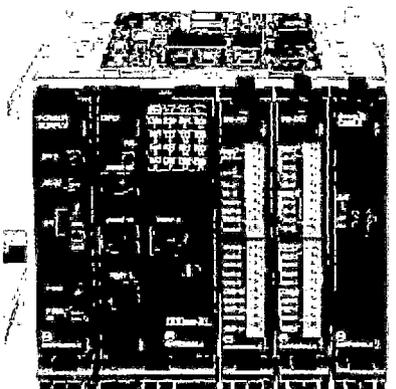


Fig. 2.92 Irrinet XL

## E2. COMUNICACIÓN ENTRE IRRINET XL Y RTU MONOCABLE.

La comunicación entre la unidad IRRInet XL y las terminales remotas RTU monocable se hace mediante un cable de 2 x 1,5 mm<sup>2</sup> ó 2 x 2,5 mm<sup>2</sup>.

El cable parte del módulo monocable de la unidad IRRInet XL y desde este único cable se realizan las conexiones en serie a las diferentes terminales remotas.

El número máximo de terminales remotas que soporta un módulo monocable es de 63; la distancia máxima de cable por módulo es 10 km.

Hasta 3 módulos monocable pueden instalarse en una unidad IRRInet XL. La longitud recomendada de cable será 30 km. por IRRInet XL.

### E2.1. Características principales del ICC

- Paquete grafico completo.
- Apertura y cierre de válvulas y compuertas.
- Lectura de contador-acumulados de gestión.
- Toma de consumos sin franjas horarias.
- Caudal instantáneo.
- Control de gestión, pH, Nivel de balsas.
- Detección de alarmas-roturas consumos.
- Riegos con discriminación horaria.
- Control de la Red de Riego y estaciones de bombeo y Presión
- Permite Controlar 400 Programas de Riego.
- Permite crear 500 válvulas con un solo IRRInet.
- Permite crear 500 entradas, 250 contadores y 250 para tomas de Sensores.
- Manda mensajes cortos (SMS) de eventos, aperturas, alarmas, etc. a teléfonos móviles.

### 2.3.7. Sistema NETAJET

La importancia de controlar el Proceso del Fertirriego se ha ido incrementando con el aumento y sofisticación de la tecnología.

- La combinación de los equipos de Fertilización en los Sistemas de Riego modernos es compleja, con la posibilidad de regar en varios turnos y con Caudales distintos.
- Los requisitos de la Fertilización son más exigentes (Fertilización proporcional).
- Los equipos operan sin la presencia humana.
- La gran variedad de tipos de inyectores y de los equipos de Fertirriego.
- El uso de diferentes fórmulas de Fertilización en forma simultánea.

Existe una amplia variedad de sofisticados medios de mando, mucho del tipo electrónico.

El Control del Fertirriego se da en dos Niveles; Dosificación Cuantitativa o relativa (proporcional al agua de Riego). Y Duración de la inyección Continua a lo largo de todo el Riego, o parcial, en un periodo definido.

La Automatización permite llevar a cabo los distintos tipos de Fertilización en forma cómoda y eficiente.

Este incremento en la eficiencia puede ser lograda por medio de un Fertirriego verdadero, con una distribución del fertilizante durante el ciclo de Riego, y reduciendo los daños por fuga a un mínimo.

La correcta Fertilización y su introducción en el momento requerido juegan un rol importante en la absorción óptima de los nutrientes reduciendo a un mínimo el lavado per debajo del Sistema radicular. Para que se pueda efectuar el Fertirriego con Automatización, se requieren varios accesorios, algunos de los cuales se describen a continuación:

## **A. SOLENOIDE**

Válvula de control que convierte los comandos electrónicos en Hidráulicos. Estos pueden provenir de una computadora de Riego, o de cualquier otro accesorio capaz de operar per medio de mandos electrónicos.

## **B. UNIDAD DE CONTROL ELECTRÓNICA**

Se trata de unidades de campo, existiendo una muy amplia gama. La fuente de energía puede ser a batería o a célula solar.

Estas unidades permiten un Control completo sobre la Fertilización con diversos grados de sofisticación, desde Control sobre la apertura y cierre de la Bomba fertilizante, hasta la posibilidad de Controlar varias Bombas simultáneamente, con un registro de la cantidad de fertilizante acumulado en un periodo de tiempo determinado. Algunas pueden contar con un selector de tipo de fertilizante que permite elegir la cantidad de fertilizante para una porción del Riego en forma proporcional, o para aplicar todo el fertilizante en forma cuantitativa.

## **C. VÁLVULA NC (NORMALMENTE CERRADA)**

Válvula Hidráulica resistente a los Fertilizantes, con un Sistema de comando separado del de transporte de la solución. La válvula es normalmente cerrada (NC) y se abre per medio de un mando Hidráulico. Esta propiedad asegura el Sistema en caso de desperfectos en la computadora.

El Sistema NETAJET es una de las unidades de dosificación de la empresa Netafim que tiene por finalidad usar de manera efectiva del agua y Fertilizantes. Que funciona independientemente de cuáles sean las condiciones del campo. Las unidades avanzadas de dosificación de inyección directa de Netajet generalmente se usa para FertirRiego por pulsos, crea una solución uniforme de agua y nutrientes. Con el Control lógico-difuso. El Netajet responde inmediatamente a los cambios requeridos en concentración o Caudal y permite una fácil interrupción entre las fórmulas para diferentes cultivos, con válvulas especiales de regulación de Presión.

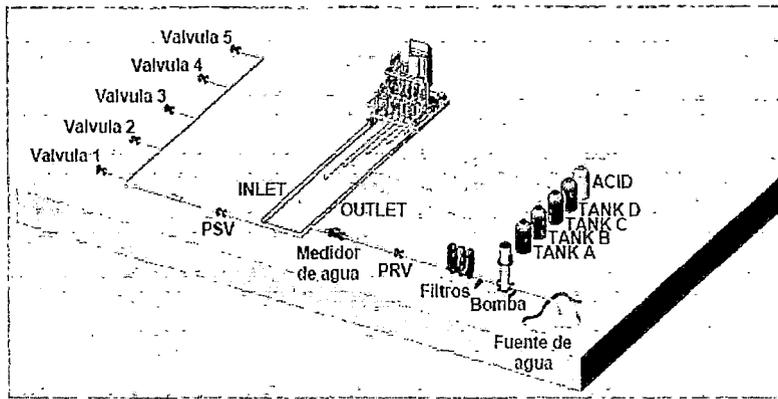


Fig. 2.93 El Sistema Netajet

El Sistema permite aplicar el Fertirriego por pulsos con rapidez y precisión, utilizando una solución uniforme de Fertilizantes y reduciendo el consumo de energía.

El dispositivo relativamente compacto utiliza una pequeña cámara de mezcla que ha sido diseñada para proporcionar un Fertirriego de notable exactitud. Para la aplicación de la solución homogénea. El Netajet utiliza hasta 5 canales de dosificación a través de inyectoros precisos y eficientes de tipo Inyectoros de Fertilizantes, Bomba, Sensores de CE y pH, Cámara de mezcla Venturi que realizan su tarea sin piezas móviles.

#### **D. PRINCIPALES SISTEMAS DE DOSIFICADORAS**

- D1. NETAJET HIGH FLOW
- D2. NETAJET BYPASS
- D3. NETAJET INLINE
- D4. FERTIKID.

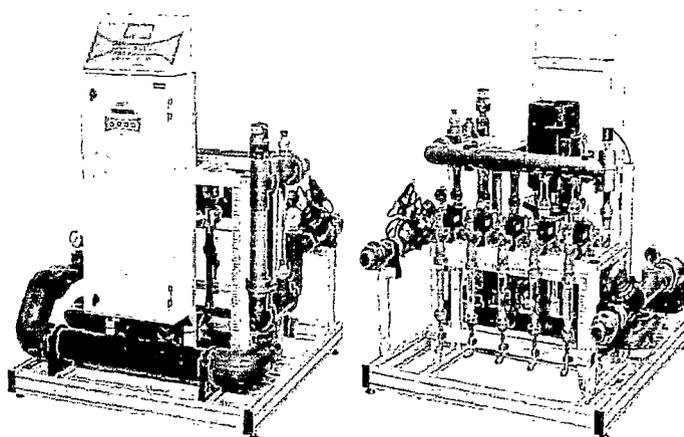


Fig. 2.94 Vista Frontal y Posterior del Netajet High Flow

## D1. NETAJET HIGH FLOW (Alto Caudal)

Este dispositivo ofrece las siguientes características:

- Proporciona un Control de Fertilizantes y ácido preciso en un rango de Caudal extremo de más de 100m<sup>3</sup>/hrs (440 Galones/min)

- Canal de compensación pre-regulado basado en inyectores únicos Venturi.

- Ofrece una medición y Control de EC & pH.

- Capacidad del Sistema: 70m<sup>3</sup>/h-400m<sup>3</sup>/h de consumo de la línea principal en el campo. (Si el consumo en el campo es mayor o menor que el valor indicado, este modelo no es el adecuado para la finca. Consulte a su representante local de Netafim).

- El rango de presiones de trabajo en la línea principal debe estar entre 3-6.2 bar. Mientras que las s deben ser las adecuadas para los requisitos y capaces de funcionar en el rango de 3-6.2 bar. Sin fluctuaciones.

- Densidad de filtración de  $\leq 130\mu$ .

- Para optimizar los resultados, se recomienda que la válvula Reductora de Presión (PRV) principal esté aguas arriba y el medidor (contador) de agua conectado al Sistema NetaJet.

- De 3 a 5 tanques de fertilizante equipados con válvula de bola y Filtro con una densidad de  $\leq 130\mu$ .

### 2.3.8. Comunicación Modbus.

#### **A. PROTOCOLO DE COMUNICACIÓN.**

Un protocolo de comunicación es un conjunto de reglas usadas por computadoras para comunicarse unas con otras a través de una Red. Es una convención o estándar que controla o permite la conexión, comunicación, y transferencia de datos entre dos puntos finales. En su forma más simple, un protocolo puede ser definido como las reglas que dominan la sintaxis, semántica y sincronización de la comunicación. Los protocolos pueden ser implementados por hardware, software, o una combinación de ambos. A su más bajo Nivel, un protocolo define el comportamiento de una conexión de hardware.

#### **B. PROPIEDADES TÍPICAS**

Si bien los protocolos pueden variar mucho en propósito y sofisticación, la mayoría especifica una o más de las siguientes propiedades:

- Detección de la conexión física subyacente (con cable o inalámbrica), o la existencia de otro punto final o nodo.
- Negociación de varias características de la conexión.
- Cómo iniciar y finalizar un mensaje.
- Procedimientos en el formateo de un mensaje.
- Qué hacer con mensajes corruptos o formateados incorrectamente (corrección de errores).
- Cómo detectar una pérdida inesperada de la conexión, y qué hacer entonces.
- Terminación de la sesión y/o conexión.

#### **C. NIVELES DE ABSTRACCIÓN**

En el campo de las Redes informáticas, los protocolos se pueden dividir en varias categorías, una de las clasificaciones más estudiadas es la OSI.

Según la clasificación OSI (Organización Internacional para la Estandarización) la comunicación de varios dispositivos ETD (Equipo Terminal de Datos.) se puede estudiar dividiéndola en 7 Niveles, que son expuestos desde su Nivel más alto hasta el más bajo.

Nivel	Nombre	Categoría
Capa 7	<u>Nivel de aplicación</u>	Aplicación
Capa 6	<u>Nivel de presentación</u>	
Capa 5	<u>Nivel de sesión</u>	
Capa 4	<u>Nivel de transporte</u>	
Capa 3	<u>Nivel de Red</u>	Transporte de datos
Capa 2	<u>Nivel de enlace de datos</u>	
Capa 1	<u>Nivel físico</u>	

Tabla 3. Niveles de abstracción

#### **D. PROTOCOLO DE COMUNICACIÓN MODBUS**

Modbus es un protocolo de comunicaciones situado en el Nivel 7 del Modelo OSI, basado en la arquitectura maestro/esclavo o cliente/servidor, diseñado en 1979 por Modicon para su gama de Controladores lógicos Programables (PLCs). Convertido en un protocolo de comunicaciones estándar de facto en la industria es el que goza de mayor disponibilidad para la conexión de dispositivos electrónicos industriales.

Las razones por las cuales el uso de Modbus es superior a otros protocolos de comunicaciones son:

- Es público.
- Su implementación es fácil y requiere poco desarrollo.
- Maneja bloques de datos sin suponer restricciones.

Modbus permite el Control de una Red de dispositivos, por ejemplo un Sistema de medida de temperatura y humedad, y comunicar los resultados a un ordenador. También se usa para la conexión de un ordenador de supervisión con una unidad remota (RTU) en Sistemas de supervisión adquisición de datos (SCADA). Existen versiones del protocolo Modbus para puerto serie y Ethernet (Modbus/TCP).

Existen dos variantes, con diferentes representaciones numéricas de los datos y detalles del protocolo ligeramente desiguales.

Modbus RTU es una representación binaria compacta de los datos.

Modbus ASCII es una representación legible del protocolo pero menos eficiente.

Ambas implementaciones del protocolo son serie. El formato RTU finaliza la trama con una suma de Control de redundancia cíclica (CRC), mientras que el formato ASCII utiliza una suma de Control de redundancia longitudinal (LRC). La versión Modbus/TCP es muy semejante al formato RTU, pero estableciendo la transmisión mediante paquetes TCP/IP.

Modbus Plus (Modbus+ o MB+), es una versión extendida del protocolo que permanece propietaria de Modicon. Dada la naturaleza de la Red precisa un coprocesador dedicado para el Control de la misma. Con una velocidad de 1 Mbit/s en un par trenzado sus especificaciones son muy semejantes al estándar EIA/RS-485 aunque no guarda compatibilidad con este.

Cada dispositivo de la Red Modbus posee una dirección única. Cualquier dispositivo puede enviar órdenes Modbus, aunque lo habitual es permitirlo sólo a un dispositivo maestro. Cada comando Modbus contiene la dirección del dispositivo destinatario de la orden. Todos los dispositivos reciben la trama pero sólo el destinatario la ejecuta (salvo un modo especial denominado "Broadcast"). Cada uno de los mensajes incluye información redundante que asegura su integridad en la recepción. Los comandos básicos Modbus permiten Controlar un dispositivo RTU para modificar el valor de alguno de sus registros o bien solicitar el contenido de dichos registros.

Existe gran cantidad de módems que aceptan el protocolo Modbus. Algunos están específicamente diseñados para funcionar con este protocolo. Existen implementaciones para conexión por cable, wireless, SMS o GPRS. La mayoría de problemas presentados hacen referencia a la latencia y a la sincronización.

### 2.3.9. Sistema SCADA.

La palabra SCADA corresponde a un acrónimo de Supervisory Control and Data Adquisición (en español, Supervisión de Control y Adquisición de Datos).

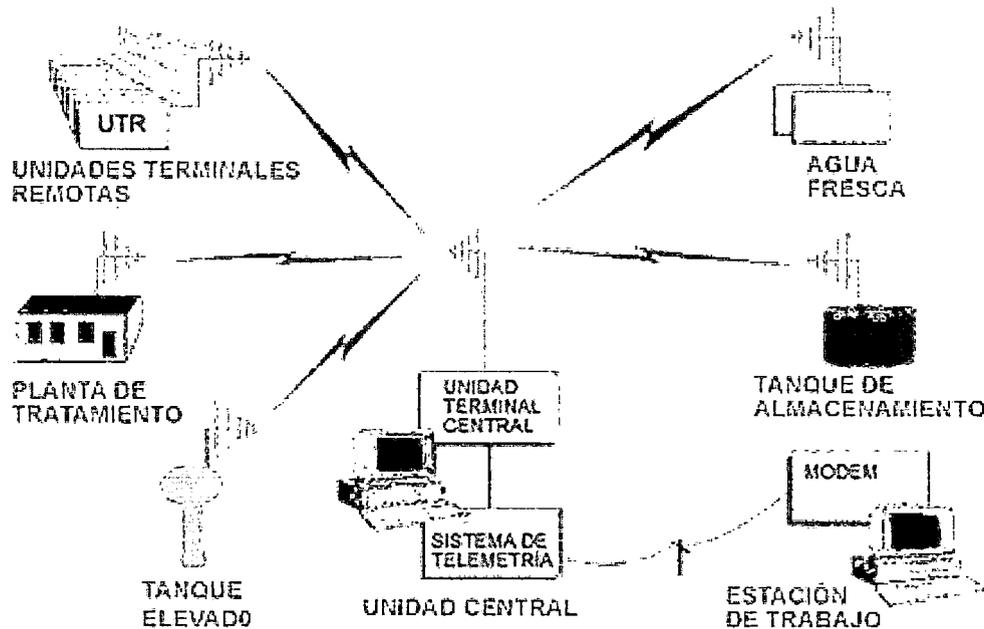


Fig. 2.95 Sistema SCADA

#### A. DEFINICIÓN.

Comprende todas aquellas soluciones de aplicación para referirse a la captura de información de un Proceso o planta industrial (aunque no es absolutamente necesario que pertenezca a este ámbito), con ésta información es posible realizar una serie de análisis o estudios con los que se pueden obtener valiosos indicadores que permitan una retroalimentación sobre un operador o sobre el propio Proceso, tales como:

A1. INDICADORES SIN RETROALIMENTACIÓN INHERENTE (no afectan al Proceso, sólo al operador):

- Estado actual del Proceso
- Valores instantáneos
- Desviación o deriva del Proceso
- Evolución histórica y acumulada

A2. INDICADORES CON RETROALIMENTACIÓN INHERENTE (afectan al Proceso, después al operador):

- Generación de alarmas
- HMI (Interfaces hombre-máquina).
- Toma de decisiones.
- Mediante operatoria humana.
- Automática (mediante la utilización de Sistemas basados en el conocimiento o Sistemas expertos). etc.

Esta información capturada es de aplicación en áreas industriales tales como el agro. Entre las aplicaciones industriales típicas están:

- Gestión de la producción (facilita la Programación de Proceso)
- Mantenimiento (proporciona magnitudes de interés tales para evaluar y determinar modos de fallo, MTBF, índices de Fiabilidad, entre otros)
- Control de Calidad (proporciona de manera automatizada los datos necesarios para calcular índices de estabilidad de la producción)
- Administración (actualmente pueden enlazarse estos datos del SCADA con un servidor SAP e integrarse como un módulo más)
- Tratamiento histórico de información (mediante su incorporación en bases de datos)

Las etapas de un Sistema de adquisición de datos comprenden una serie de pasos, que van desde la captura o medición de la magnitud física, hasta su post-procesado.

## **B. ESQUEMA GENERAL DEL SISTEMA DE TELEMETRÍA**

En general, el esquema simple de comunicación consiste en una topología tipo “ESTRELLA”, donde existe una estación central o maestra y múltiples estaciones remotas. Esta configuración no es posible implementarla sobre grandes extensiones, por restricciones de las tecnologías de comunicación, o simplemente por restricciones geográficas.

Es por ello que el modo natural de implementar un Sistema de comunicación en zonas extendidas de múltiples subsistemas tipo “ESTRELLA”, lo cual se denomina topología tipo “ÁRBOL”.

Los Centros de Control monitorean y registran la información de una ZONA. Estos Centros de Control Zonal, están conectados entre sí mediante la Red de Datos Corporativa. De esta manera es posible la implementación de Centros de Control Principal, en los cuales se realizan tareas de monitoreo y registro de múltiples zonas o incluso de la región completa.

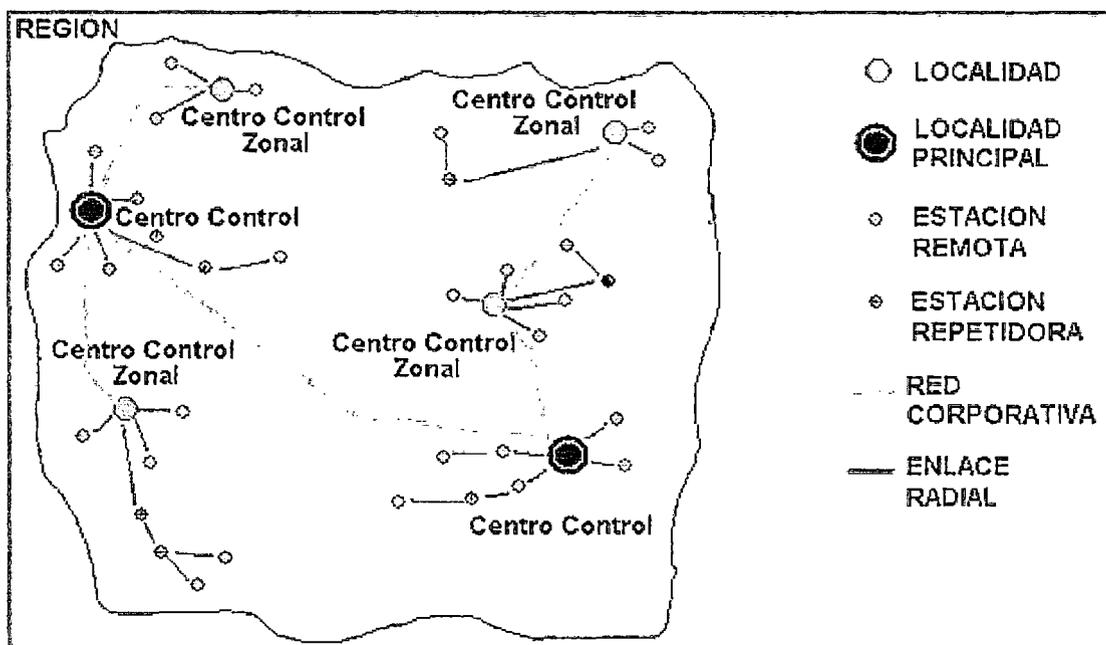


Fig. 2.96 Sistema SCADA con Topología de estrella

Las diferentes estaciones remotas o repetidoras transmiten información al Centro de Control más cercano, utilizando diferentes tecnologías.

## B1 CENTROS DE CONTROL

Los Centros de Control, corresponden a estaciones de monitoreo donde el personal calificado, a través del uso de software SCADA, puede visualizar en tiempo real, variables de estado relevantes de diferentes recintos remotos.

Existen Centros de Control Principales en una empresa, en los cuales se realizan funciones de Telemetría Central y registro.

### 2.3.10. Estrategias de Control.

#### A. CONTROL AUTOMÁTICO.

Se define un sistema (máquina o proceso) automatizado como aquel capaz de reaccionar de forma automática (sin la intervención del operario) ante los cambios que se producen en el mismo, dando lugar a las acciones adecuadas para cumplir la función para la que ha sido diseñado.

##### A1. CONCEPTO DE PROCESO

Un proceso es un sistema que tiene una o más variables de salida, cuyas magnitudes deben controlarse. Para lo cual es necesario actuar sobre otras variables denominadas manipuladas.

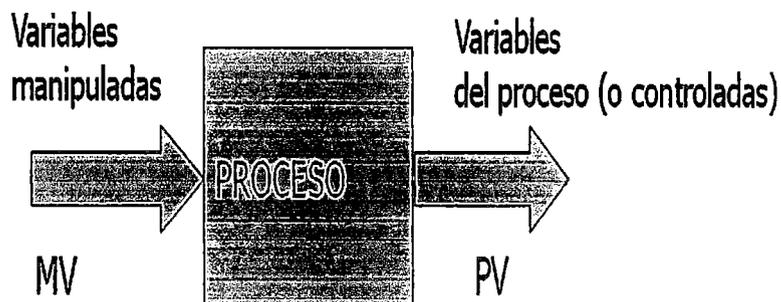


Fig. 2.97 Diagrama de un Proceso

El Control de un proceso es tener en un determinado valor de operación las variables del proceso tales como: temperaturas, presiones, flujos y compuestos.

Los procesos son de naturaleza dinámica, en ellos siempre ocurren cambios y si no se emprenden las acciones pertinentes, las variables importantes del proceso, es decir, aquellas que se relacionan con la seguridad, la calidad del producto y los índices de producción, no cumplirán con las condiciones de diseño.

## A2. VARIABLES DEL PROCESO

- Variables controladas: Son aquellas que deben mantenerse en un rango de variación acotado, con el fin de que los productos cumplan con las normas de calidad, costo, cantidad, etc. Si el rango de variación es pequeño, el objetivo es mantener la variable controlada próxima a una referencia.
- Variables manipuladas: Son aquellas que pueden variarse con el fin de mantener las variables controladas en rangos predefinidos.
- Perturbaciones: Son variables que varían en el tiempo en forma independiente. Afectan a las variables controladas.

**El objetivo del sistema de control automático en un proceso es utilizar la variable manipulada para mantener a la variable controlada. En el punto de control a pesar de las perturbaciones.**

## A3. TIEMPO MUERTO

Es el intervalo de tiempo transcurrido desde que se produce un cambio en alguna variable del proceso hasta que se empieza a percibir por el dispositivo de medición.

El retardo que ocasiona el tiempo muerto a una señal se expresa como:  $x(t - t_m)$

Siendo su transformada de Laplace:  $e^{-st_m} X(s)$

Un valor de tiempo muerto significativo afecta la estabilidad del sistema de control.

## A4. CONSTANTE DE TIEMPO

Cuando se produce un cambio en un proceso, la variación en la variable controlada se caracteriza por su constante de tiempo, el cual se define como el tiempo necesario para que alcance el 63.2% de su variación total.

La constante de tiempo T depende de las características de capacitancia (cantidad de materia o energía necesarias para realizar un cambio unitario en una variable de referencia) y resistencia (oposición al flujo de materia o energía.)

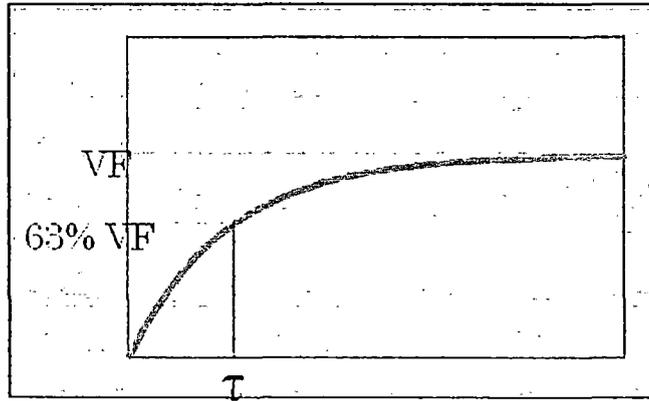


Fig. 2.98 Constante de Tiempo

El proceso se encuentra en estado de equilibrio cuando la cantidad total de materia y energía aportada es igual a la cantidad total de materia y energía demandada.

El modelo matemático del proceso es necesario para el análisis y diseño de su sistema de Control y existen básicamente dos formas de plantearlo:

- Mediante la aplicación de leyes físicas.
- Mediante pruebas experimentales.

La transformada de Laplace de una función del tiempo,  $f(t)$ , se define mediante la siguiente fórmula:

$$F(s) = \mathcal{L}\{f(t)\} = \int_0^{\infty} f(t)e^{-st} dt$$

En la aplicación de la transformada de Laplace y el diseño de sistemas de Control, las funciones del tiempo son las variables del sistema, inclusive la variable manipulada y la controlada, las señales del transmisor, las perturbaciones, las posiciones de la válvula de Control, el flujo a través de las válvulas de Control y cualquier otra variable o señal intermedia.

Por lo tanto, es muy importante darse cuenta que la transformada de Laplace se aplica a las variables y señales, no a los procesos o instrumentos.

La Función de transferencia (F.T.) de un sistema lineal es la relación de la transformada de Laplace de la variable de salida sobre la transformada de Laplace de la variable de entrada cuando las condiciones iniciales son nulas, en general la F.T. se denota por una letra y tiene la forma:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K (b_m s^m + \dots + b_1 s + 1)}{(a_n s^n + \dots + a_1 s + 1)}$$

En las F.T. de procesos físicos:  $n \geq m$

Donde: K es la ganancia estática del sistema

$$K = \Delta y_{ss} / \Delta u$$

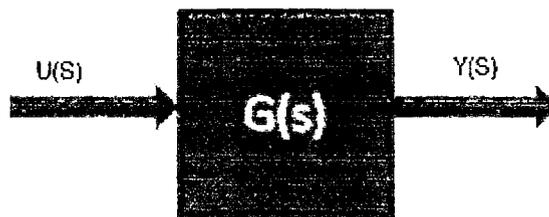


Fig. 2.99 Diagrama de una función de Transferencia

#### A5. PROCESOS DINÁMICOS DE PRIMER ORDEN.

Considere un sistema de primer orden, cuya función de transferencia es

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K}{Ts + 1}$$

Tiene un solo polo ubicado en  $-1/T$ , cuando  $T > 0$ .

Respuesta al escalón unitario,  $u(t) = 1, t \geq 0.$

$$y(t) = K(1 - e^{-t/T})$$

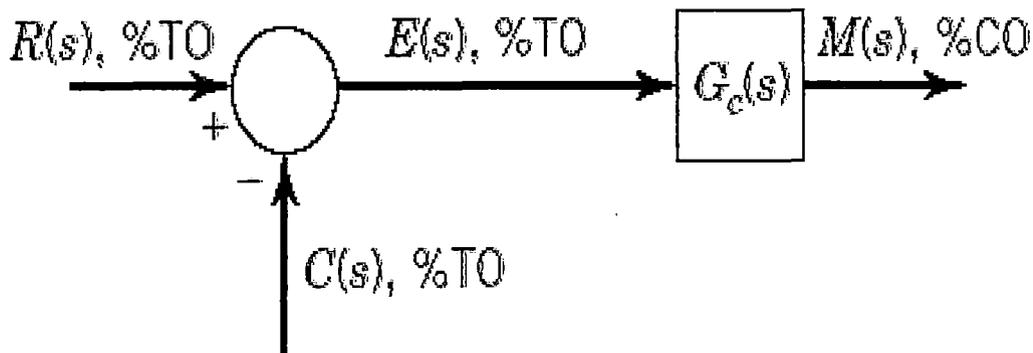
A la constante T se le conoce como la constante de tiempo del sistema y a K como la ganancia estática.

## **B. IMPLEMENTACIÓN DE LAZOS DE CONTROL.**

### **B1. CONTROL POR RETROALIMENTACIÓN.**

El controlador es el componente principal del lazo de Control. Toma la decisión en el sistema de Control, para lo cual:

- a. Compara la variable del proceso que se controla, que llega del transmisor, con el punto de Control (set point), generando la señal de error.
- b. Procesa la señal de error y envía la señal apropiada al Actuador, para mantener la variable controlada en el punto de Control.



Acción del Controlador inversa: Cuando debido a un incremento en la variable controlada, se presenta un decremento en la salida del Controlador, para regresar la variable controlada al punto de Control.

Acción del Controlador directa: Cuando debido a un incremento en la variable controlada, se presenta un incremento en la salida del Controlador, para regresar la variable controlada al punto de Control.

La manera en que los controladores por retroalimentación toman una decisión para mantener el punto de Control, es mediante el cálculo de la salida en base a la señal de error que es la diferencia entre la variable que se controla y el punto de Control.

$$e(t) = r(t) - c(t)$$

$c(t)$ : variable controlada, dada por la salida del transmisor

$r(t)$ : punto de Control (set point). Es el valor deseado de la variable controlada

$e(t)$ : error.

**Controlador Proporcional (P):** La parte proporcional consiste en el producto entre la señal de error y la constante proporcional como para que hagan que el error en estado estacionario sea casi nulo.

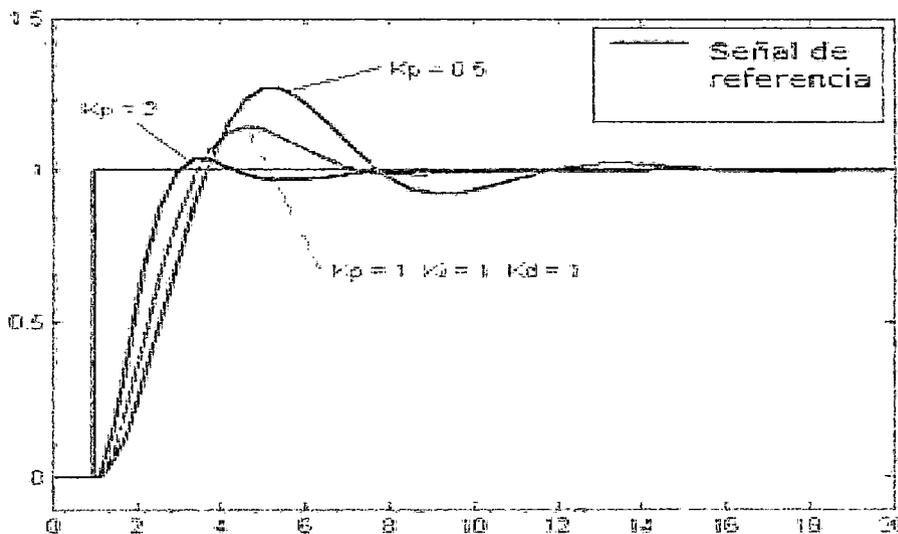


Fig. 2.101 Control proporcional

En la mayoría de los casos, estos valores solo serán óptimos en una determinada porción del rango total de Control, siendo distintos los valores óptimos para cada porción del rango. Sin embargo, existe también un valor límite en la constante proporcional a partir del cual, en algunos casos, el sistema alcanza valores superiores a los deseados.

Este fenómeno se llama sobreoscilación y, por razones de seguridad, no debe sobrepasar el 30%, aunque es conveniente que la parte proporcional ni siquiera produzca sobreoscilación. Hay una relación lineal continua entre el valor de la variable controlada y la posición del elemento final de Control (la válvula se mueve al mismo valor por unidad de desviación).

Esta parte proporcional no considera el tiempo, por lo tanto, la mejor manera de solucionar el error permanente y hacer que el sistema contenga alguna componente que tenga en cuenta la variación respecto al tiempo.

La fórmula del proporcional está dada por:

$$P_{sal} = K_p e(t)$$

El error, la banda proporcional y la posición inicial del elemento final de Control se expresan en tanto por uno. Nos indicará la posición que pasará a ocupar el elemento final de Control de Control.

**Controlador Integral (I):** El modo de Control Integral tiene como propósito disminuir y eliminar el error en estado estacionario, provocado por el modo proporcional. El Control integral actúa cuando hay una desviación entre la variable y el punto de consigna, integrando esta desviación en el tiempo y sumándola a la acción proporcional.

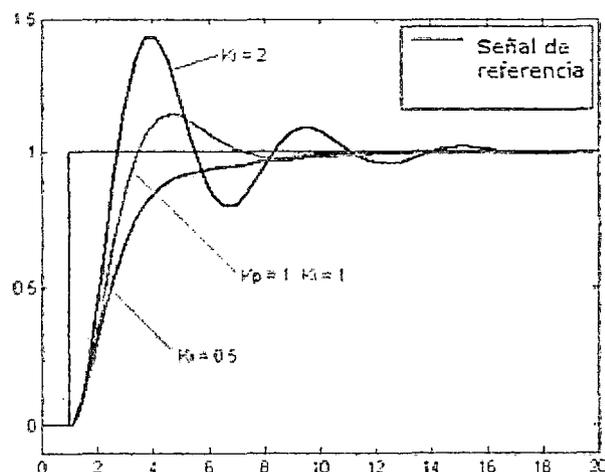


Fig.2.102 Control integral

El error es integrado, lo cual tiene la función de promediarlo o sumarlo por un periodo de tiempo determinado; Luego es multiplicado por una constante. Representa la constante de integración. Posteriormente, la respuesta integral es adicionada al modo Proporcional para formar el Control **P + I** con el propósito de obtener una respuesta estable del sistema sin error estacionario.

El modo integral presenta un desfaseamiento en la respuesta de 90° que sumados a los 180° de la retroalimentación (negativa) acercan al proceso a tener un retraso de 270°, luego entonces solo será necesario que el tiempo muerto contribuya con 90° de retardo para provocar la oscilación del proceso. La ganancia total del lazo de Control debe ser menor a 1, y así inducir una atenuación en la salida del Controlador para conducir el proceso a estabilidad del mismo.

Se caracteriza por el tiempo de acción integral en minutos por repetición. Es el tiempo en que delante una señal en escalón, el elemento final de Control repite el mismo movimiento correspondiente a la acción proporcional. El Control integral se utiliza para obviar el inconveniente del offset (desviación permanente de la variable con respecto al punto de consigna) de la banda proporcional.

**Controlador Derivativo (D):** La acción derivativa se manifiesta cuando hay un cambio en el valor absoluto del error; (si el error es constante, solamente actúan los modos proporcional e integral). El error es la desviación existente entre el punto de medida y el valor consigna, o "Set Point". La función de la acción derivativa es mantener el error al mínimo corrigiéndolo proporcionalmente con la misma velocidad que se produce; de esta manera evita que el error se incremente.

Se deriva con respecto al tiempo y se multiplica por una constante D y luego se suma a las señales anteriores (P+I).

Es importante adaptar la respuesta de Control a los cambios en el sistema ya que una mayor derivativa corresponde a un cambio más rápido y el Controlador puede responder acordeamente. La fórmula del derivativo está dada por:

$$D_{sal} = K_d \frac{de}{dt}$$

El Control derivativo se caracteriza por el tiempo de acción derivada en minutos de anticipo. La acción derivada es adecuada cuando hay retraso entre el movimiento de la Variable de Control y su repercusión a la variable controlada, cuando el tiempo de acción derivada es grande, hay inestabilidad en el proceso.

Cuando el tiempo de acción derivada es pequeño la variable oscila demasiado con relación al punto de consigna. Suele ser poco utilizada debido a la sensibilidad al ruido que manifiesta y a las complicaciones que ello conlleva. El tiempo óptimo de acción derivativa es el que retorna la variable al punto de consigna con las mínimas oscilaciones

Ejemplo: Corrige la posición de la válvula (elemento final de Control) proporcionalmente a la velocidad de cambio de la variable controlada. La acción derivada puede ayudar a disminuir el rebasamiento de la variable durante el arranque del proceso. Puede emplearse en sistemas con tiempo de retardo considerables, porque permite una repercusión rápida de la variable después de presentarse una perturbación en el proceso.

### **Control PID**

Un PID (Proporcional Integral Derivativo) es un mecanismo de Control por realimentación que se utiliza en sistemas de Control industriales. Un controlador PID corrige el error entre un valor medido y el valor que se quiere obtener calculándolo y luego sacando una acción correctora que puede ajustar al proceso acorde. El algoritmo de cálculo del Control PID se da en tres parámetros distintos:

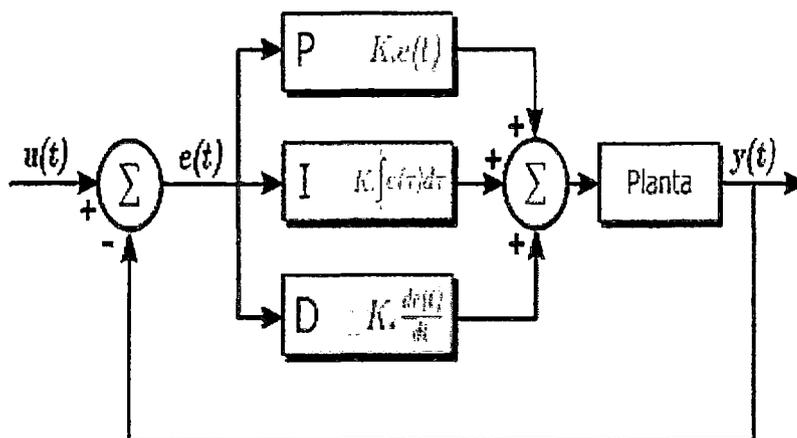


Fig. 2.103 Diagrama del Control PID.

El proporcional, el integral, y el derivativo. El valor Proporcional determina la reacción del error actual. El Integral genera una corrección proporcional a la integral del error, esto nos asegura que aplicando un esfuerzo de Control suficiente, el error de seguimiento se reduce a cero.

El Derivativo determina la reacción del tiempo en el que el error se produce.

La respuesta del Controlador puede ser descrita en términos de respuesta del Control ante un error, el grado el cual el controlador llega al "set point", y el grado de oscilación del sistema.

Nótese que el uso del PID para Control no garantiza Control óptimo del sistema o la estabilidad del mismo. Algunas aplicaciones pueden solo requerir de uno o dos modos de los que provee este sistema de Control.

Un Controlador PID puede ser llamado también PI, PD, P o I en la ausencia de las acciones de Control respectivas. Los controladores PI son particularmente comunes, ya que la acción derivativa es muy sensible al ruido, y la ausencia del proceso integral puede evitar que se alcance al valor deseado debido a la acción de Control.

Los procesos con constantes de tiempo cortas (capacitancia pequeña) son rápidos y susceptibles de ruido. Por ejemplo lazos de Control de flujo y de Presión como se muestra en la figura 2.104 en corrientes de líquidos. La aplicación del modo derivativo sólo da como resultado la amplificación del ruido, porque la derivada del ruido, que cambia rápidamente, es un valor grande. Por lo que no es recomendado en estos procesos.

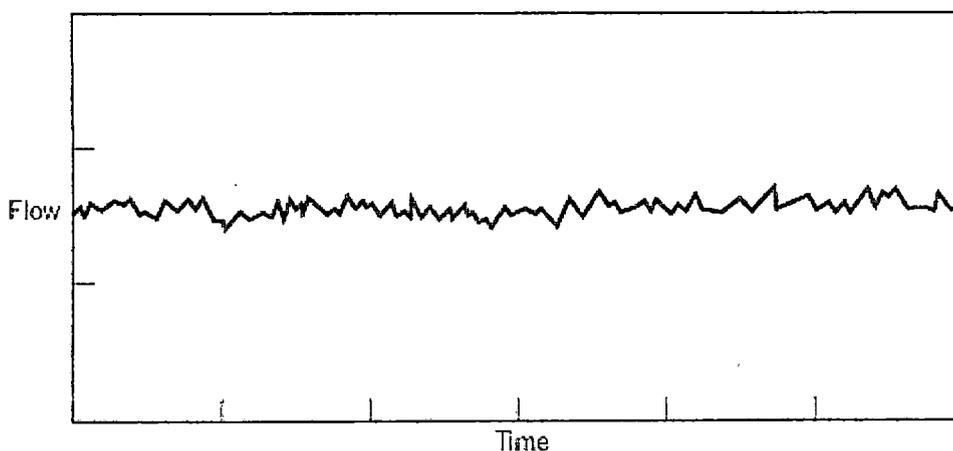


Fig. 2.104 Respuesta para variables de flujo y Presión

### C. SINTONIZACIÓN DE CONTROLADORES POR RETROALIMENTACIÓN

La sintonización o ajuste es el procedimiento mediante el cual se adecúan los parámetros del Controlador para obtener una respuesta específica de lazo cerrado del lazo de Control. Para ajustar los Controladores a varios criterios de respuesta se han desarrollado diversos procedimientos y fórmulas de ajuste, algunas de ellas veremos. Estos procedimientos requieren esperar varios minutos, o aun horas para apreciar la respuesta que resulta del ajuste. A pesar de ello, son los métodos que más utilizan los ingenieros de Control e instrumentación en la industria.

Los valores de los parámetros de ajuste dependen de la respuesta de lazo cerrado deseada, así como de las características dinámicas del proceso y de los otros componentes del lazo de Control.

#### C1. RESPUESTA DE RAZÓN DE ASENTAMIENTO DE 1/4 MEDIANTE LA GANANCIA ÚLTIMA.

Este método fue propuesto por Ziegler y Nichols en 1942, también conocido como método de lazo cerrado o ajuste en línea. Permiten obtener respuesta de la variable Controlada con una razón de asentamiento de  $1/4$ , como se muestra.

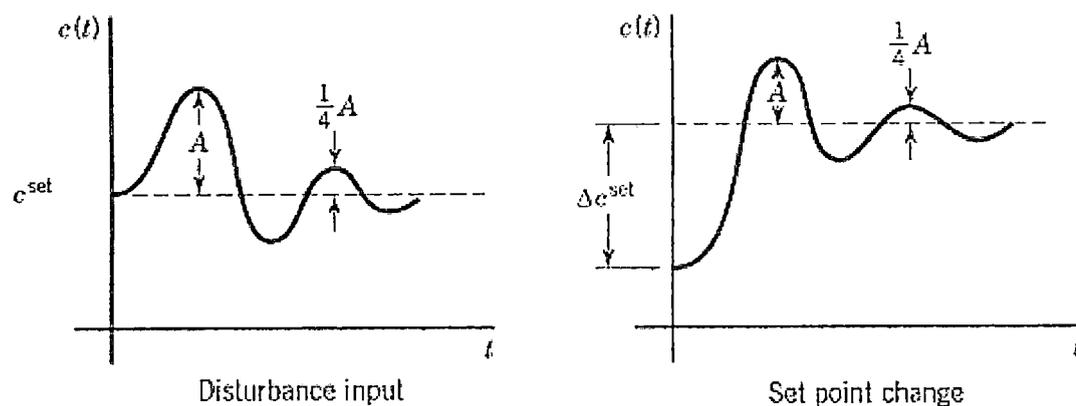


Fig. 2.105 Respuesta de razón de asentamiento de  $1/4$  mediante la ganancia última.



Controller type	Proportional gain	Integral time	Derivative time
Proportional-only, P	$K_c = \frac{K_{crit}}{2}$	—	—
Proportional-integral, PI	$K_c = \frac{K_{crit}}{2.2}$	$\tau_I = \frac{T_u}{1.2}$	—
Proportional-integral-derivative, PID <sup>a</sup>	$K'_c = \frac{K_{crit}}{1.7}$	$\tau'_I = \frac{T_u}{2}$	$\tau'_D = \frac{T_u}{8}$

<sup>a</sup>The PID formulas are for the actual PID controller. To convert to the ideal PID controller,  
 $K_c = K'_c(1 + \tau'_D/\tau'_I)$ ;  $\tau_I = \tau'_I + \tau'_D$ ;  $\tau_D = \tau'_D\tau'_I/(\tau'_I + \tau'_D)$ .

Tabla 4 Formulas de conversión para los parámetros según Ziegler y Nichols

En cambio no es deseable para cambios escalón en el punto de Control, porque reduce un sobrepaso de alrededor del 50%. Esta dificultad puede ser corregida reduciendo la ganancia proporcional del valor obtenido por las fórmulas de la tabla 4.

Las puestas a punto que proponen Ziegler y Nichols son valores de campo que producen una respuesta rápida en la mayoría de los lazos de Control industriales. Es posible mejorarla mediante un ajuste fino de los parámetros.

## **CAPÍTULO III**

### **SITUACIÓN ACTUAL EN EL CONTROL DE PROCESOS DE RIEGO.**

#### **3.1. Características actuales del Riego.**

La finalidad del Riego es que las mangueras de Riego emitan por medio de los goteros un valor de Caudal según el diseño de manera uniforme en todo los goteros, es decir tenemos que asegurar un Caudal uniforme en el tiempo, y esto lo podemos hacer teniendo una Presión adecuada dentro de las mangueras. Según el fabricante podemos tener un valor mínimo y máximo para asegurar un Caudal uniforme.

## A. LAYOUT DEL CONTROL ACTUAL DE LOS PROCESOS DE RIEGO.

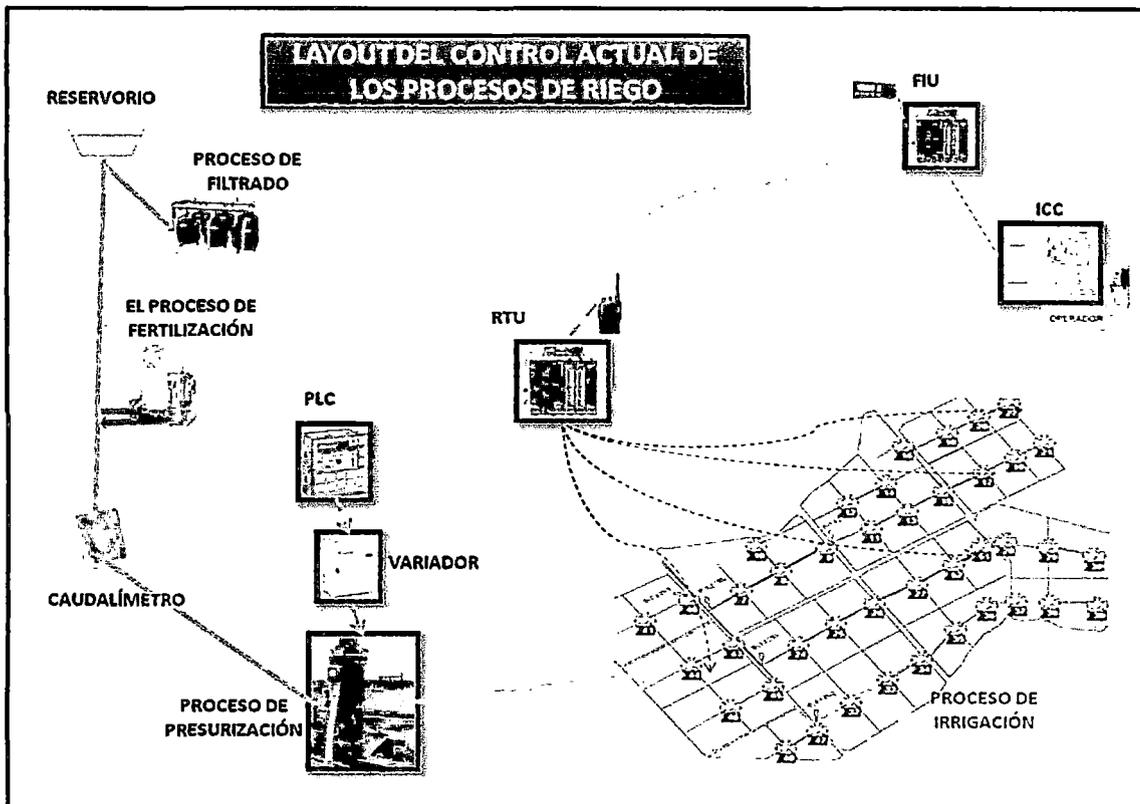


Fig. 3.1 Layout del Control actual de los Procesos de Riego.

## B. EL RIEGO DEL LOTE 11 RED5-2 (32HECTÁREAS)

### B1 CARACTERÍSTICAS GENERALES

El Sistema de Riego del Lote 11 Red5-2 tiene como fuente principal un reservorio de 23000m<sup>3</sup> la cual abastece a 5 Redes; un total de 200 hectáreas.

El Lote 11 Red5-2 tiene un Sistema de Riego “mixto”, puesto que una parte se riega solamente por gravedad (6 hectáreas) y tenemos 26 hectáreas que se riegan por gravedad y un sistema de Bombeo ambos alimentados por una tubería matriz.

Según sus características topológicas la Red5-2 es completamente **ramificada**, para tal caso se usa un conjunto de tuberías de PVC de diámetros desde 63mm hasta 400mm y tenemos desde clase 5 hasta clase 10 dependiendo la ubicación topográfica en la figura 3.2 se muestra un dibujo esquemático del Lote 11 Red5-2.

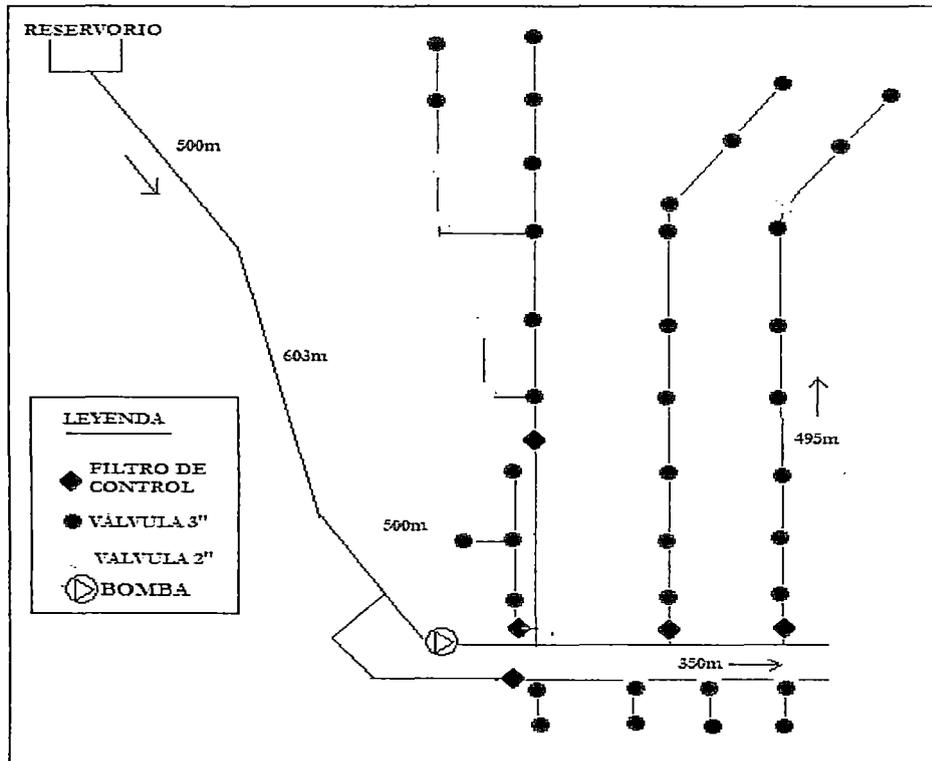


Fig. 3.2 Esquema de la Red de distribución Hidráulica Lote 11 Red5-2.

## B2 ELEMENTOS DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN

Los elementos principales de la Red de distribución hidráulica Lote 11 Red5-2 tenemos:

- Conjunto de tuberías. (diferentes medidas y clases)
- Conjunto de Accesorios (tees, codos, Reducciones, etc.)
- Válvula de compuerta principal de 16"
- Válvula mariposa principal 12"
- Caudalímetro de 12"
- Válvula antiretorno o check de 10"
- Válvula de alivio de 8"
- Filtros de Controles de diferentes medidas.
- Válvulas de Control de campo (VCC).
- Válvulas sostenedoras.
- Mangueras

### **C. LA PRESIÓN EN EL SISTEMA HIDRÁULICO.**

Como se dijo anteriormente, para lograr el propósito de un Riego efectivo es necesario obtener una Presión definida en las mangueras de riego esto se logra al tener una presión adecuada en la salida de cada una de las Válvulas de Control de campo. Podríamos regar las 32 hectáreas a la vez pero esto requiere un Caudal aproximadamente 1600m<sup>3</sup>/Hora que a su vez tendríamos que usar tuberías de 24" Pulgadas aproximadamente.

### **D. OPERACIONES DE RIEGO.**

Se ha decidido para las 32 Hectáreas que se riegan en 3 turnos de Riego a los cuales se les denomina Operaciones de Riego. Esto quiere decir que las 32Has que se dividirá en 3 áreas de Riego según el diseño Hidráulico.

Las operaciones de Riego según el diseño Hidráulico tienen diferentes hectáreas entonces tienen diferentes características de Riego entre los más principales tenemos; la Presión necesaria y el Caudal requerido según se muestra en la figura 3.3.

## OPERACIONES DE RIEGO

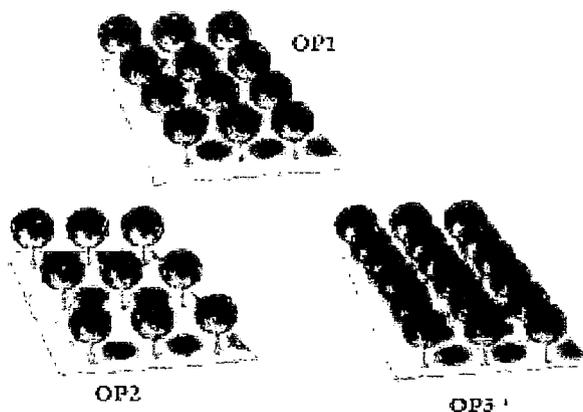


Fig. 3.3 Operaciones de Riego.

Si la Presión de una operación aumenta su valor de diseño y dependiendo de la magnitud en que suba, puede haber una rotura por elevada Presión o malograr los dispositivos de Control en las válvulas de Control de campo y en general el Sistema Hidráulico, Si la Presión en una operación disminuye de su valor de diseño, el Caudal emitido por las mangueras puede disminuir y en consecuencia la uniformidad se ve afectada.

### E. EL RIEGO POR PULSOS.

Denominamos Riego por pulsos al Riego que se le da en el cultivo de paltos, que en nuestro caso es de 2 minutos por operación. Las válvulas están agrupadas según el análisis de la empresa proveedora teniendo en cuenta la topografía y las velocidades internas en régimen permanente. Pero no está considerado el análisis en régimen transitorio.

Las válvulas de la operación 1 se activan al inicio del riego, activándose durante 2 minutos, momento en el cual se desactivan la operación 1 y simultáneamente se activan las válvulas de la operación 2 durante otros 2 minutos, pasado 4 minutos del inicio del riego se desactivan las válvulas de la operación 2 y se activan las válvulas de la operación 3 y esto lo hace hasta el minuto 6 donde acaba el pulso. La consideración del traslape de activación y desactivación es justamente para disminuir los la variación de caudal y por ende las presiones. El caudal promedio por operación en el Lote 11 Red5-2 es de  $500\text{m}^3/\text{hora}$ .

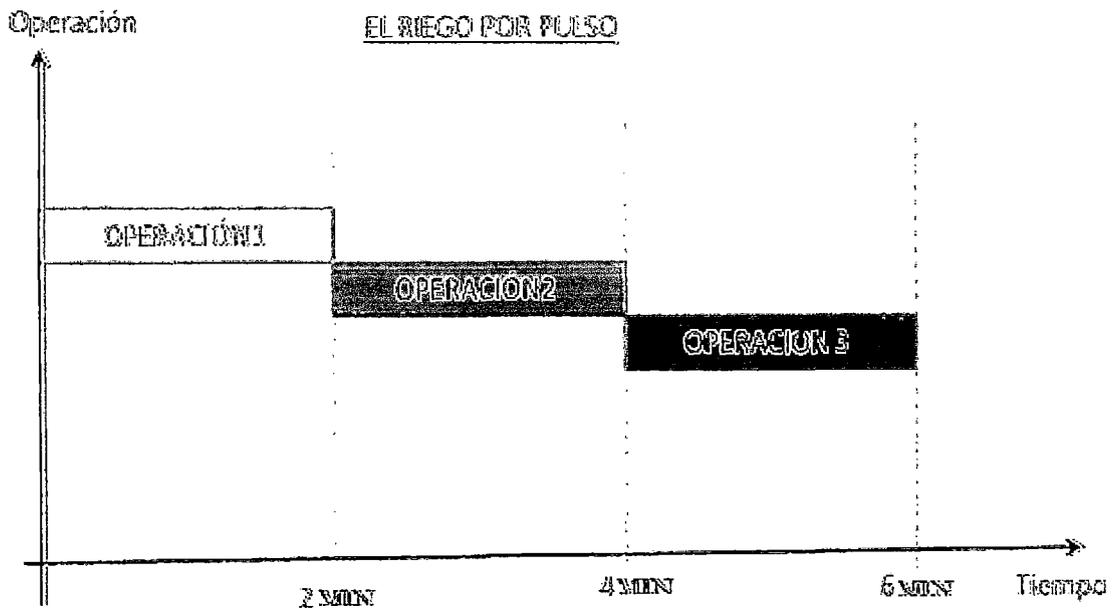


Fig. 3.4 El Riego por pulsos

### 3.2. Descripción de los equipos utilizados.

A continuación se describirán los equipos utilizados en los Procesos de Riego en los cuales se detallarán las características más importantes y en forma general, las especificaciones técnicas del fabricante.

#### A. EL MOTOR ELECTRICO UTILIZADO

El Motor Eléctrico es de la marca US-MOTOR tiene las siguientes características:

- Potencia de alimentación: 150HP.
- Según la posición del eje: Vertical de eje hueco.
- Según la alimentación de entrada: es de corriente alterna trifásica.
- Según la velocidad de rotación: Asíncrono.
- Según el tipo de rotor: jaula de ardilla.
- Velocidad nominal (RPM): 1780rpm.

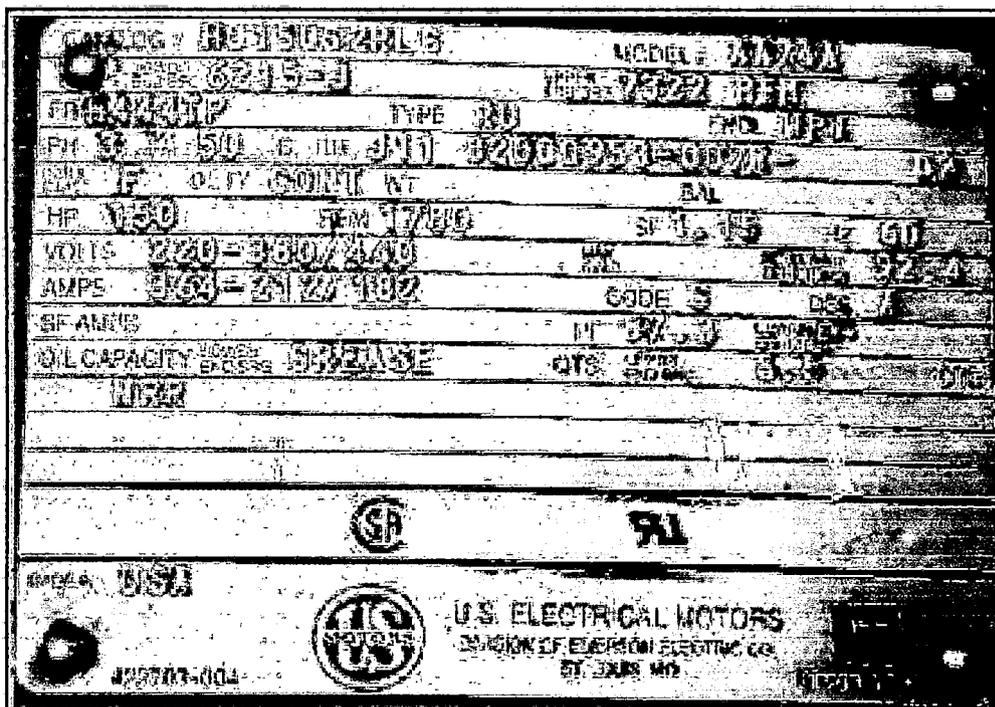


Fig. 3.5 Placa del Motor Vertical instalado.

## B. LA BOMBA UTILIZADA

La Bomba es Centrifuga es de la marca HIDROSTAL cuyas características son:

- Es una Bomba turbina vertical corta.
- El Modelo: 12HQRH de 3 etapas
- Velocidad Nominal (RPM): 1750rpm.
- Tazones de fierro, impulsores de bronce.
- Flecha de impulsores de acero inoxidable.
- Flecha de línea de acero al carbono.
- De una sola succión y succión positiva.
- No tiene sellos mecánicos, tienen prensaestopas lubricadas por agua
- Potencia nominal 150HP.

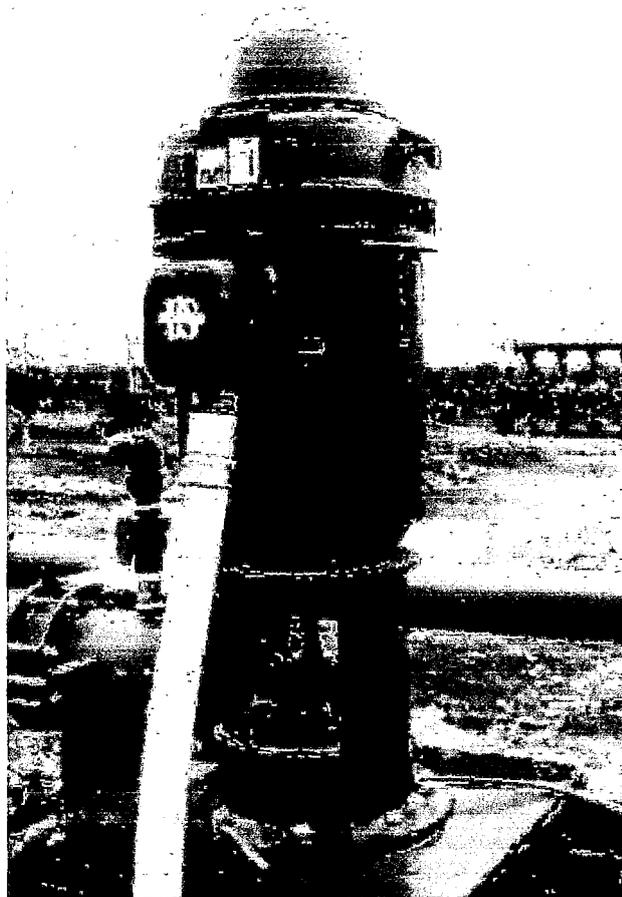


Fig. 3.6 El equipo de Presurización

### **C. EL VARIADOR DE FRECUENCIA UTILIZADO.**

El Variador de frecuencia utilizado es de la marca DELTA con las siguientes características:

- El modelo es VFD-F
- Trifásico 460v de 150HP.
- Frecuencia de salida desde 0.1Hz hasta 120Hz.
- Comunicación Modbus serial RS485.
- Modulación por ancho de pulso sinusoidal (SPWM) frecuencia portadora: 2-10kHz.
- Resolución de ajuste de frecuencia: 0.01Hz
- Características del torque (Incluyendo la compensación de auto torque/auto deslizamiento): el torque de arranque puede ser de 150% a 1.0 Hz.
- Resistencia a la sobrecarga: 120% de la corriente nominal por 1 minuto

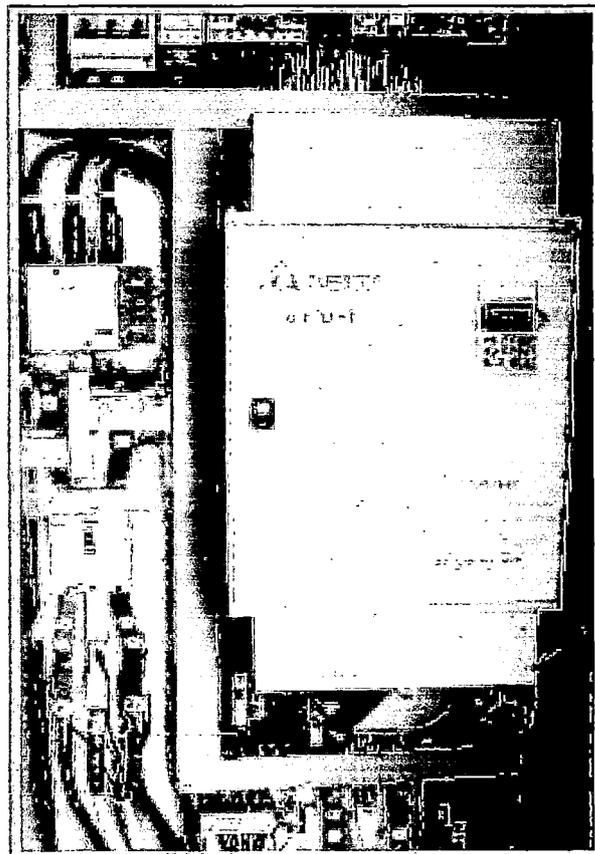


Fig. 3.7 El Variador de frecuencia en campo

## D. SENSORES Y ACTUADORES UTILIZADOS

### D1. MEDIDOR DE CAUDAL TIPO WOLTMAN

El medidor utilizado es de la marca ARAD y está diseñado para medir altos caudales con una mínima pérdida de carga. Que tienen las siguientes condiciones de trabajo:

- Temperatura máxima 60°C.
- Posibilidad de trabajo de alto rendimiento a altos caudales con baja pérdida de carga.
- El caudal mínimo puede ser de 35% A 53% debajo del estándar ISO y puede un máximo de 150 a 230% sobre el.
- Presión de trabajo hasta 16 bares.
- El material es de hierro Fundido recubierto con poliéster.
- Corriente de salida: 20 a 30mA (a través máxima carga-2mA. (Código del color es transparente)
- Diagrama del circuito se muestra en la siguiente figura 3.8.

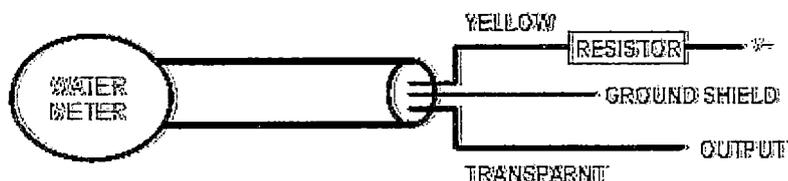


Fig. 3.8 Diagrama del circuito del Sensor

- Valores de resistencia del resistor, según la Tabla 4)
- Salida: Colector abierto;
- Valores recomendados.

VOLTAGE (V=)	RESISTOR VALUES	
	$\Omega$	W
5	180	0.25
6	230	0.25
9	330	0.25
12	470	0.5
24	1000	1

Tabla 4. Resistencias recomendadas

## D2. EL TRANSMISOR DE PRESIÓN UTILIZADO.

El Transmisor de Presión utilizado es de la marca DANFOSS el modelo es BS 3000 siendo su código: 060G1137.

Este programa flexible de transmisores de presión abarca una señal de salida de 4 a 20 mA, versiones absoluta y relativa, rangos de medición de 0-1 a 0-600 bares y un amplio rango de conexiones de presión y eléctricas, sus características son:

- Señal de salida de 4 a 20 mA
- Temperatura de funcionamiento de -40 a 85° C
- Rango de medición de 0 a 600 bares
- Conexión de presión estándar G 1/4A ISO 228/1
- Apto para el uso en entornos industriales de difíciles condiciones de trabajo como, por ejemplo, bombas, compresores, sistemas neumáticos y plantas de tratamiento de aguas

En la siguiente tabla se muestra las especificaciones técnicas del Transmisor de presión modelo MBS 3000 de código igual a 060G1137.

Características:	Valor	Características:	Valor
Modelo:	BS 3000	Marca fabricante:	DANFOSS
Peso:	0.155 Kg	Seguridad intrínseca:	No
- salida:	PM 1	Máx. overbad pressure [bar]	20,0 bar
- alimentación:	PM 1	Temperatura de medida [°C]	-30 - 85 °C
- común:	PM 2	Temperatura de medida [°F]	-20 - 185 °F
Accuracy, max. -/+ FS [%]	1,0 %	Output signal [V]	0,0000 - 0,0000 V
Accuracy, typical -/+ FS [%]	0,5 %	Formato de salida:	Multi-pack
Punto zero y span ajustables:	No	Conexión de presión:	G 1/4
Rango temperatura ambiente [°C]	-30 - 85 °C	Pressure connection [EX] [mbar]	27,0
Temperatura ambiente. Rango [°F]	-20 - 185 °F	Conexión de presión estándar:	EN 187
Rango de temperatura compensada [°C]	0 - 80 °C	Presión (buzo) absoluta:	No
Rango de temp. compensada [°F]	32 - 175 °F	Rango de presión [bar]	0,00 - 0,00 bar
Conexiones eléctricas: macho/femala:	Male and Female	Presión de referencia:	Relativa
Conexión eléctrica:	Resistancia conexión	Amortiguador de pulsos:	No
Tamaño: conexiones eléctricas:	Pg 9	Condición en cada estado:	1-pp
Conexión eléctrica estándar:	EM 1750M-100-A	Tiempo respuesta máx [ms]	3 ms
Grado IP:	IP 65	Clave de configuración:	1A304
Diagrama de cable:	No	Tensión de alimentación [V] c.c.	15,00 - 30,00 V

Tabla 5 Especificaciones técnica del transmisor de Presión.

### D3. EL SENSOR ELÉCTRÓNICO DE NIVEL.

Los Sensores que utilizamos en el fondo son del tipo PENDULO de la marca COEL Está diseñado para líquidos conductivos (no inflamables), tensión 220vac, Controla nivel máximo y mínimo, ajuste de sensibilidad hasta 100k ohm, 1contacto de salida conmutado (1na/1nc). Cuyas características son:

- Para los siguientes voltajes: 24 /48, 110 / 220 380 / 440 Vca
- Ajuste de sensibilidad hasta 100 kΩ.
- Carcaza en ABS V0 protección IP 20.
- Corriente alternada entre electrodos.

### D4. LA VÁLVULA SOSTENEDORA COMO VÁLVULA DE ALIVIO.

La Válvula de alivio utilizada es de la marca DOROT con su representante NETAFIM. Esta válvula es de 8” de diámetro, para trabajar en 16 bares según su placa.

#### D4.1. Características

- Operación no-slam.
- Baja resistencia y capacidad de alto flujo.
- Protección para aguas residuales y también para sistemas de bombeo de agua limpia

#### D4.2. Especificaciones de compra.

La válvula será hidráulica de cierre directo por diafragma, que permite mantenimiento en línea. No habrá ejes, juntas o cojinetes situados dentro del paso de agua. La válvula será activada por la presión en la línea o por una presión externa hidráulica o neumática.

La válvula será operada por una válvula piloto de alivio de presión para que se abra rápidamente cuando la presión alcanza un valor alto prefijado. La válvula y los Controles pertenecerán a la Serie 100 de Dorot o similares a éstas en todos sus aspectos.

#### D4.3 Medición rápida

El tamaño de la válvula deberá adaptarse al flujo de alivio requerido según la presión de apertura prefijada

$$D \text{ (mm)} \leq \sqrt{(250 \times \text{Flujo [m}^3/\text{hora]}) / \sqrt{\text{Presión [mca]}}}$$

$$D \text{ (pulgada)} \leq \sqrt{(0.109 \times \text{Flujo [gpm]}) / \sqrt{\text{Presión [psi]}}}$$

#### D4.4. Consideraciones de diseño

- Debe instalarse una válvula manual de separación aguas arriba de la válvula.
- El tiempo de cierre está relacionado a lo largo de la tubería y debe extenderse para tuberías más largas.
- La válvula abre de inmediato en el punto de regulación. Para regulación más suave use una válvula sostenedora / alivio y no alivio rápido

#### D4.5. Aplicación típica

La Válvula de Alivio Rápido de Presión de previene sobretensión de agua causada por un cierre inesperado de la bomba o de una válvula.

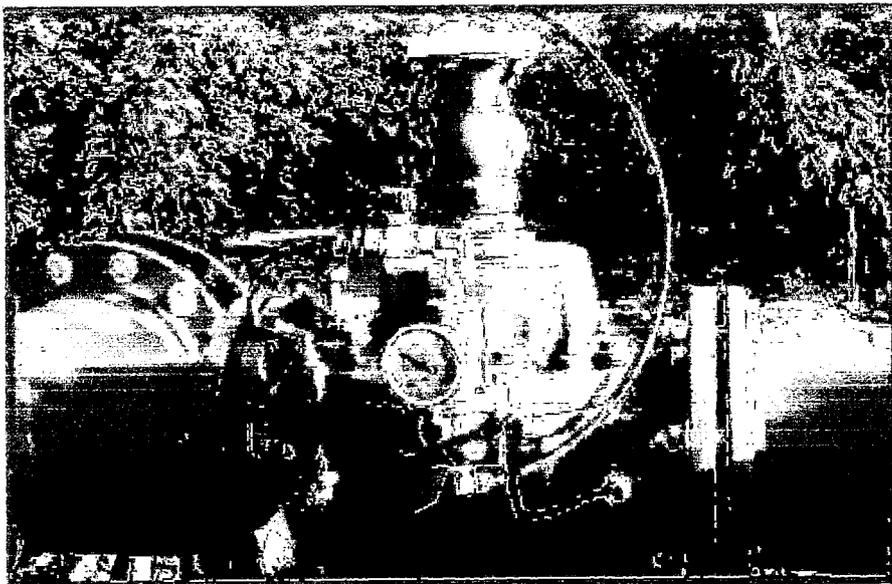


Fig. 3.9 Válvula de alivio después de la Bomba

## D5 El PLC UNITRONIC.

### D5.1 Características generales.

- **Alimentación:** 12v, 24VDC. (Rango permisible;10.2V a 28.8VDC)
- **PID:** Hasta 24 bucles PID independientes
- **Reloj (RTC):** Funciones de reloj en tiempo real (fecha y hora)
- **Batería de reserva:** 7 años normalmente
- **Dimensiones:** 96 x 96 x 64 mm (3,78" x 3,78" x 2,52")
- **Entorno:** IP65/NEMA4X (panel frontal, montado)

### D5.2 Entradas y salidas.

- **Entradas digitales:** 10 entradas pnp/npn 12/24VCC.
- **Entradas analógicas:** 2 entradas de 10bit; de 0 a10v, 0 a 20mA, 4 a 20mA.
  - a. Conversión method: successive approximation.
  - b. Input impedance: >100K $\Omega$  for voltage, 500 $\Omega$  for current
  - c. Resolution (except 4-20mA): 10bit (1024units)
- **velocidad/encóder/medidor de frecuencia:** de 3 a 10KHz/32bits de resolución.
- **Salidas digitales:** 6 salidas de relé.

### D5.3 Panel del operador.

- **Tipo de Iluminación:** LCD STN gráfico: Retro iluminación led 24K.
- **Resolución del display:** 128 x 64 pixeles.
- **Displays HMI:** hasta 255.
- **Teclado:** 16 teclas con membrana de protección con 15 teclas programables.

### D5.4 Programa.

- **Memoria de aplicaciones:** 448K

- **Bits/bobinas:** 2048
- **Valores enteros/registros:** 1600
- **Valores enteros largos (32 bits):** 256
- **Palabras dobles (32 bits sin firmar):** 64
- **Flotadores:** 24
- **Temporizadores (32 bits):** 192
- **Contadores:** 24
- **Tablas de datos:** 120K (RAM) / 64K (FLASH)
- **Tiempo de ejecución por bit Comunicación:** 0.8 $\mu$ S

#### D5.5 Comunicación.

- **Comunicación en serie:** 2 puertos RS232/RS485 (seleccionable).
- **Comunicación en serie:** Compatible con el protocolo MODBUS, maestro/esclavo.
- **MODBUS:** Compatible con el protocolo MODBUS, maestro/esclavo.
- **GSM/CDMA:** Mensajes SMS desde/hasta un máximo de 8 números de teléfono
- **CANbus:** 1 puerto



Fig. 3.10 El PLC UNITRONIC

### 3.3. Situación actual del Proceso de Presurización.

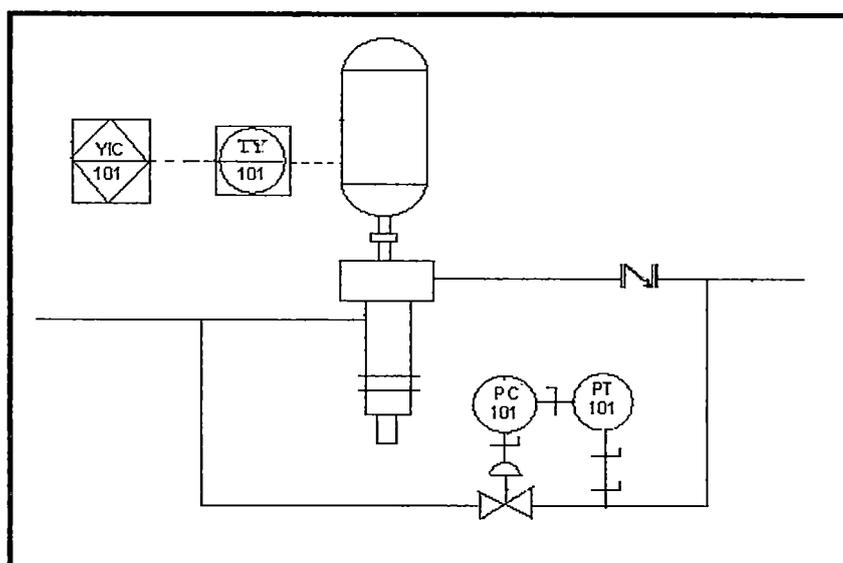


Fig. 3.11 Diagrama de instrumentación para el Control manual de Presurización.

El Control se hace localmente y de forma manual tal como se muestra en el diagrama de instrumentación de la figura 3.12, la cual consta de un PLC YIC101 ubicado en el tablero de Control y por medio de contactos envía una señal al variador TY101 igualmente ubicado en el tablero y tiene por finalidad Controlar la velocidad del motor por medio de un potenciómetro manual para lo cual se requiere una persona.

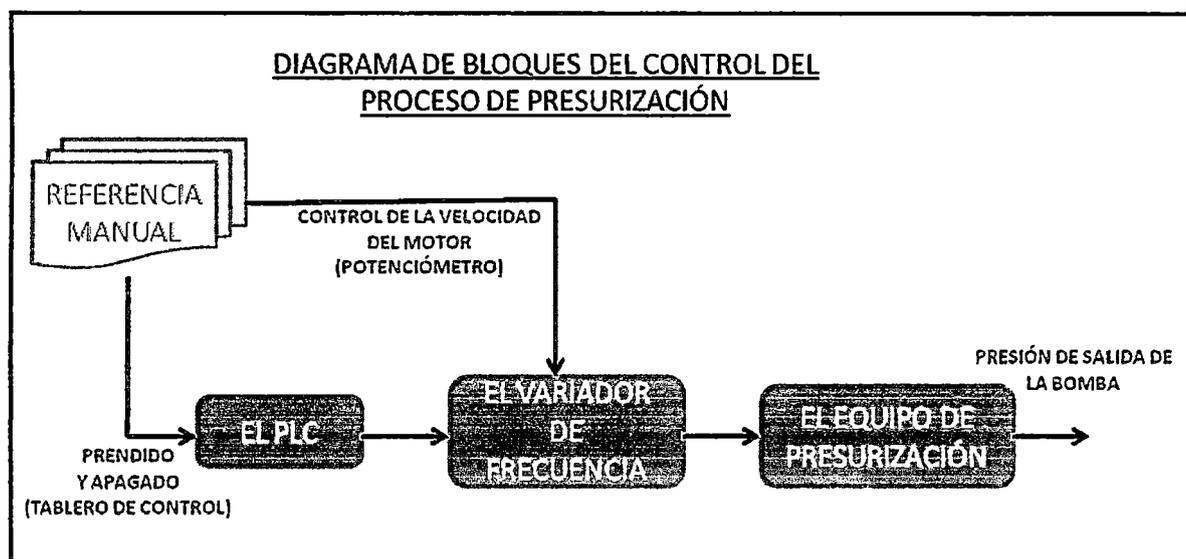


Fig. 3.12 Diagrama de Bloques del Control del proceso de Presurización.

En la figura 3.12 se muestra el diagrama de bloques del Control actual del equipo de Presurización la cual se realiza por medio de pulsadores que envían señales al PLC para el prendido y apagado del Motor. El PLC envía contactos secos al tablero de fuerza y al variador para iniciar el encendido, a la vez el variador también envía contactos al PLC para registrara fallas. A continuación detallaremos el algoritmo que ejecuta el PLC.

- 1º) Pulsar la señal de start.
- 2º) Energizar el tablero y el Variador.
- 3º) Esperar 30segundos con el Variador en stop.
- 4º) Iniciar el prendido de los ventiladores en el tablero de fuerza.
- 5º) Enviar la señal de RUN al variador
- 6º) Prender la lámpara de marcha Motor.
- 7º) Para el apagado igualmente pulsamos el Stop.
- 8º) esperamos 30segundos antes que se desactive el Variador.
- 9º) Para el caso de alguna emergencia, El interruptor de parada de emergencia se desactivará sin retardo.

Cabe recalcar que para variar la velocidad del Motor lo hacemos por medio de un regulador “potenciómetro” en forma manual.

#### **3.4. Situación actual del Control del Proceso de Filtrado.**

El Control de Filtrado se hace totalmente en forma manual, es decir hay un operador que tiene las siguientes funciones principales con respecto al Control del retro lavado del Filtro de grava.

- Verificar si la diferencia de Presión entre la entrada y salida es mayor a 4 metros.
- Si pasa mucho tiempo y no llega a una diferencia de Presión mayor a 4 metros entonces hacer retro lavado y verificar el agua que sale del retro lavado para analizarlo en laboratorio.
- Este retro lavado se hace tasa por tasa y se deja un tiempo considerable hasta visualizar el agua relativamente limpia.

Como observamos con este Método Necesitamos un personal que esté monitoreando constantemente la diferencia de Presión y activar manualmente el retro lavado.

Este método no es muy eficiente ya que si el operador no supervisa bien, y por ende no hace el retro lavado adecuado, las consecuencias lo vemos en las mangueras de Riego. En la figura 3.13 observamos que no existe algún sistema de Control para el retrolavado es decir, para hacer el retrolavado se hace manualmente tasa por tasa a través de la llave tres vías mostrado.



Fig. 3.13 Control del Proceso de Filtrado en forma manual

### A. FUNCIONAMIENTO DEL RETROLAVADO

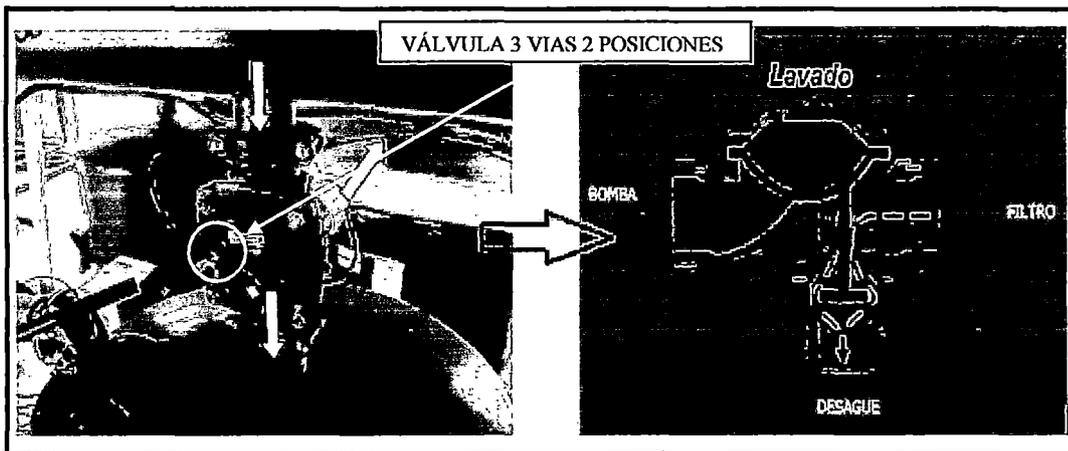


Fig. 3.14 Funcionamiento del retrolavado.

**EXPLICACIÓN:** En la dirección de la Bomba al filtro (ver figura 3.13) el agua está en dirección de Filtrado, luego, cuando el operador detecta una diferencia entre la Presión de entrada y salida, éste acciona la válvula 3 vías 2 posiciones entonces la dirección del flujo

cambia del filtro al desagüe haciendo el respectivo lavado, y el operador debe percatarse que el agua esté lo suficiente limpia para terminar de retrolavar.

### 3.5. Situación actual del Control del Proceso de Fertilización.

El Control de Fertilización lo hacemos por medio del Sistema Netajet de la siguiente forma:

- Existe un operador que recibe el Programa de Riego diario y hace la Programación por medio del panel del NETAJET y esto tiene que ser sincronizado con las activaciones de las válvulas de campo según la operación de Riego.
- El Programa de Fertilización empieza según el tiempo Programado y sin ningún tipo de Sensor externo, es decir con una condición interna.
- Como observamos este Control es local.
- Hay una condición necesaria (interna) en el Netajet que solo inyectará fertilizante cuando haya Caudal en el Sistema.



Fig. 3.15 Sistema Netajet

#### A. FUNCIONAMIENTO

##### A1. SISTEMA DE CONTROL DEL NETAJET

El sistema Netajet consta de un panel de Control en la cual se programa el proceso de fertilización, tiene un Controlador principal la cual tiene las siguientes características, ver figura 3.16.

- 8 entradas Digitales 5v.
- 8 entradas analógicas 0-5v; 4-20mA.
- 64 salidas digitales de 24v.

Entre las entradas a utilizar podemos nombrar:

- Medidor de caudal (Caudalímetro)
- Medidores de fertilizante.
- Sensor de PH
- Sensor de conductividad.

Entre las salidas a utilizar tenemos:

- Relés de dosificación de fertilizantes
- Bomba de dosificación.
- Relés de dosificación de ácido.

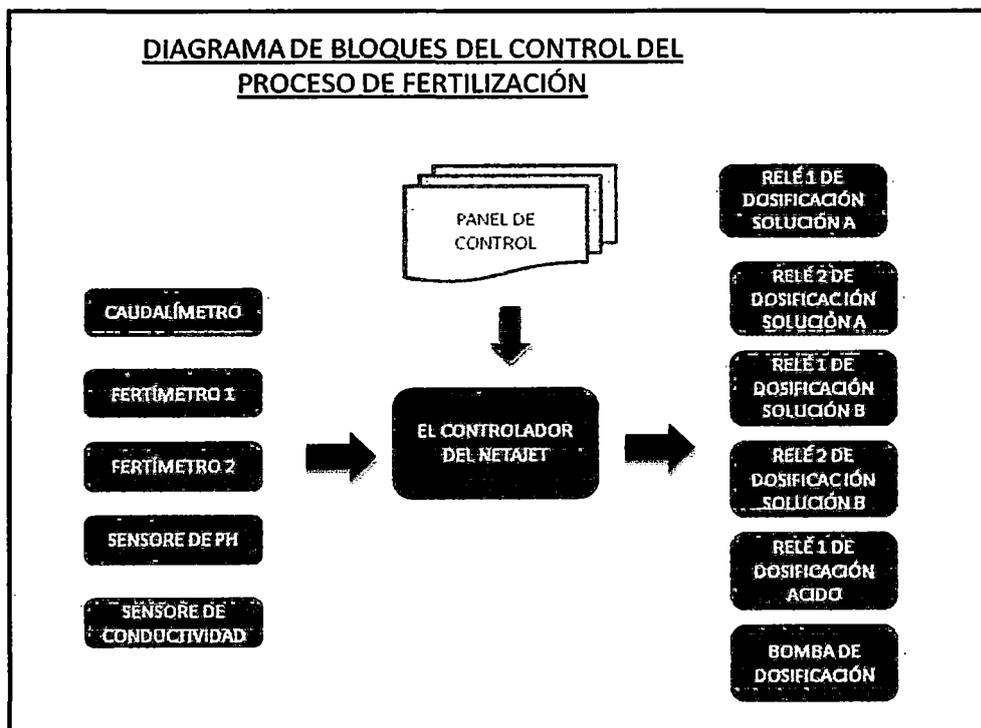


Fig. 3.16 Diagrama de bloques del Control del proceso de Fertilización

## A2. DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA

De acuerdo a los requerimientos agronómicos, es decir, el Agrónomo debe plantearnos sus necesidades, en base a ello realizar la programación teniendo en cuenta lo siguiente:

- El modo de fertilizar si es por cantidad o por tiempo.
- El inicio y tiempo de riego.
- Agua antes y después del fertilizante.
- Niveles de PH y conductividad.

Es necesario tener en cuenta que el sistema debe tener alimentación trifásica con capacidad de 6 kilovatios.

### 3.6. Situación actual del Control del Proceso de Irrigación.

El Control de Irrigación lo hacemos por medio del Sistema Irrinet de la siguiente forma;

- Se crea un Programa en el ICC (Centro de Control Irrinet) ubicada en la base central del fundo.
- Esta información se envía Por medio de la interfaz de comunicación RS232 al FIU (Unidad interfaz de campo) que también se encuentra en la base central del fundo.
- Desde el FIU se envía el Programa por señales de ondas de radio al RTU (Unidad terminal remota) este lo recibe y almacena por medio de otro Irrinet XL ubicado en el mismo RTU.
- Desde este punto se envía las señales a las válvulas de campo por medio de un cableado.
- Estos últimos son los que activan el comando de válvulas de Control de campo.

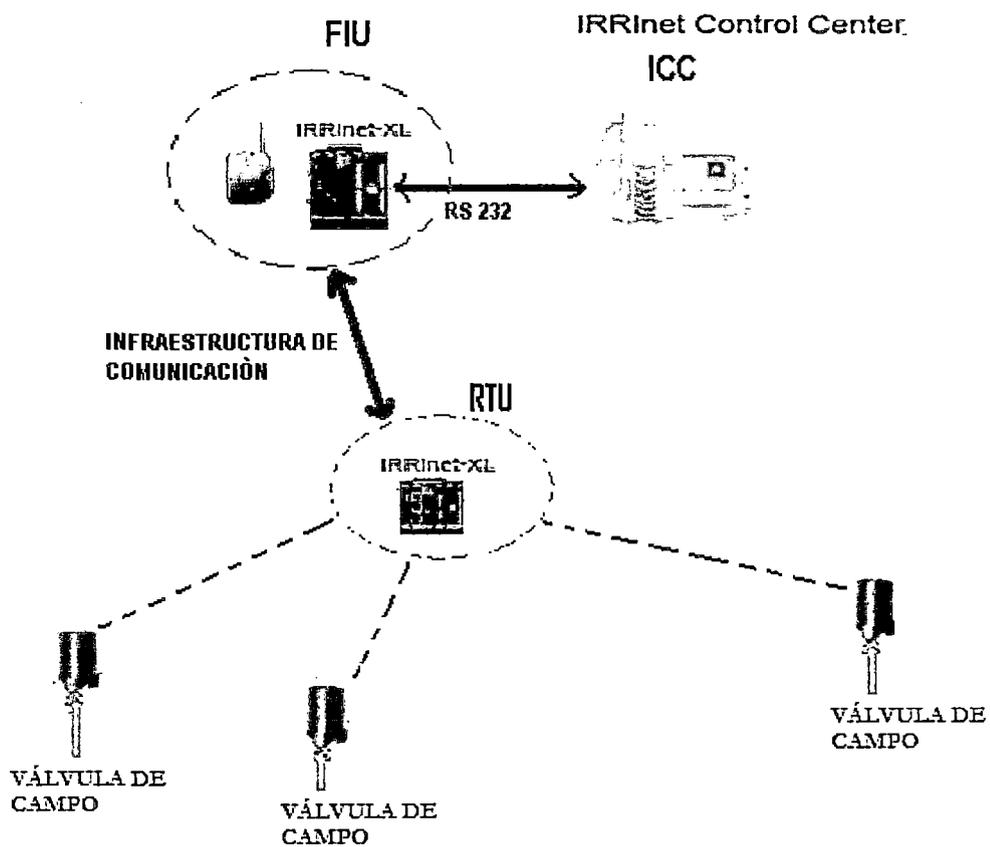


Fig. 3.17 Control del Proceso de Irrigación.

## **CAPÍTULO IV**

### **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.**

#### **4.1. Observaciones en el Sistema de Riego actual.**

Como el Proceso de Irrigación no está sincronizado con el Proceso de Presurización siendo ambos pertenecientes a una Red de distribución del Lote 11 Red5-2, se ha observado que el sistema se despresuriza y esto hace que entre aire descontroladamente a la Red de distribución por lo que ocurre demasiadas roturas en campo.

Por otra parte debido al sistema de Irrigación, Riego por pulsos, existe mucha variación de presiones, la cual origina el golpe de ariete, y su posterior rotura en el sistema hidráulico. Y si a la salida de la válvula tenemos una presión excesiva, malogra el comando de Control de la válvula, rompe las tuberías distribuidoras (que alimentas a las mangueras) y malogra los goteros.

Esto ocurre en muchas oportunidades ya que las presiones son muy elevadas en un lapso de tiempo (Golpe de ariete) como se dijo anteriormente.

El variador de frecuencia tiene muchas funciones que no lo estamos utilizando como son la comunicación MODBUS, que el Control de la velocidad no se haga por medio del potenciómetro sino por comunicación con el PLC y en este último establecer la estrategia de Control, por otra parte podemos hacer uso de la función de las alarma en el variador.

Las consecuencias de hacer manual el retrolavado del Filtro de grava son las siguientes; El retro lavado de los Filtros de grava que se hace en forma manual, que si no se hace en forma efectiva, entran al campo impurezas que dañan también las mangueras y disminuye la uniformidad de emisión. También es necesario monitorearlo y tener acceso desde la base central o en todo caso si hay alguna falla este puede enviar una señal de alarma.

El Sistema NETAJET es un efectivo Control de Fertilización pero es descentralizado y la Fertilización no está completamente sincronizada con las válvulas de Control de campo, por lo tanto las cantidades y proporción inyectadas no son las adecuadas.

El Control de Irrigación por medio del Sistema Irrinet es también muy efectivo pero no tiene un Sistema de visualización para detectar una fuga de agua, además el valor de Caudal solo se puede visualizar en el Caudalímetro que se encuentra generalmente a la salida del Filtro de grava.

En la siguiente figura se muestra la parte interna del variador de frecuencia, una de las bondades del variador es que podría comunicarse con el PLC y Controlar en forma automática la velocidad del motor.

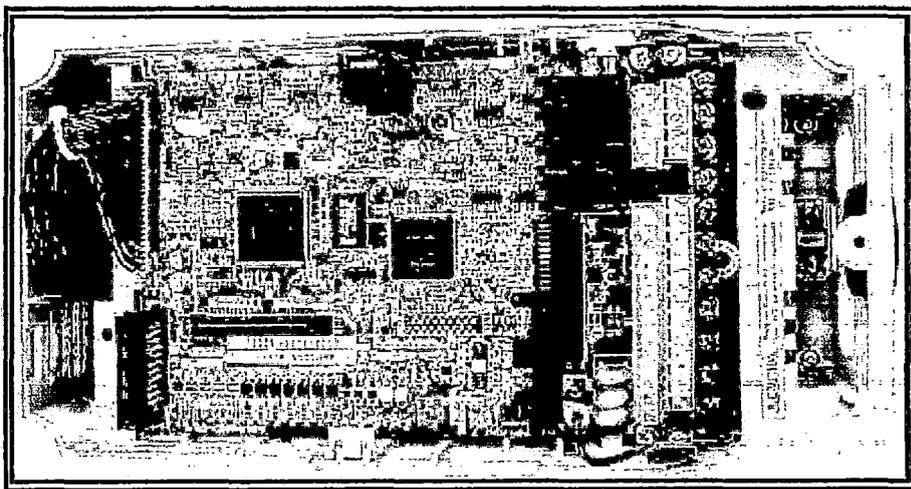


Fig. 4.1 Bondades del Variador de frecuencia que no se utiliza

## **4.2. Estructura de desglose del Problema.**

- 4.2.1. El Sistema de Riego se despresuriza creando roturas de tuberías y baja uniformidad de Riego.
- 4.2.2. El Control de Presurización, Control de Netajet, Control de Filtrado necesita entre 1 y 3 personas dependiendo de la ubicación de los Procesos.
- 4.2.3. También se ha observado que hay impurezas en las mangueras y luego de analizar se concluyó que uno de los problemas era de los retro lavados deficientes.
- 4.2.4. No hay una sincronización efectiva entre el Netajet y las válvulas de Control de campo y el equipo de Presurización, por lo tanto no se fertiliza efectivamente.
- 4.2.5. No hay Sistema de seguridad frente a las fallas de los diferentes Procesos.
- 4.2.6. No podemos visualizar ni tener un registro de las variables Hidráulicas y eléctricas en la base central.
- 4.2.7. Cuando hay un problema en campo tenemos que llamar al personal ubicado cerca del punto problema, aún teniendo la información más rápida en la base central.

## **4.3. Enunciado del planteamiento del problema.**

“Existen muchas roturas en el Sistema Hidráulico, baja uniformidad de Riego, excesiva mano de obra para manipular los Procesos de Presurización, Filtrado, Fertilización e Irrigación y no existe un Sistema de seguridad ni monitoreo frente a las fallas de campo.”

Se ha calculado que en la campaña 2008 se ha gastado en reparaciones debido a roturas en el Sistema Hidráulico un promedio de \$ 2,650.00 mensuales solo en reparaciones. Luego observamos una baja uniformidad de Riego del Sistema Hidráulico promedio de 89%. (Esto nos afecta agronómicamente). Teníamos una persona por cada uno de los Procesos de Riego; Y no teníamos un Sistema de seguridad frente a cualquier problema en campo.

#### 4.4. Oportunidades de mejora para el Sistema de Riego actual.

- 4.4.1. Mantener la Presión adecuada en el Sistema Hidráulico por cada operación de Riego. Con esto eliminamos las roturas en el Sistema Hidráulico porque el Sistema no llegará a una Presión alta, ni tampoco se dañarán los componentes internos por Presión elevada. Por otra parte tampoco variará mucho la uniformidad de Riego por baja Presión en el Sistema Hidráulico.
- 4.4.2. Instalar el FILTRÓN para el retro lavado de Filtros de grava. Con esto también se eliminará la baja uniformidad de Riego, puesto que en Control manual es ineficiente, es decir de todas maneras entran impurezas al Sistema Hidráulico que al final llegan a las mangueras de Riego y en muchos casos se tapan los goteros.
- 4.4.3. Integrar los cuatro Procesos; Presurización, Filtrado, Fertilización, e Irrigación los cuales se supervisarán desde la base central por medio del ICC. Con este paso llegaremos a tener el Control de los 4 Procesos que estaban aislados, ya no habrá fallas en el sincronismo.
- 4.4.4. Incluir un Sistema de seguridad en el Sistema de Automatización. Para el Sistema de seguridad vamos a considerar que para cualquier falla crítica en cualquier Proceso de Presurización, Filtrado, Fertilización e Irrigación este mande a apagar y a la vez envíe una señal al ICC.
- 4.4.5. Incluir el monitoreo de las variables Hidráulicas y eléctricas del campo desde la base central. Con esto ya no tenemos que ir a la RTU para revisar las variables Hidráulicas como por ejemplo el Caudal, Presión y Variables eléctricas como el Voltaje, corriente y potencia.

En la Figura 4.2 y 4.3 observamos alguna de las roturas debido al golpe de ariete.

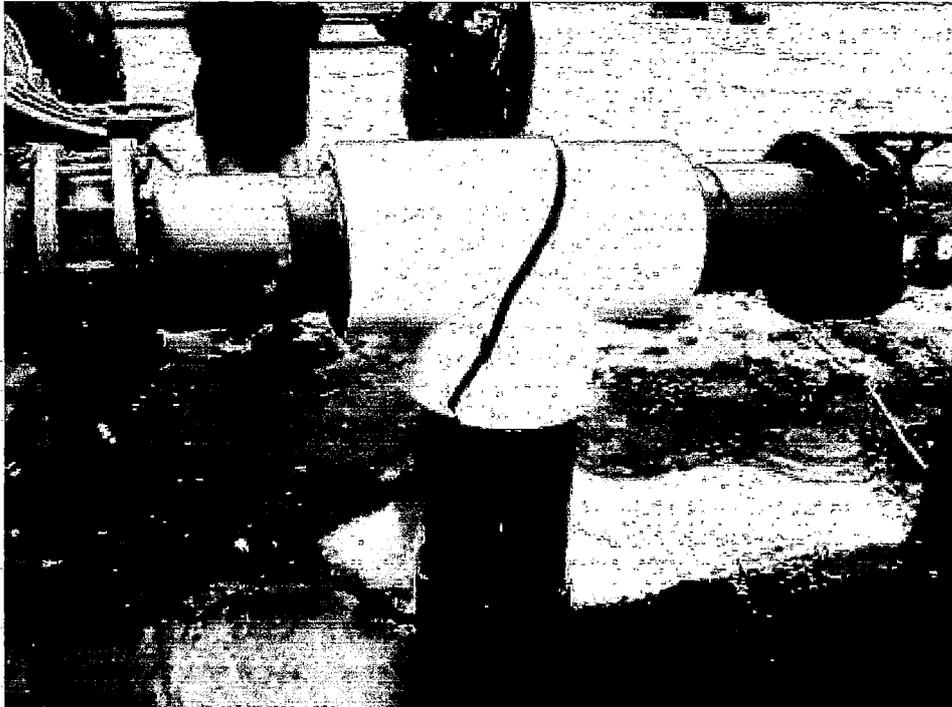


Fig. 4.2 Rotura de PVC por elevada presión en el sistema.



Fig. 4.3 Daño causado por el cierre brusco de válvulas de campo.

## **CAPÍTULO V**

### **DESARROLLO DEL PROBLEMA.**

#### **5.1. Presentación de la solución al problema.**

- 5.1.1.** Implementar el Control de Presión del Sistema Hidráulico para cada una de las operaciones de Riego.
- 5.1.2.** Instalar y poner en marcha el Sistema Filtrón para el retro lavado del Filtro de grava.
- 5.1.3.** Incluir en la Automatización un Sistema de seguridad frente a las posibles fallas críticas del campo obteniendo este dato en la base central.
- 5.1.4.** Desarrollar un Sistema de monitoreo de variables Hidráulicas y Eléctricas de campo en la base central.
- 5.1.5.** Integrar los Procesos de Presurización, Filtrado, Fertilización, e Irrigación por medio del ICC. desde la base central.

En la siguiente figura se muestra un resumen del desarrollo del problema.

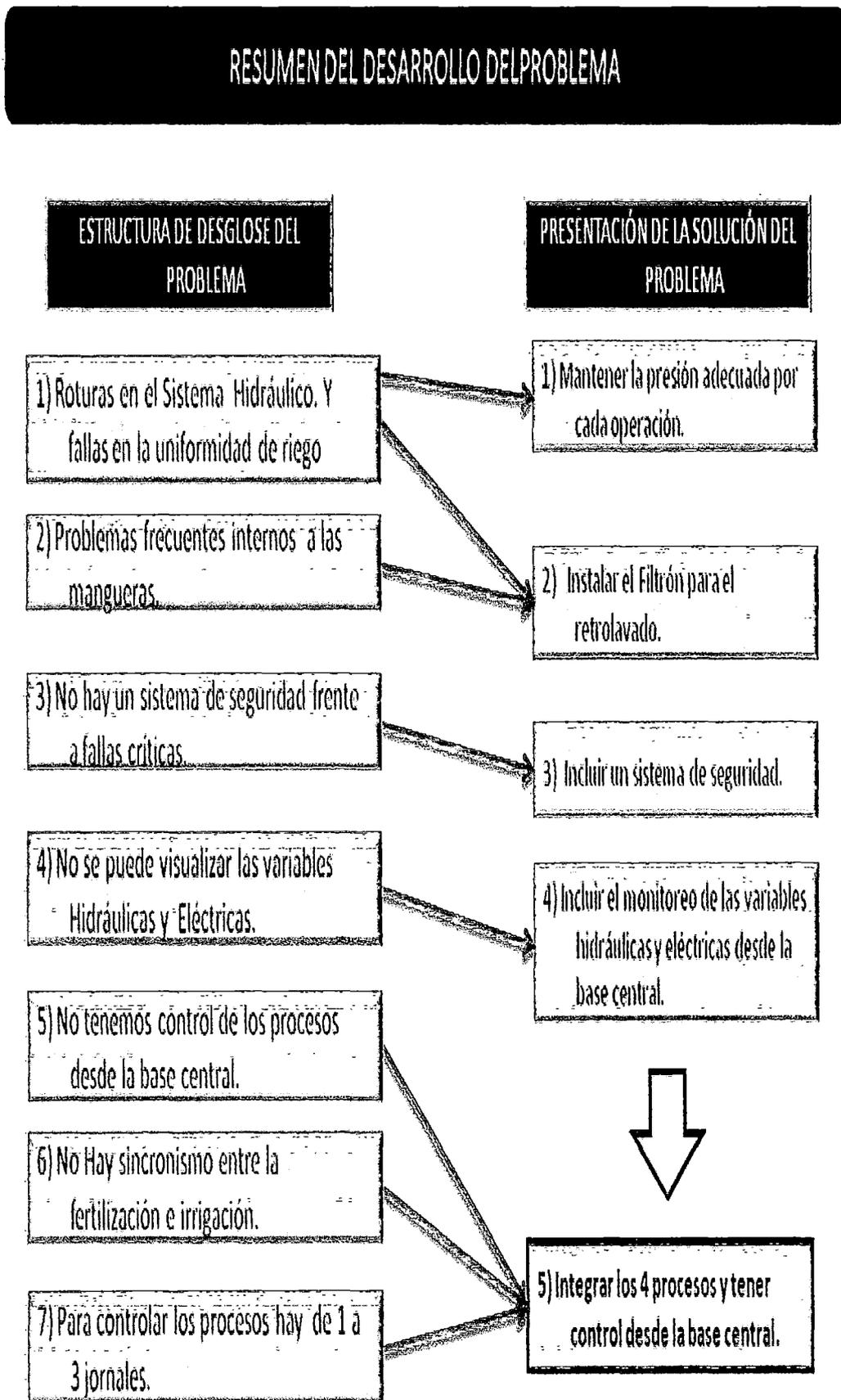


Fig. 5.1 Resumen del desarrollo del problema.



Por lo tanto, debido a las fluctuaciones propias del sistema hidráulico, porque la demanda de riego así lo requiere, **utilizaremos el modelo de análisis no permanente y transitorio**, no obstante con el afán de obtener datos generales del sistema hidráulico no dejaremos de lado el modelo de diseño en régimen permanente lo cual nos dará una aproximación de las dimensiones del sistema.

El análisis en régimen transitorio nos va permitir el mejoramiento del Sistema Hidráulico mediante la protección adecuada para que soporte oscilaciones de presiones originadas por los elementos de regulación, que para nuestro caso son las válvulas de Control de campo en superposición con el elemento motriz, la Bomba, incluso hasta las válvulas de alivio si no están bien reguladas.

Las magnitudes de sobrepresiones puestas en juego justifican plenamente las posibilidades de colapso de conducción en el Fundo y las necesidades de evaluar los elementos, procesos de cierre y apertura.

### 5.2.2. Análisis en régimen transitorios del Sistema Hidráulico.

En el Lote 11 Red5-2 existen muchos factores que pueden producir golpes de ariete, mencionamos los siguientes puntos importantes al respecto.

- Aperturas y cierres de válvulas en los cambios de operaciones.
- Arranque y parada de la Bomba.
- Funcionamiento inestable de la Bombas.
- Presurización inicial del Sistema Hidráulico.

En el acápite 2.2.4 se demostró las siguientes ecuaciones de Saint Venant:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{U^2}{2g} \right) = -\frac{1}{g} \frac{\partial U}{\partial t} - f \frac{U|U|}{2gD} \quad \left[ \begin{array}{l} \text{1ra. ECUACIÓN DE} \\ \text{SAINT VENANT} \end{array} \right]$$

$$\rho \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{1}{c^2} \left( U \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial t} \right) = 0 \quad \left[ \begin{array}{l} \text{2da. ECUACIÓN DE} \\ \text{SAINT VENANT} \end{array} \right]$$

De las cuales podemos deducir la siguiente expresion

$$c = \frac{\sqrt{\frac{\epsilon}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{\epsilon \cdot D}{\epsilon \cdot E}}} \quad \text{-----} \quad (5.1)$$

La expresión anterior pertenece a la celeridad en el golpe de ariete, también podemos deducir la sobrepresión y la sobrepresión máxima.

$$\Delta p = \frac{\gamma \cdot c}{g} (U - V)$$

$$\Delta h_{MAX} = \frac{U \cdot c}{g}$$

### A. CÁLCULO DE LA CELERIDAD

Para reemplazar en la ecuación 5.1 tenemos los siguientes datos:

$$\epsilon = 2.2 \times 10^9$$

$$\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$E = 2 \times 10^9$$

$$g = 9.81 \text{ m /seg}^2$$

$$c = \sqrt{\frac{1}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left( \frac{1}{2.0 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} + \frac{0.226 \text{ m}}{(0.012 \text{ m})(2.75 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})} \right)}}$$

$$C = 368.89 \text{ m/seg.}$$

## B. CÁLCULO DEL TIEMPO DE PROPAGACIÓN DE LA ONDA

Para el cálculo del tiempo de la propagación de la onda sabemos:

$$T_{\text{fase}} = \frac{2L}{c} \quad \text{Para una longitud equivalente de 2448 metros del Lote 11 Red5-2}$$

**Tfase= 13.27segundos.**

## C. CÁLCULO DE LA SOBREPRESIÓN MÁXIMA

Luego, para el cálculo de la sobrepresión máxima, considerando una velocidad promedio de 1.6m/s tenemos:

$$\Delta H_{\text{max}} = \frac{1.6 \text{ m/seg} \times 368.89 \text{ m/seg}}{9.81 \text{ m/seg}^2}$$

De donde obtenemos:

**$\Delta H_{\text{max}} = 60.12$  metros.**

Para evaluar la cota más baja, analizamos el plano de la figura 5.3 y consideramos la válvula F34 que está a una cota de 335 msnm y el reservorio está a 411 msnm medido al espejo de agua, por lo que tenemos una diferencia de cotas de 35 metros.

Entonces la **presión máxima** en el punto más bajo del eje de la tubería será: (60.12+35) metros.

**Pmax=95.12 metros.**

Por otra parte analizaremos las aperturas y cierres de las válvulas de campo, para este caso se muestra como referencia una medición que se hizo en la válvula F34 del Lote 11 Red5-2.

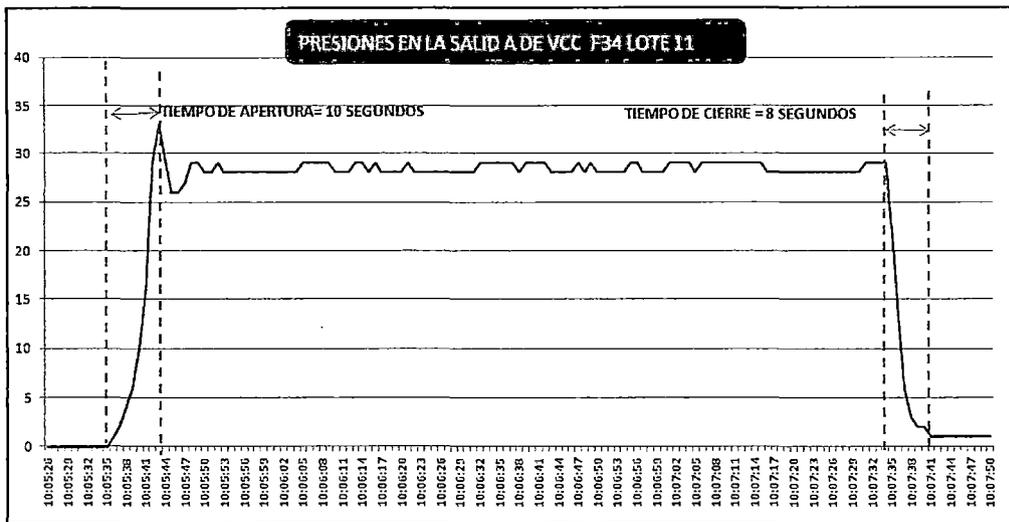


Fig. 5.3 Tiempos de apertura y cierre de válvulas de campo.

La figura 5.3 muestra el comportamiento de las presiones aguas debajo de la válvula F34. Podemos sacar el tiempo de cierre  $T_{MCB}=8$ segundos. Si comparamos con el tiempo de propagación del fenómeno de golpe de ariete  $T_c=13.27$ seg.

$$T_{MCB} < T_c$$

También según la figura 5.4 observamos que nos encontramos en una maniobra denominada cierre brusco, es decir hay un tramo que estará sometido a la sobrepresión máxima. Pero por otro lado la forma de cierre, la teoría de MICHAUD nos deja del lado de la seguridad.

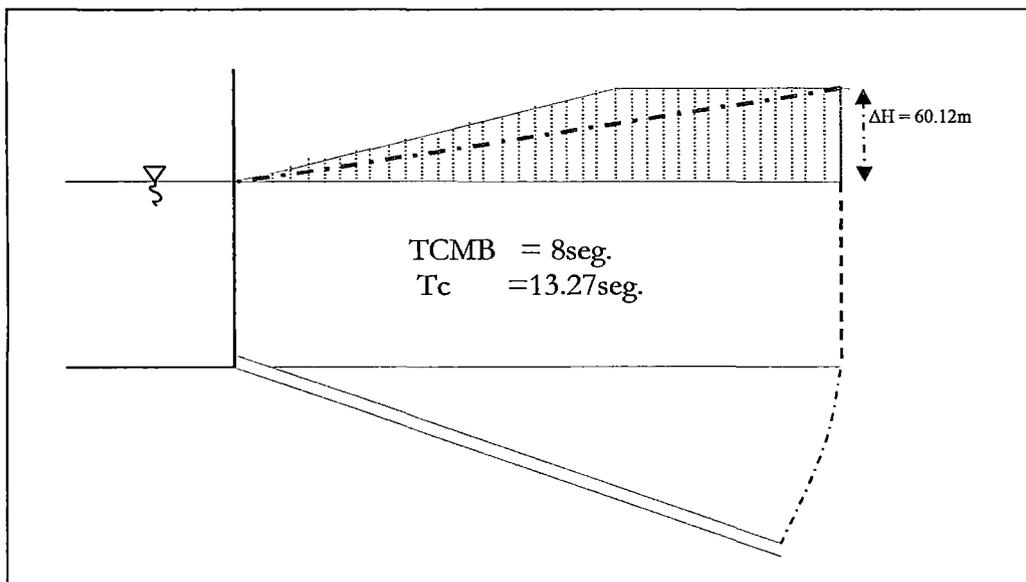


Fig. 5.4 Diagrama envolvente de sobrepresiones para el tramo crítico.

### 5.2.3. Secuencia de aperturas y cierres de las válvulas de campo.

Para este caso nos fundamentaremos en la "Teoría de los diagramas envolventes de sobrepresiones".

Se propone el cierre secuencial de los ramales en paralelo de diámetros decrecientes y con sus correspondientes válvulas. Considerando la duración  $2L/c$  es decir 13.27 segundos seguidas de  $nL/c$ , o sea "n6.7" segundos, luego se hará pruebas en campo para la regulación final.

El cierre secuencial de válvulas de campo se realizará según la consideración anterior, es decir, en tres grupos por operación de manera tal que en los cambios de operación haya un traslape de válvulas por cada grupo. Al inicio la apertura será secuencialmente tal como se presenta en la figura 5.5 el desfase de los grupos será considerado en 10 segundos y posteriormente se afinará mediante pruebas experimentales.

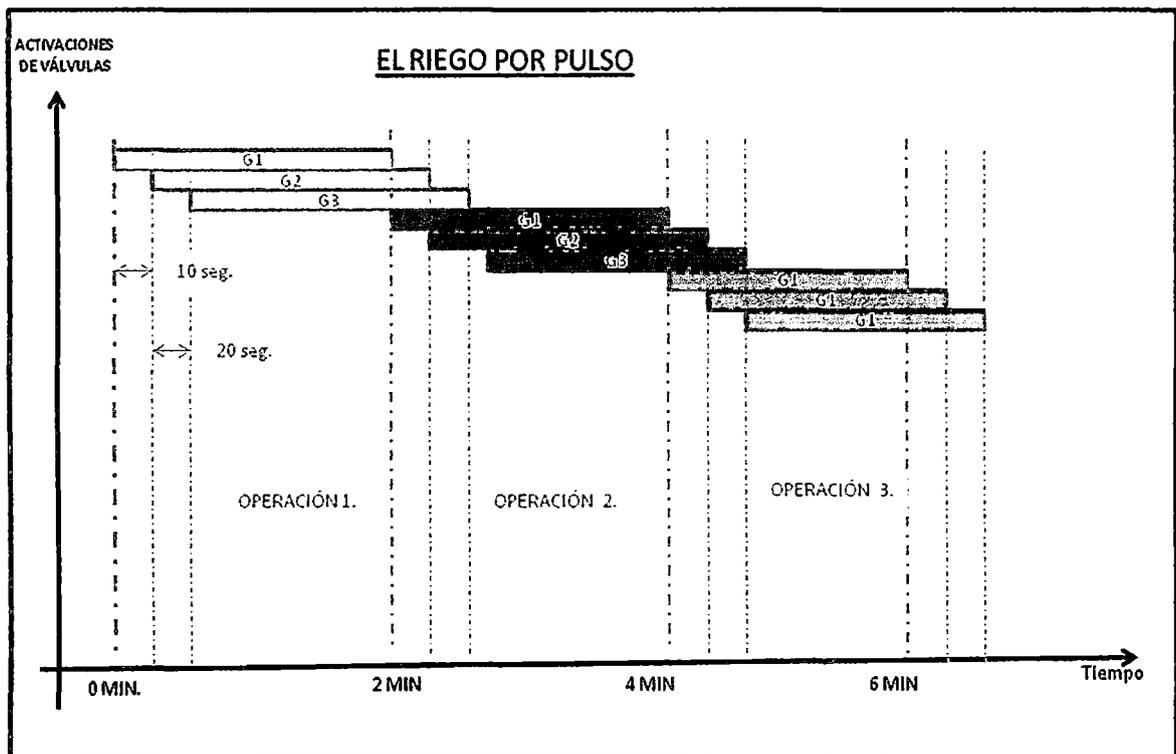


Fig. 5.5 Diagrama de tiempos de activaciones de válvulas de campo

Según las consideraciones iniciales del modelo de diseño en régimen permanente, se tiene el siguiente cuadro con la nueva configuración de operaciones y grupos.

CONFIGURACIÓN DE LAS VÁVULAS DE CAMPO (LOTE 11 RED5-2)																			
OPERACIÓN 1					OPERACIÓN 2					OPERACIÓN 3									
COTAS	I	GRUPO	Nodo	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	COTAS	I	GRUPO	Nodo	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	COTAS	I	GRUPO	Nodo	Caudal (m <sup>3</sup> /h)					
405.5	L	2	B21	28.3	403	L	3	B19	32.5	396	L	2	B15	37.7					
404	L	3	B22	16.65	402	L	3	B20	19.2	395	L	2	B16	38					
392.5	L	2	B13	40.55	399	L	3	B18	24.8	388.5	L	1	B12	15.25					
381	K	1	B10	29	388	L	1	B11	37.65	400	L	3	B17	35.25					
381.5	K	1	B8	41.3	384	L	1	B9	57.25	379	K	1	B7	40.15					
392	L	3	B14	19.75	384	K	1	B25	44.1	394	L	2	B51	36.4					
381	K	1	B24	43.9	400	L	3	B30	34.25	397	L	3	B29	36.9					
398	L	3	B28	45.9	391.5	L	2	B52	37.7	389.5	L	1	B27	37.7					
397	L	1	B26	26.25	381.5	K	2	B32	51.3	396	L	2	B37	21.8					
401	L	3	B39	34.7	385	K	2	B33	49.0	389	L	1	B34	45.2					
392	L	2	B35	34.1	377.5	K	0	B45	37.5	398	L	3	B38	33.2					
394	L	2	B36	36.2	379	K	0	B48	23.7	377	K	0	B43	38.3					
376	K	0	B40	47.65	378.5	K	0	B47	25.2	375.5	K	0	B44	48.5					
367	K	0	B41	67.45						377	K	0	B46	47.5					
					511.6					474.1					511.7				

Tabla 5 configuración de operaciones y grupos

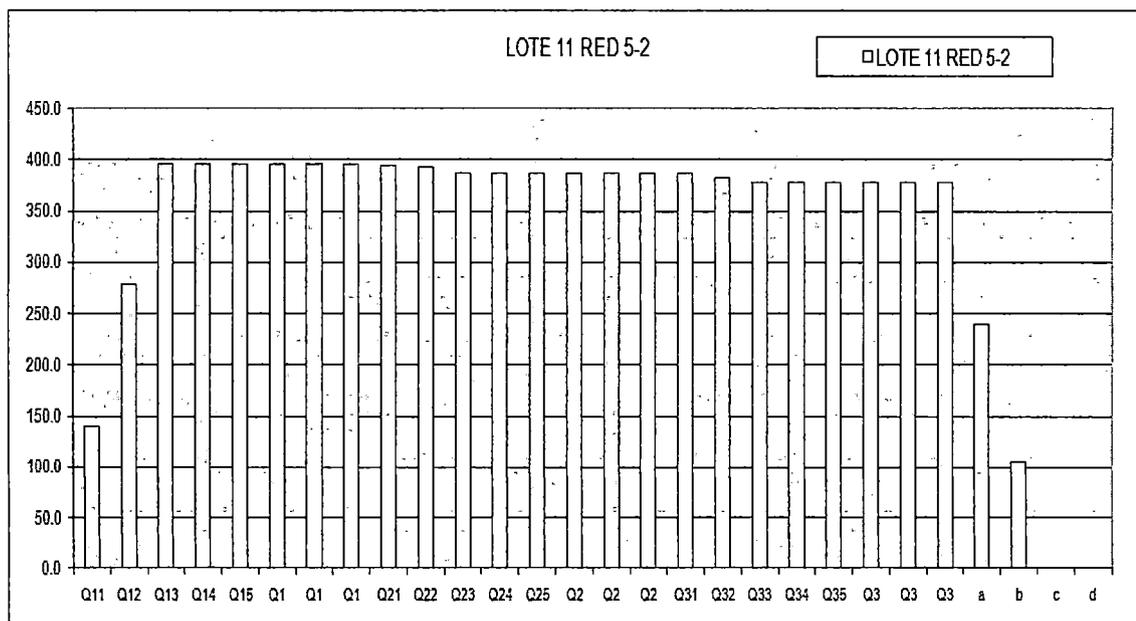


Fig. 5.6 Diagrama de caudales teóricos en el tiempo durante un pulso

Se puede observar el comportamiento teórico del caudal en el tiempo sobre la cual observamos que no hay mucha variación del caudal en forma general, salvo en las aperturas y cierres de las válvulas de campo.

#### 5.2.4. Revisión del comportamiento de presiones en modo manual.

Para el presente análisis se considera el comportamiento de las presiones tomadas con un equipo constituido básicamente por un PLC UNITRONIC V120-22-R2C y un Transmisor de Presiones analógico MODELO MBS 3000 de marca DANFOS, este equipo portátil es de fácil manejo al igual que la instalación en campo.

En el Riego manual se ha encontrado infinidad de inconvenientes. Para tener un panorama general se presenta la medición de 2 pulsos representativos que son de las fechas siguientes:

**Datos del 14-08-09:** se tomó los datos de Presiones desde las 14 horas hasta las 16:30 horas tal como se muestra en la figura 5.7, se tomó 13 pulsos para observar la equivalencia o en todo caso las diferencias entre los pulsos a ser analizados.

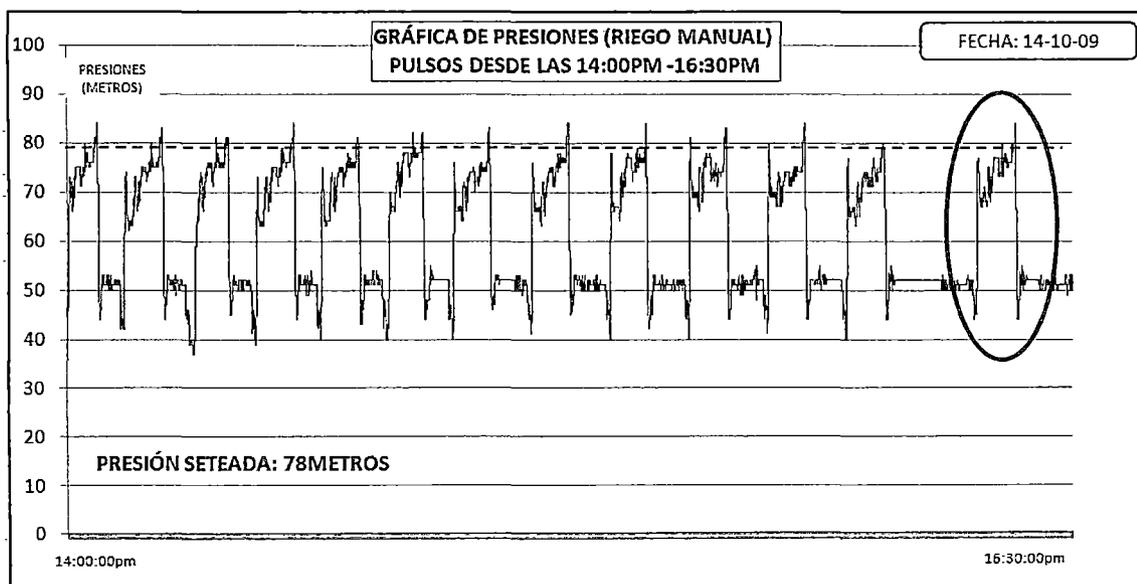


Fig. 5.7 Muestreo de las presiones en la descarga de Bomba Lote 11 Red5-2

De los pulsos analizados se observa la congruencia entre ellos salvo en pequeños puntos como son los picos, pero en términos generales podemos tomar como referencia el pulso de las 16:00horas que se muestran en la figura 5.8 sobre la cual se hará un análisis más exhaustivo.

**Datos del 10-12-09:** se tomó los datos del pulso de las 09:00am considerando que el operador prendió el motor antes de iniciar su pulso tal como muestra la figura 5.9, se tomó como referencia estos datos puesto que contrastan con los datos de la figura 5.8 y podemos tener un análisis más amplio. Con respecto a la velocidad del motor en ambos casos se consideró en régimen permanente a 85% de revolución que se gradúa con el potenciómetro del variador para llegar a una presión ideal de 78metros.

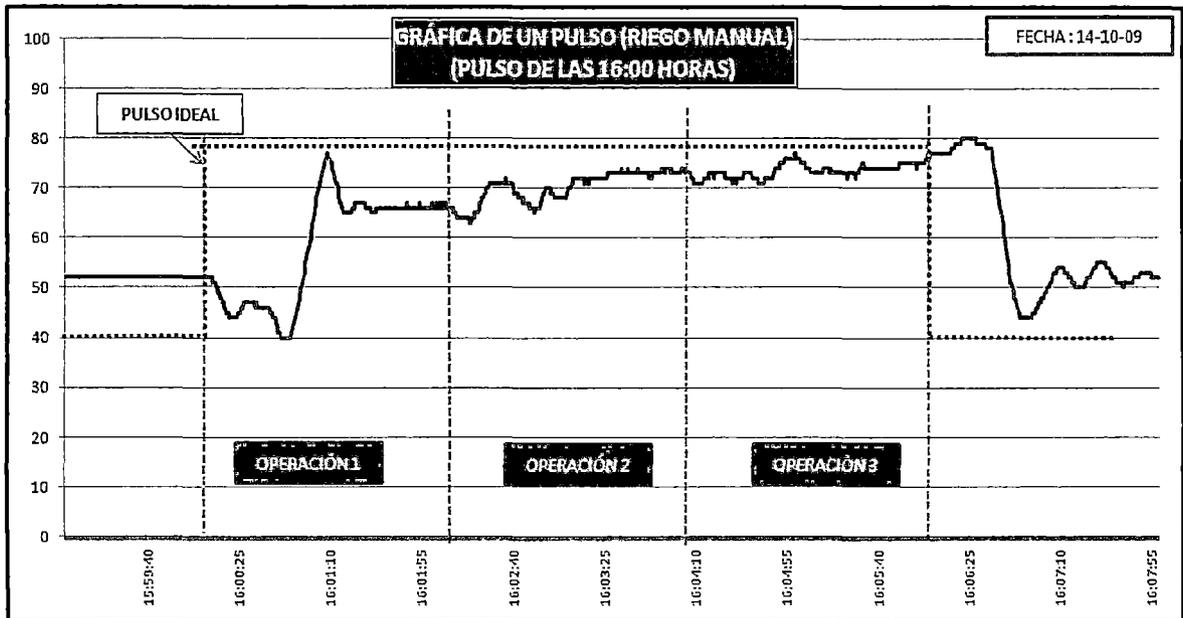


Fig. 5.8 Pulso de las 16:00horas del día 14-10-09



Fig. 5.9 Pulso de las 09:00am del día 10-12-09

## A. OBSERVACIONES DEL COMPORTAMIENTO DE LAS PRESIONES CONTROLADOS EN MODO MANUAL.

**A1.1.** En la figura 5.8 Notamos que en ninguna operación se alcanza la presión de trabajo de 78 metros, entonces podemos decir que el sistema no está completamente presurizada.

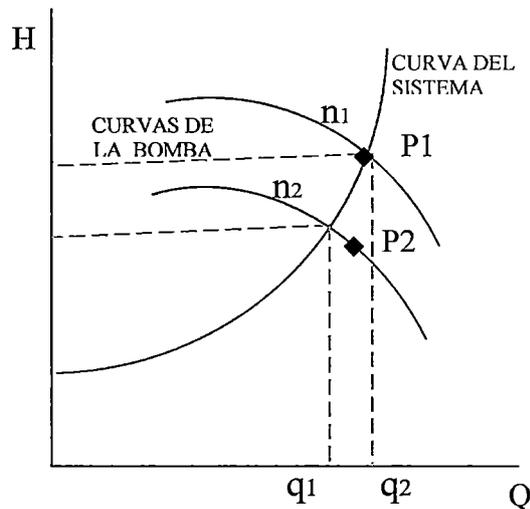


Fig. 5.10 Puntos de funcionamiento de la Bomba y del sistema

En la figura 5.10 podemos observar que el punto de trabajo óptimo para que el sistema de Red de distribución Lote 11 Red5-2 trabaje adecuadamente es P1 pero el Caudal que desarrolla la bomba es menor y la Presión también es insuficiente, por lo tanto el punto de trabajo se encuentra en P2 que pertenece a la curva de la bomba pero con una revolución menor a la que se requiere.

**A1.2** Al inicio del pulso, la presión se baja considerablemente y para alcanzar su presión de trabajo transcurre aproximadamente 1 minuto. Pero 16 segundos más, recién se estabiliza es decir, solo el 37% del tiempo programado riega con su presión adecuada.

Segundos antes que se active el pulso en el sistema existe presión estática, en el momento que inicia el pulso, se activan las válvulas de campo que tiene un Caudal aproximadamente  $500\text{m}^3/\text{hora}$  por cada operación, momento en el que se prende la Bomba.

La Presión estática inicial disminuye considerablemente por la apertura de las válvulas de campo y para que la Bomba trabaje en su curva de funcionamiento debe aumentar la revolución hasta que alcance a la curva de resistencia, esto lo hace aproximadamente en 15 segundos. Esta etapa podría ser perjudicial para la Bomba puesto que no trabaja adecuadamente según su curva e incluso dependiendo de del valor de la caída de Presión y aumento de velocidad podría caer por debajo de la curva de NPSH por lo cual podría cavitarse, este tema lo analizaremos en detalle más adelante.

**A1.3** En la operación 2 y operación 3 del pulso anterior parecen estar relativamente estable pero en ambos casos están por debajo de la presión deseada.

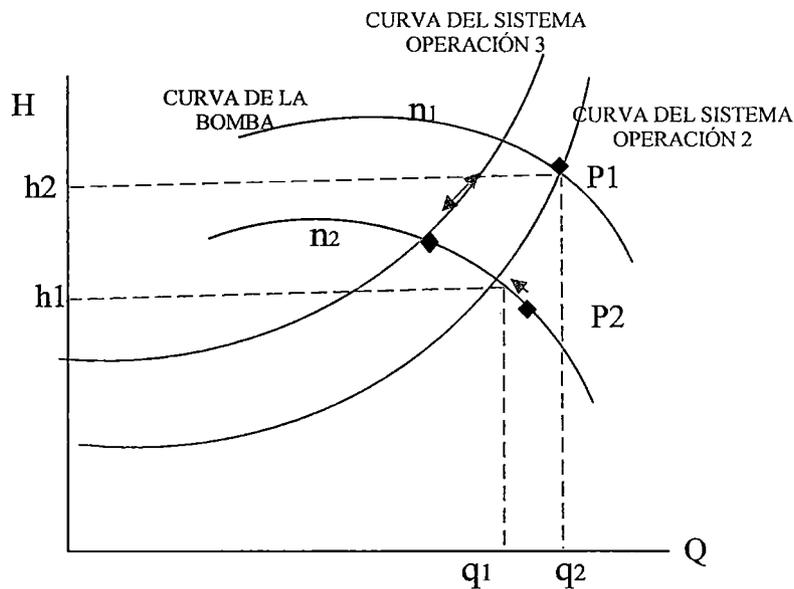


Fig. 5.11 Análisis de la operación 2 y operación 3 en modo manual

Según las consideraciones, el Motor está trabajando a una sola velocidad  $n_2$  con un Caudal menor a lo requerido para que el sistema trabaje adecuadamente pero según la gráfica se estabiliza

p, esto es porque el punto de trabajo se acerca a la intersección de  $n_2$  con la curva del sistema de la operación 2, es decir, si se estabiliza pero dando menor Caudal y Presión al Sistema.

Cuando hay un cambio de operación, la curva del sistema obviamente cambia, pero la revolución del motor permanece constante (es una condición) entonces el punto de trabajo

se acerca a la intersección de la curva del sistema de la operación 3 y la revolución n2 la cual tampoco es el punto de trabajo de la operación 3.

**A1.4.** Al no estar completamente presurizada, las válvulas más críticas se ven afectadas, es decir, esas válvulas no riegan efectivamente.

En el Lote 11 Red5-2 existen válvulas críticas dos de las cuales son las válvulas F21 y F39 ver plano Hidráulico Lote 11 Red5-2 anexo. En la figura 5.12 se observa el comportamiento de las Presiones de la válvula F39, aguas abajo, cuando bajamos gradualmente la presión aguas arriba por debajo de la Presión de tarado.



Fig. 5.12 Influencia en las presiones aguas abajo.

Si la presión aguas arriba se hace inferior a la presión de tarado, entonces la válvula se encuentra totalmente abierta y no actúa sobre el sistema, y puede considerarse como un elemento resistente con coeficiente  $k$  constante. Ver figura 5.13.

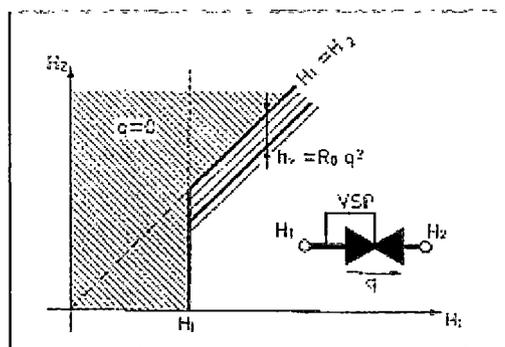


Fig. 5.13 Características de funcionamiento de una válvula VRP

**A1.5.** Podemos observar también que al final del pulso no se genera un aumento de presión por el proceso de cierre total de las válvulas de Control.

Esto lo podemos analizar por 2 factores el primero es que al operador se le dijo que antes que terminase el pulso debe bajar la revolución para evitar e golpe de ariete, y segundo factor lo demostraremos a continuación.

Y según Allievi también tenemos lo siguiente:

$$\Delta h_{MAX} = \frac{Uc}{g}$$

Donde:

-U es la velocidad media de escurrimiento permanente (es decir antes de la maniobra de obturación).

- V es la velocidad media en cada una y todas las secciones para cada grado de cierre del obturador.

- C: Celeridad o velocidad de propagación del fenómeno transitorio

También de la figura 5.10 observamos que el caudal real es menor a la requerida y como las dimensiones del diámetro permanecen constantes, la velocidad media de escurrimiento disminuye, por lo tanto la expresión de  $\Delta H_{max}$  disminuiría.

## **B. OPORTUNIDADES DE MEJORA PARA INCLUIR EN EL CONTROL DE PRESIÓN.**

En base al comportamiento hidráulico del sistema incluyendo los equipos de del Proceso podemos citar algunas oportunidades de mejora incluidas en el algoritmo del PLC.

- Para estandarizar el programa de Control de Presiones, buscamos la mejor configuración de válvulas de Control de campo en la Red de distribución del Lote 11 Red5-2, Con la finalidad de disminuir los golpes de ariete.

Para tal caso debemos tener en consideración que cada operación tenga su propio punto de trabajo determinado, es decir, el programa debe tener en el panel “HMI” un campo para setear las presiones de trabajo por operaciones tal como muestra la figura 5.14.



Fig. 5.14 Presiones de trabajo por cada operación.

- Hemos observado que al inicio del pulso es difícil llegar al punto de intersección entre la curva del sistema y la curva de la Bomba aunque estén muy sincronizados las activaciones de las válvulas y la bomba, se necesita una forma de ayudar a la bomba para llegar a su punto de trabajo.

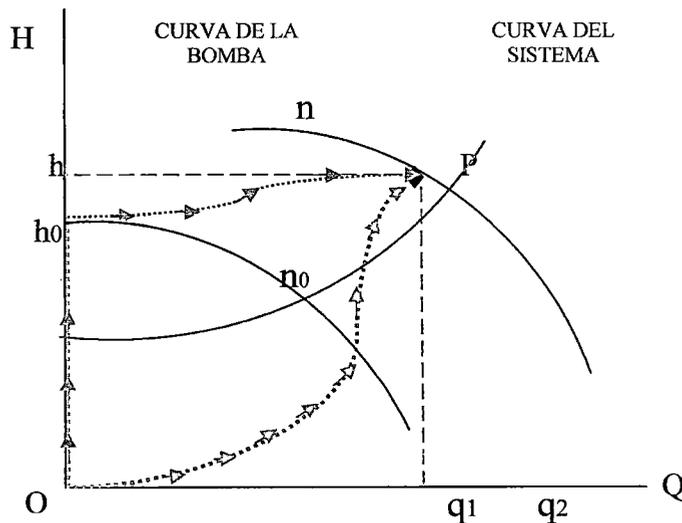


Fig. 5.15 Trayectoria para la operación de arranque.

Para llegar a desde “O” hasta “P” lo podemos hacer por la trayectoria de color naranja o por la trayectoria de color azul, de los cuales por el camino azul es más factible, puesto que en este caso ya tendremos una presión cercana al punto P, y lo mismo pasa con la revolución solo tendríamos que trabajar en el Caudal.

Esto es lo que pretendemos al inicio del pulso; es decir que minutos antes del pulso presurizar el sistema a una presión  $P_0$  manteniéndola a una revolución  $n_0$  de manera que cuando se abran las válvulas de campo, éstas no le afecten considerablemente al sistema. Esta presión la llamaremos Presión de arranque y también debería estar configurado para que se pueda setear en el panel.

Entonces la condición para adicionar al programa es que cuando no esté trabajando ninguna operación de riego la bomba mantenga en un punto de trabajo ( $P_0, n_0$ ) a la cual lo llamaremos punto de arranque.

- Se considera 4 minutos antes del pulso para que presurice el sistema antes que se inicie la primera operación y el motor estará Controlado a la operación de arranque como se muestra en la figura 5.15.
- Considerando las posibles necesidades futuras de los Agrónomos se estandarizará en lugar de tres operaciones, cinco operaciones de riego y por el omento se habilitarán tres operaciones.
- Para cada operación de trabajo el PLC deberá Controlarla a la Presión seteada con un Control PID introducida en el PLC UNITRÓNIC.

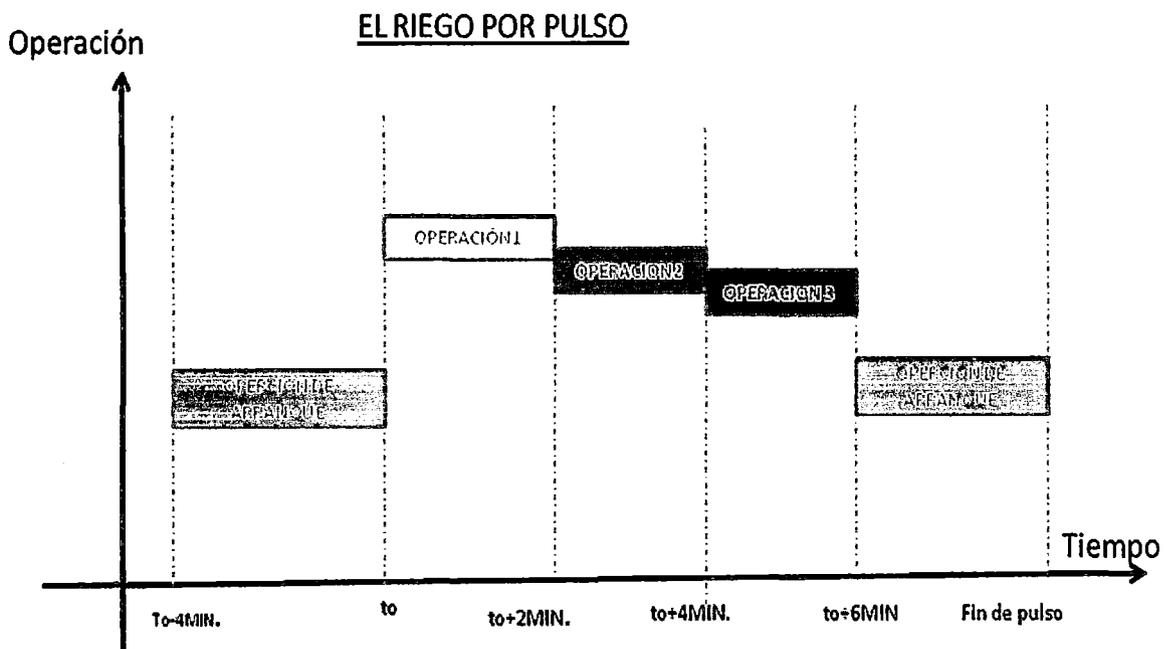


Fig. 5.16 Diagrama de tiempos de activaciones de las operaciones

### 5.3. Control Automático de Presión del sistema Hidráulico.

#### 5.3.1. Layout del Sistema de Control de Presión para el Sistema Hidráulico.

En la siguiente figura 5.17 se muestra el layout del Control de Presión para el Sistema Hidráulico. Cada bloque se refiere a un equipo, tanto de Control como Actuador que intervienen en el Control antes mencionado.

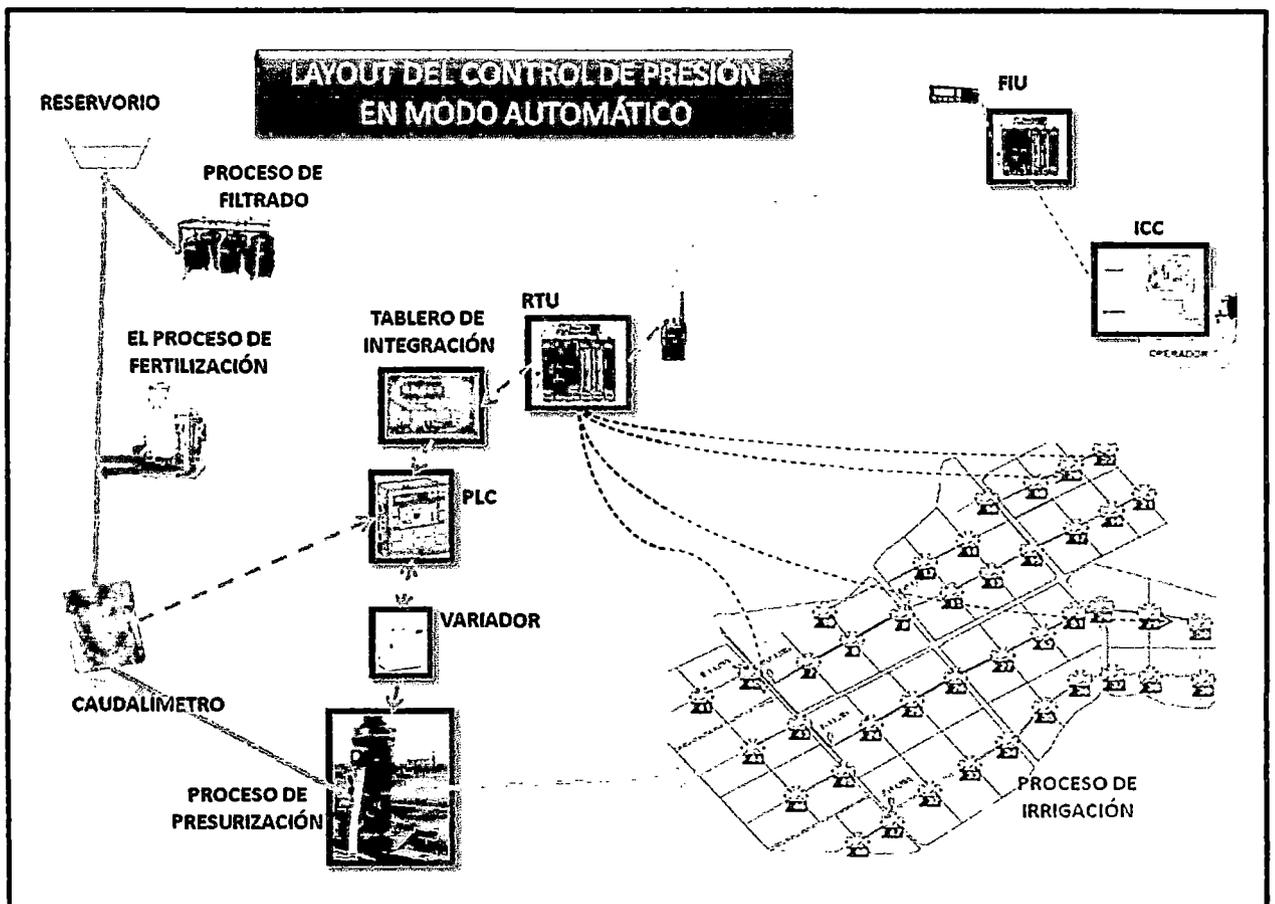


Fig. 5.17 Layout del Control de Presurización.

#### A. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

El Control de Presurización para el Sistema Hidráulico Lote 11 Red5-2 comienza en el ICC, mediante un Programa preestablecido y enviado al Irrinet XL ubicado en el campo. Las válvulas en el campo se activan agrupadas por operaciones, de acuerdo al Programa establecido en el Irrinet XL de campo.

En el instante que se activan las válvulas por operaciones paralelamente se activan los relés en el tablero de integración las cuales enviarán una señal por cada operación al PLC UNITRONIC y este PLC Controlará la Presión de salida de la Bomba de acuerdo a la Presión de operación seteada, actuando sobre revolución del motor.

Para lograr esto será necesario tener una comunicación entre el PLC Unitronic y el Variador de frecuencia Delta VFD que para nuestro caso lo haremos con el protocolo de comunicación MODBUS. A continuación en la figura 5.18 se muestra el diagrama de bloques del Control de Presión.

### 5.3.2. Diagrama de bloques del Control de Presión.

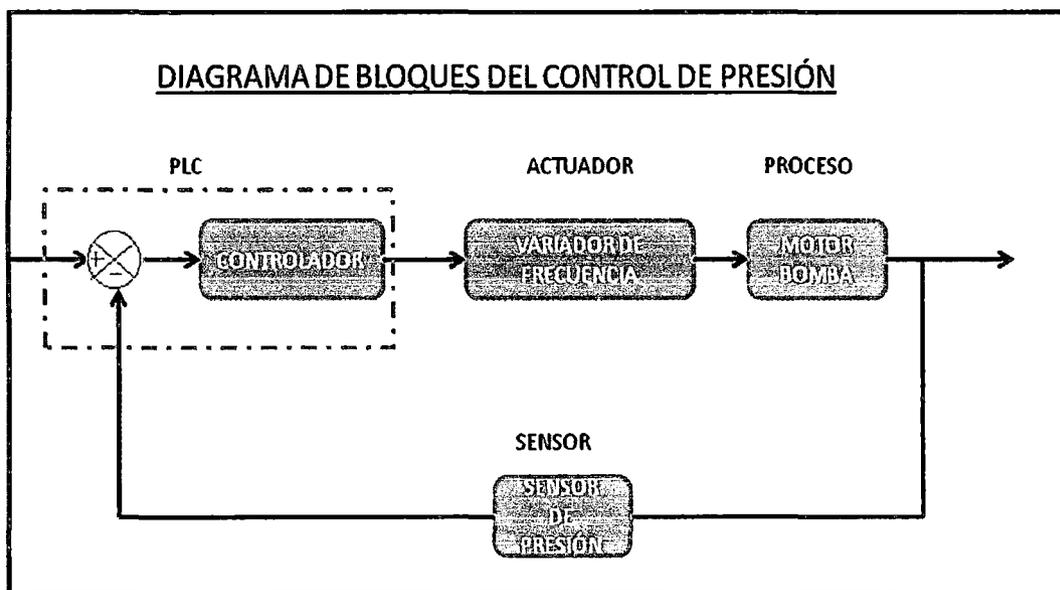


Fig. 5.18 Diagrama de bloques del Control de Presión.

#### A. EL CONTROL DE PRESIÓN DE LA BOMBA.

El transmisor diferencial de Presión (PDT101) según la figura 5.19 localizada en un Control aislado ubicado en campo, el valor de Presión lo recibe Hidráulicamente (Líneas continua) este sensor está instalado en la tubería de metal de 10" y toma los datos mandando una señal al Control indicador de Presión por medio de un cable apantallado, Líneas punteadas.

A su vez es entregado al PLC (YIC101) ubicado en el tablero de Control, el cual se ha Programado a una Presión deseada y el Control lo hace por medio de un Control PID Controlando el variador de frecuencia.

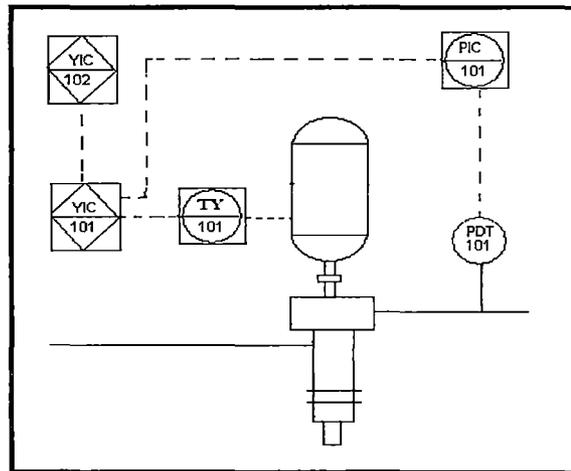


Fig. 5.19 Diagrama de Control de Presión

Las características son las siguientes.

- a. Variable manipulada: **Presión Hidráulica**
- b. Variable Controlada: **Velocidad del motor.**
- c. Tipo de acción: **Acción inversa.**

### 5.3.3. Desarrollo del programa de Control Automático de Presión.

#### A. ALGORITMO.

En base al comportamiento hidráulico del sistema incluyendo los equipos de del Proceso anteriormente descritos podemos citar algunas instrucciones más importantes consideradas para el Control de Presión en el sistema Hidráulico.

- En el panel del PLC debemos introducir los datos de presiones deseadas por operaciones.
- Cuando no haya ninguna operación de trabajo el motor deberá estar en una Presión seteada llamada “Presión de arranque” esperando que accionen una operación de Riego.
- Cuando se acciona el START enciende automáticamente el variador en modo STOP.

- Luego de 15 segundos se establece la comunicación entre el variador y el PLC y envía al variador en estado de RUN, esto lo debemos notar porque en el panel de PLC aparece los datos de revoluciones del motor.
- El START deberá darse por lo menos 4 minutos antes que se inicie la primera operación y el motor estará Controlado a una operación de arranque.
- En la operación de trabajo el PLC deberá Controlarla a la Presión seteada con un Control PID introducida en el PLC UNITRÓNIC

Para el desarrollo del Programa, se ha realizado en el Programa UNITRONIC y está en el anexo adjunto.

#### 5.3.4. Implementación del Control PID.

Como sabemos el Riego por pulsos lo hacemos en tres operaciones, es decir tres puntos de trabajo en régimen permanente, por lo cual no se tiene las mismas características “personalidad de los Procesos” en todo caso haremos el análisis para la primera operación y luego analizamos cómo reacciona el sistema.

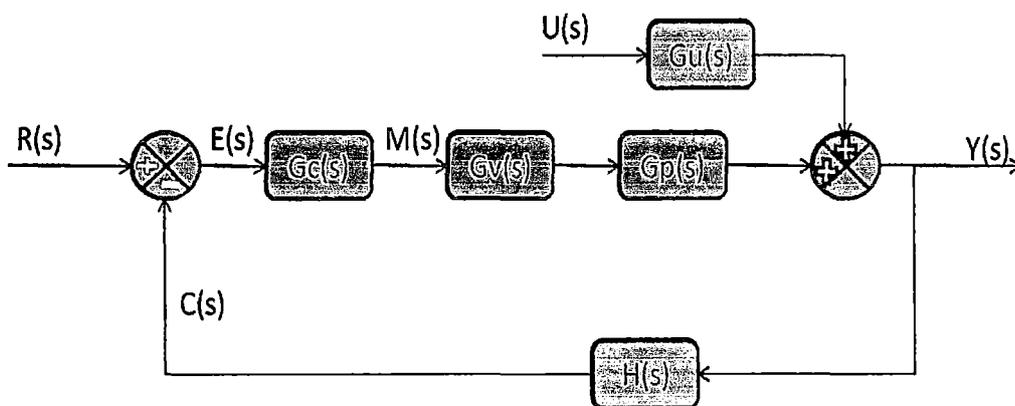


Fig. 5.20 Diagrama de bloques del Control de Presión con retroalimentación.

Donde:

$R(s)$ : Transformada de laplace de la señal del punto de Control.

$E(s)$ : Transformada de laplace de la señal del error.

$M(s)$ : Transformada de laplace de la señal de la salida del Controlador (PLC Unitronic)

$C(s)$ : Transformada de laplace de la señal de la salida del sensor de Presión.



Con el Controlador en automático, incrementamos la ganancia proporcional hasta que el circuito oscila con amplitud constante. Desconexión de la acción integral y derivativa. Y ajustamos el valor del proporcional. En la figura 5.22 observamos el comportamiento oscilatorio luego de desconectar las acciones integral y derivativo manteniendo en automático y graduando solo el modo proporcional. Cabe resaltar que esta acción es peligrosa porque produce un transitorio en el Sistema Hidráulico.

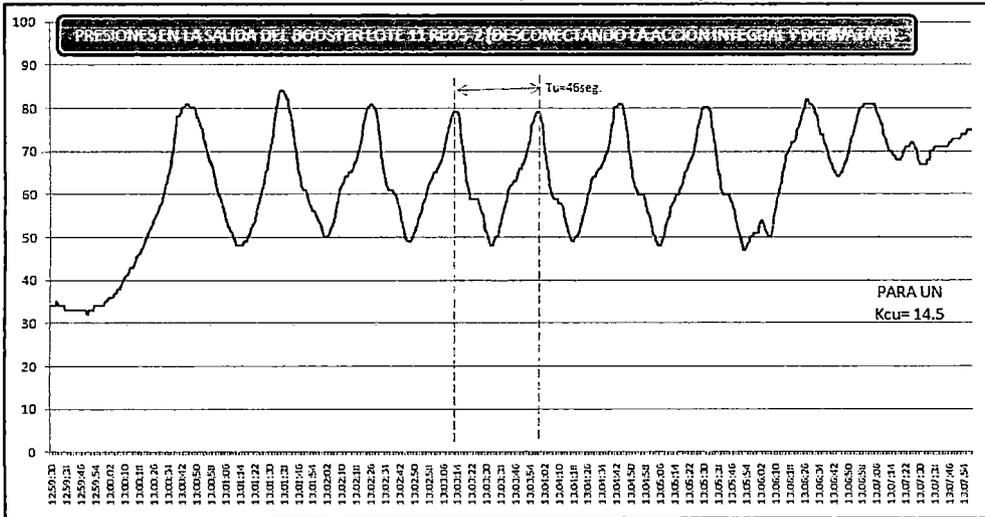


Fig. 5.22 Respuesta del circuito cuando la ganancia del Controlador se hace igual a la ganancia última  $K_{cu}$  y el periodo último es  $T_u$ .

De la gráfica obtenemos el valor de  $T_{cu}$  y del Controlador el valor de  $K_{cu}$ .

$$T_{cu}=46\text{seg.}$$

$$K_{cu}=14.5$$

Reemplazamos los datos en la tabla 4 y resulta lo siguiente:

$K_c=K_{cu}/2=7.25$ ; reemplazamos en la tabla 4 obtenemos:

$K_c'=14.5/1.7$ ;  $T_1'=46/2$ ;  $T_d'=46/8$  De donde obtenemos los valores:

$$K_c'=8.5$$

$$K_c=8.5 \times (1+5.75/23) = 10.6$$

$$T_1'=23$$



$$T_1=28.75$$

$$T_d'=5.75$$

$$T_d=4.6$$

Controller type	Proportional gain	Integral time	Derivative time
Proportional-only, P	$K_c = \frac{K_{ca}}{2}$	—	—
Proportional-integral, PI	$K_c = \frac{K_{ca}}{2.2}$	$\tau_I = \frac{T_u}{1.2}$	—
Proportional-integral-derivative, PID <sup>a</sup>	$K_c' = \frac{K_{ca}}{1.7}$	$\tau_I' = \frac{T_u}{2}$	$\tau_D' = \frac{T_u}{8}$

<sup>a</sup>The PID formulas are for the actual PID controller. To convert to the ideal PID controller,  
 $K_c = K_c'(1 + \tau_D'/\tau_I')$ ;  $\tau_I = \tau_I' + \tau_D'$ ;  $\tau_D = \tau_D' \tau_I' / (\tau_I' + \tau_D')$ .

Tabla 4 Formulas de conversión para los parámetros según Ziegler y Nichols

Luego reemplazamos y obtenemos la transformada de la place del Controlador:

$$G_c(s) = 10.6 \times \left( 1 + \frac{1}{28.75 S} + 4.6 S \right)$$

Reemplazando los valores calculados del Controlador obtenemos la gráfica de la figura 5.23 en el cual se ha considerado los valores de 78, 70 y 60 metros, para la operación1, operación2 y operación3 respectivamente.

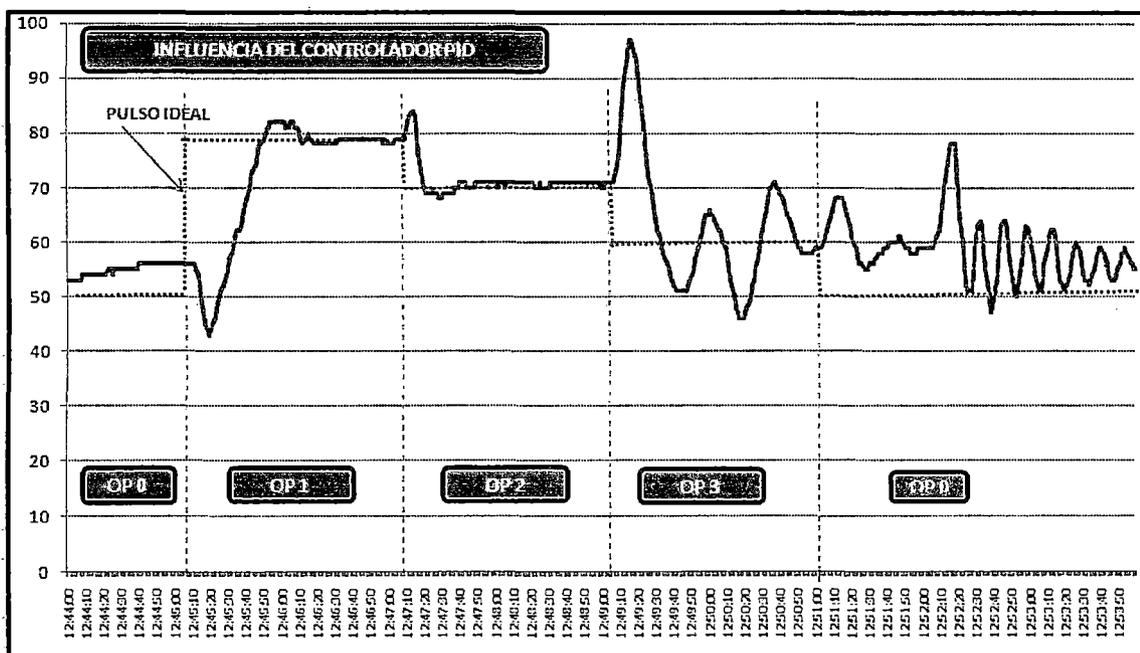


Fig. 5.23 Control automático de Presión con un Controlador PID.

## **B. OBSERVACIONES DEL SISTEMA DE CONTROL PID**

- Al inicio del pulso seguimos teniendo el mismo problema que aparecía en el modo manual, que la Presión se baja considerablemente hasta llegar a 44 metros, a pesar que se mantuvo con la Presión de arranque con un valor de 55metros. Pero luego se recupera y lo Controla.
- El cambio de operación lo hace relativamente bien, es decir llega hasta 83 metros y luego se recupera rápidamente en aproximadamente 15 segundos, o sea, sin haber considerado el sistema de la operación 2 el Controlador actúa de forma satisfactoria.
- Cuando termina la operación 2 empieza los problemas, puesto que ocurre un golpe de ariete de amplitud 26 metros que sin duda alguna, terminará fatigando el Sistema Hidráulico y luego en la operación 3 se vuelve un sistema sobreamortiguado.
- Al finalizar el pulso si bien es cierto no sube la Presión considerablemente al cerrarse las válvulas de campo sin embargo se vuelve un sistema subamortiguado.

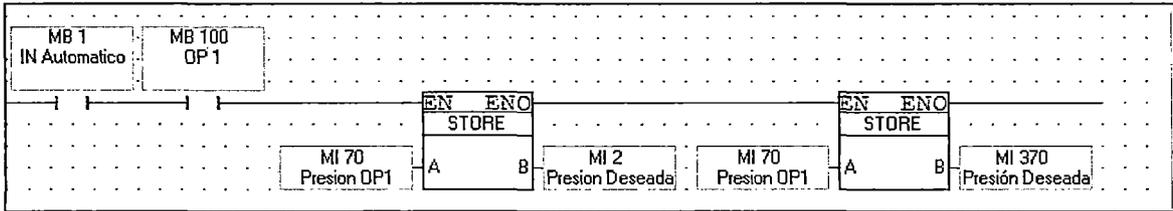
Como sabemos cada operación de riego es independiente en cuanto a sus características de trabajo, por lo tanto, para cada operación de riego es necesario hacerle su Control independiente. Esto lo podemos realizar con 3 Controladores lo cual nos aumentaría el costo o buscar otra alternativa para independizar el Control.

### **5.3.5. Desarrollo del programa para independizar el Control por operación.**

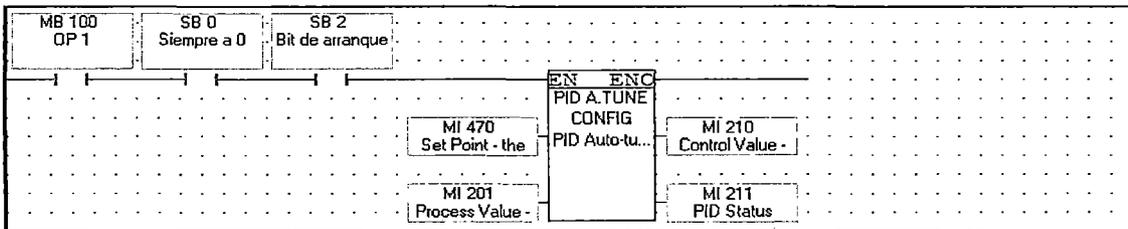
En base a lo expuesto anteriormente, si instalamos tres Controladores independientes para cada operación se puede solucionar el problema pero el costo se elevaría teniendo en cuenta que nos proporcionan a \$ 1200 cada uno aparte del cableado. A continuación se presenta un algoritmo particular elaborado con la finalidad de independizar el Control por operación.

Se presentará el análisis para una operación.

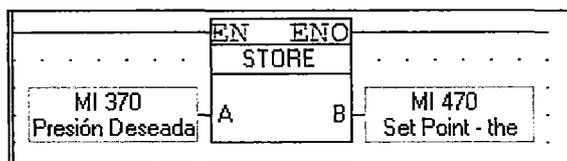
- Asignar una memoria entera al valor de la Presión deseada configurado en el panel del PLC.



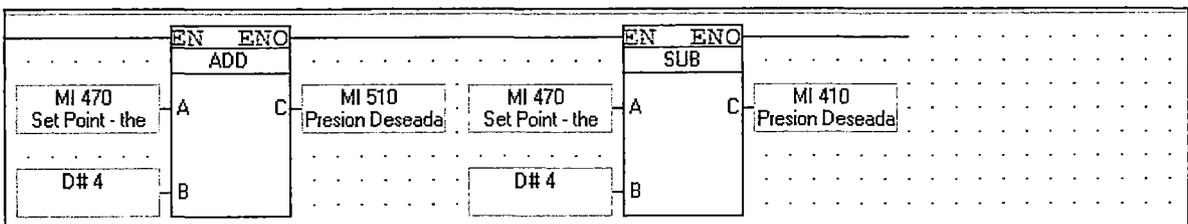
- Crear un Controlador PID asignándole un valor de entrada entera por cada operación.



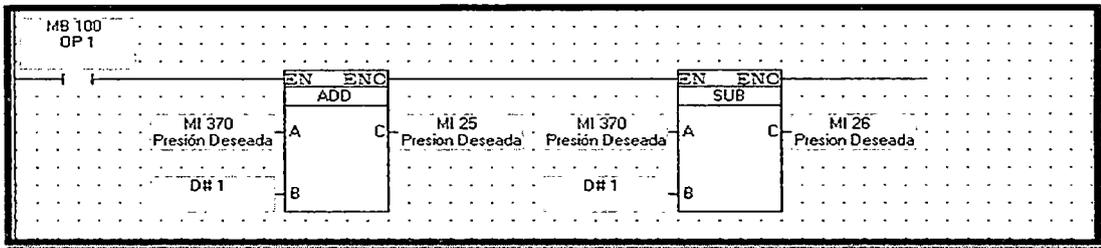
- Almacenar el valor de la Presión deseada en el Set point en el Controlador PID.



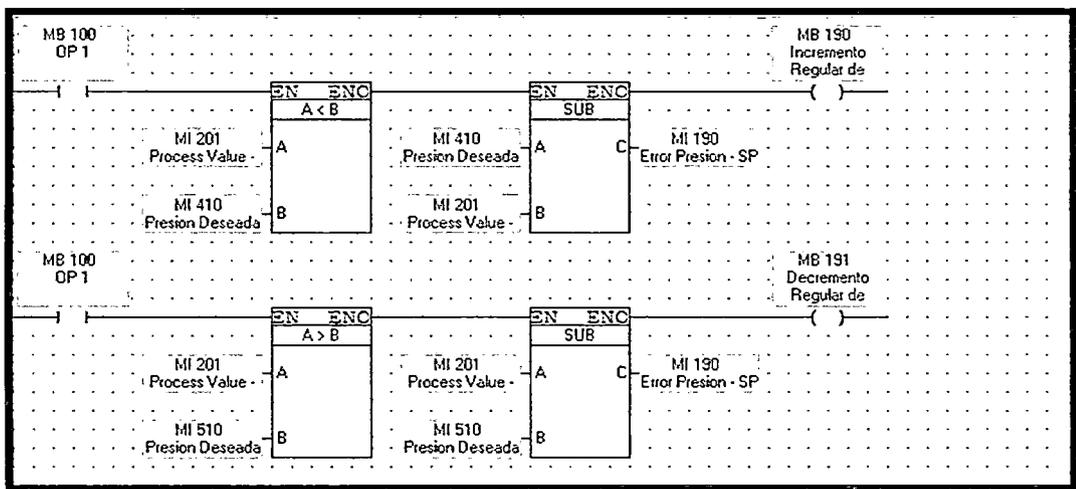
- Establecer el rango de Control "regular"



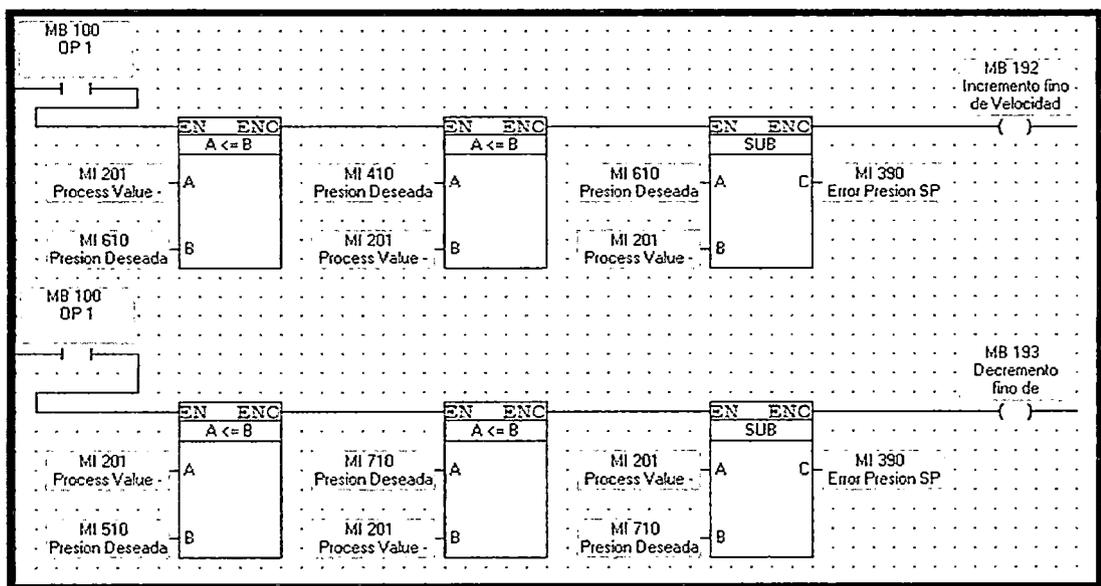
- Establecer el rango de Control “fino”



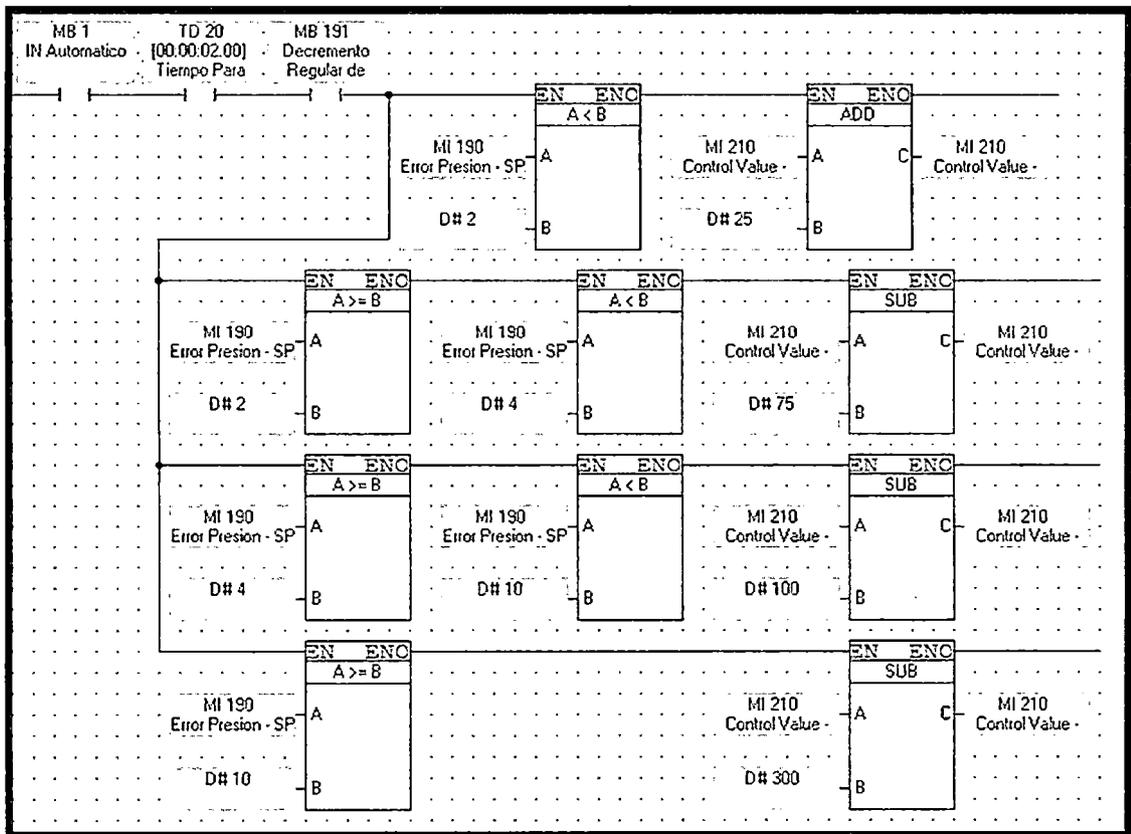
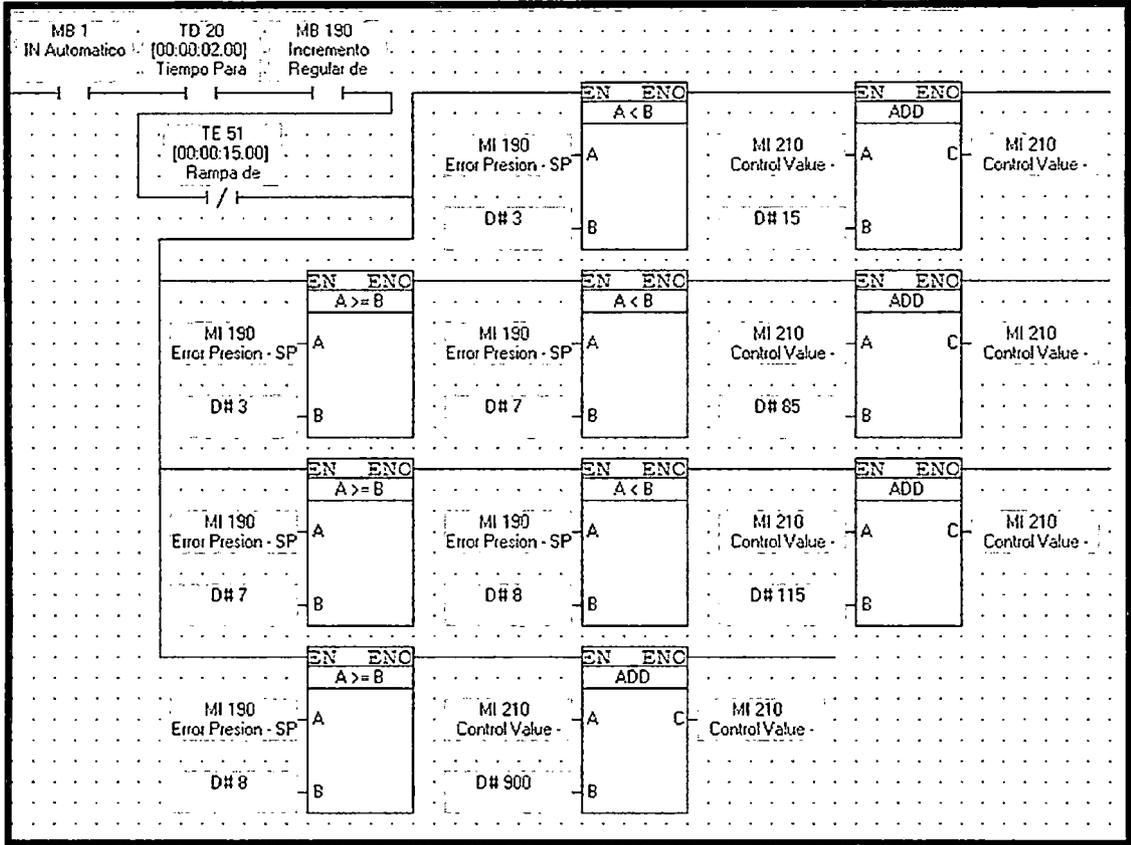
- Cálculo del error en ajuste regular.



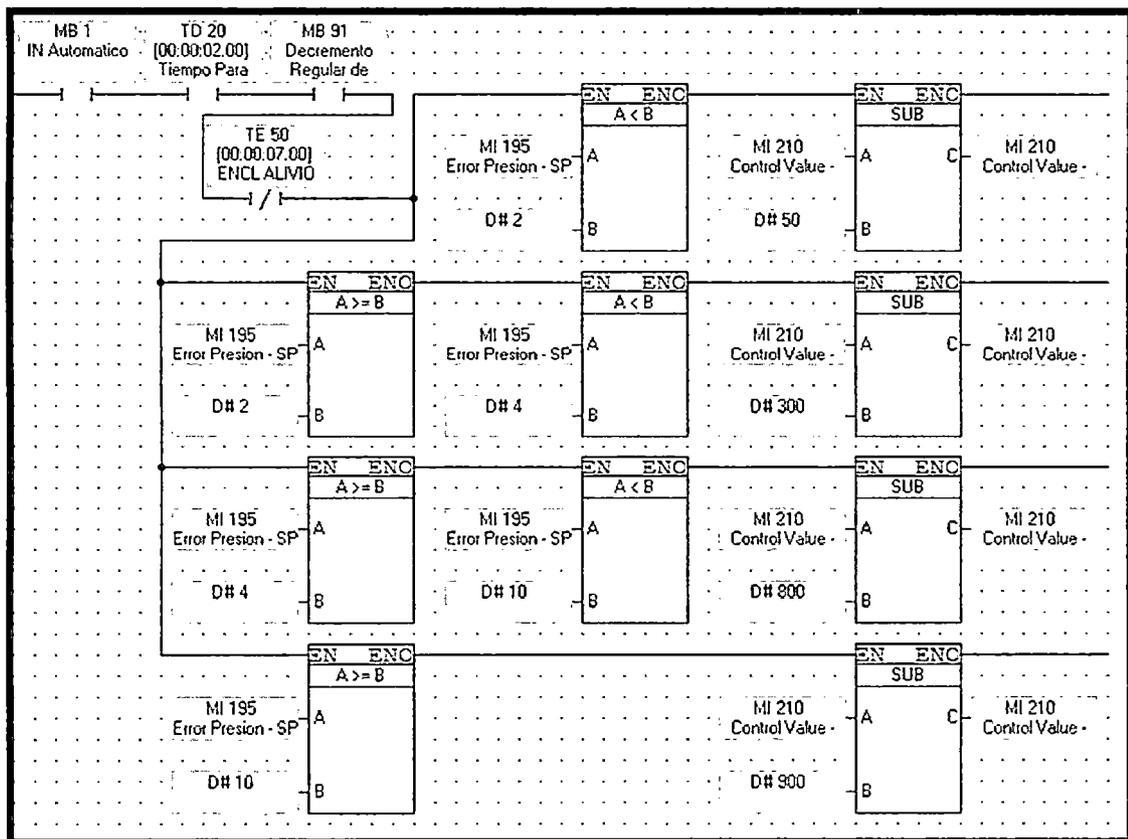
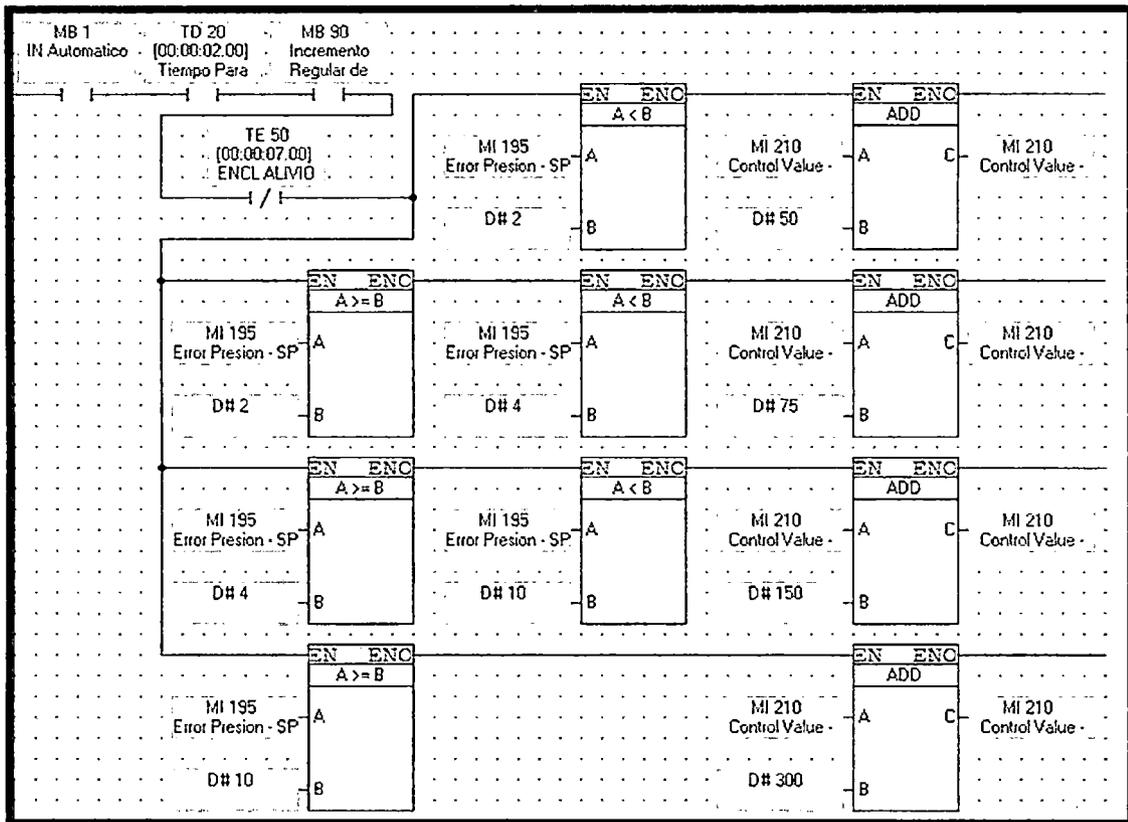
- Cálculo del error en ajuste fino.



- Control del error en tiempo real del ajuste regular.



- Control del error en tiempo real del ajuste fino".



## A. RESULTADO DE LA INDEPENDIZACIÓN POR OPERACIÓN.

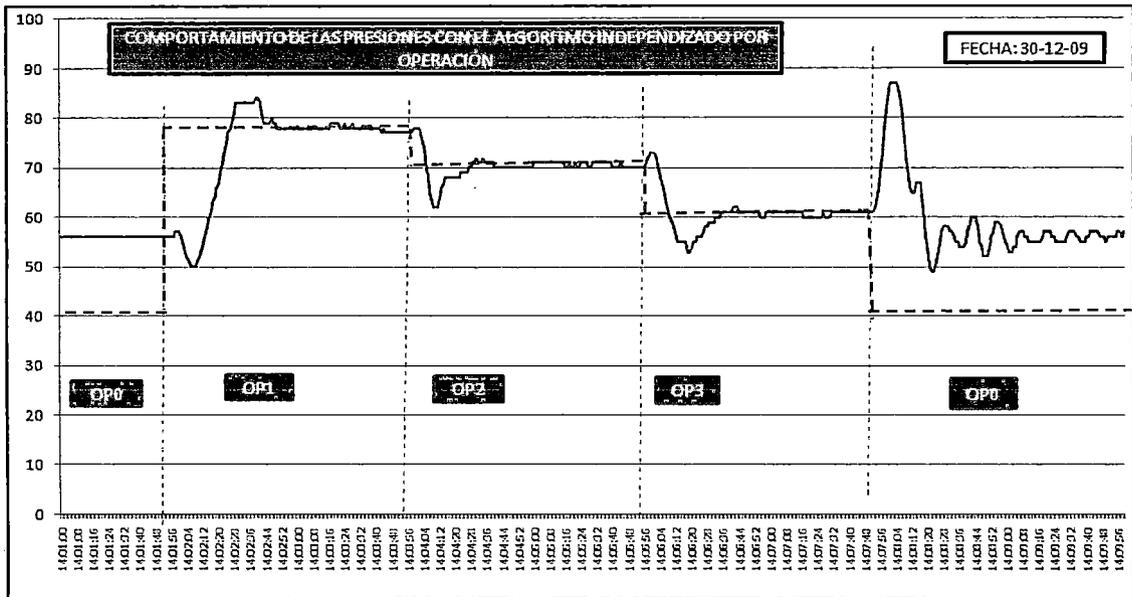


Fig. 5.24 Comportamiento del Control independizado por operación.

Al observar la gráfica podemos notar que si bien es cierto logra Controlarlo aún hay problemas al final del pulso, pero se hizo mejoras en la válvula de alivio, aunque estaba trabajando según la configuración del fabricante.

### 5.1.1. Resultados del Control de Presión del Sistema Hidráulico.

Se revisó el puerto de venteo la cual normalmente va instalada aguas abajo, pero en este caso se determinó que debería ir al aire el diagrama de instrumentación sería:

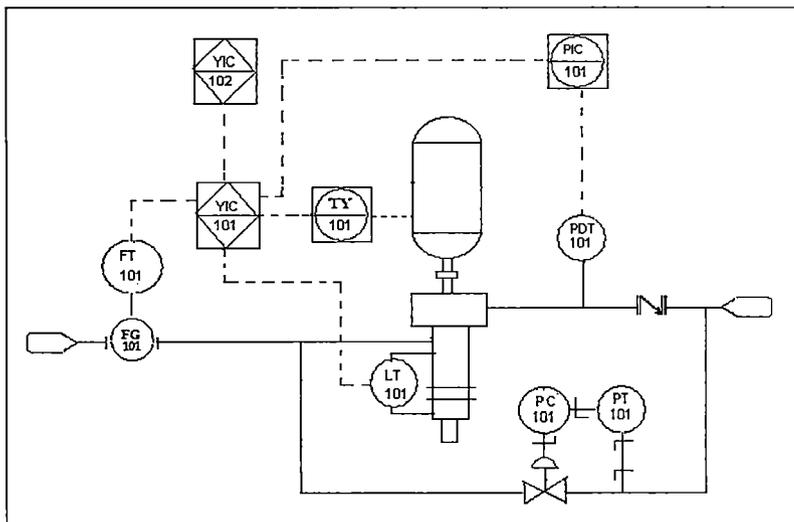
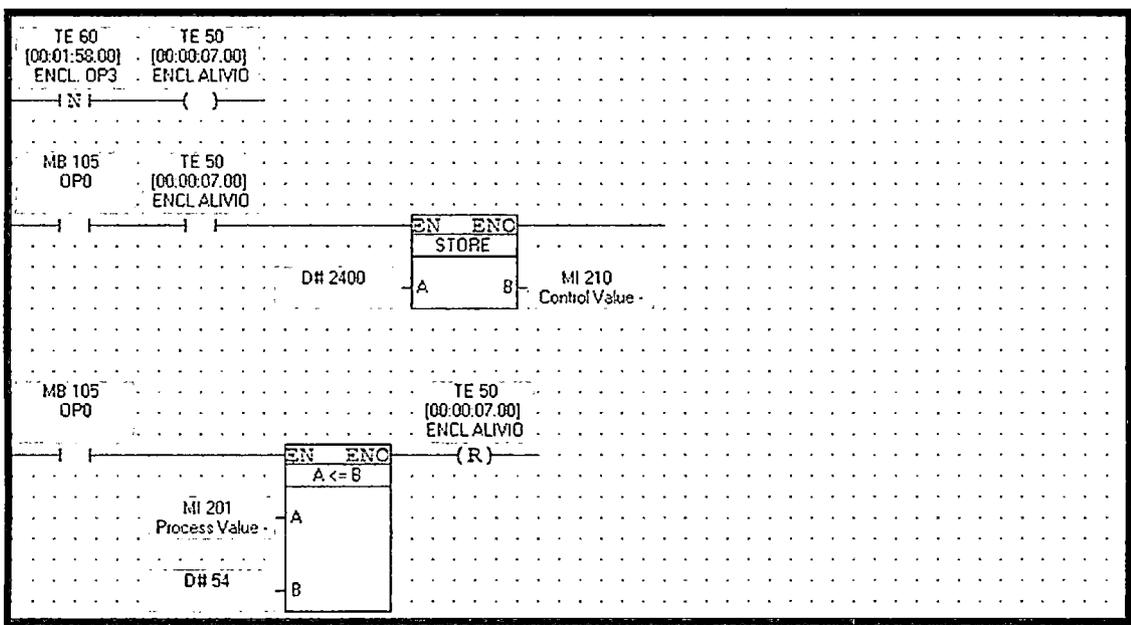


Fig. 5.25 Diagrama de instrumentación final del Control de Presión

Según lo mencionado anteriormente, también se ha considerado lo siguiente:

- Al final pulso durante 7 segundos bajar la velocidad desde el valor de la revolución en operación 3 hasta a la mínima revolución, para contrarrestar la acción del golpe de ariete.
- Luego de los 7 segundos desconectar esta acción y regular la velocidad a la operación de arranque esperando la indicación de otra operación (ver siguiente esquema)



- Y para que no se prenda y apague cada vez que haya pulso tener en consideración que cuando hay más de 3 pulsos por hora que el motor se quede prendido, caso contrario apagarse hasta esperar el siguiente pulso.
- Aparte de las acciones mencionadas, también se realizaron mejoras en estandarizar los tiempos de activaciones de las válvulas, también sabemos que tenemos un sistema de cierre brusco  $T_{MCB} < T_c$ , se levantó esta observación de manera que en cualquier cierre de operación válvulas siempre tengamos:  $T_{MCB} > T_c$ , esto lo conseguimos asignando válvulas con un dispositivo reguladora de caudal para hacer el proceso de cierre lento.

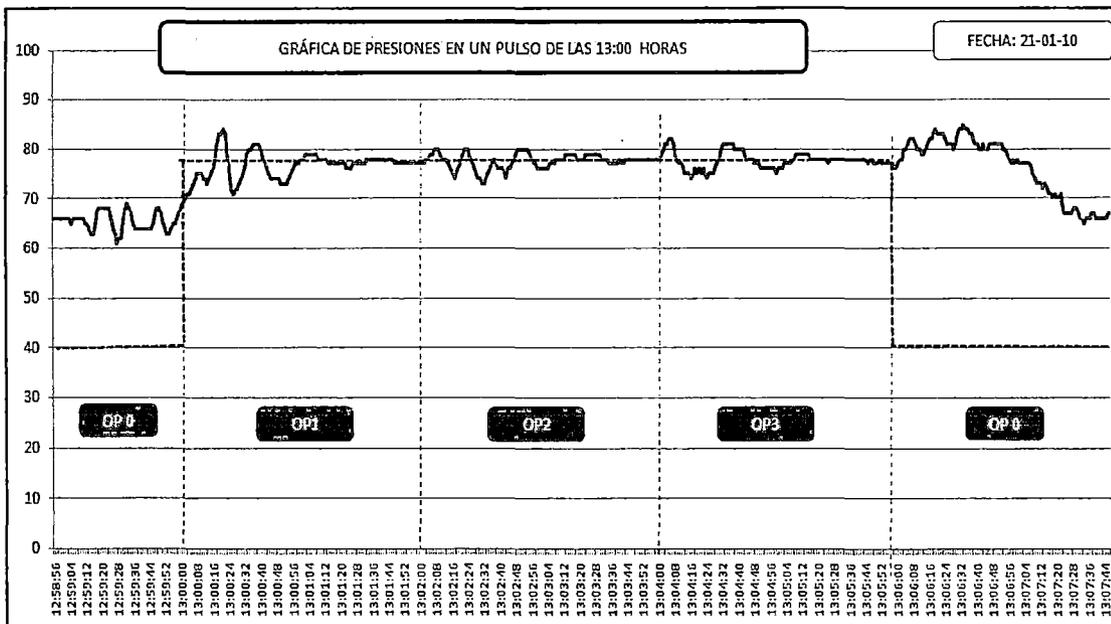
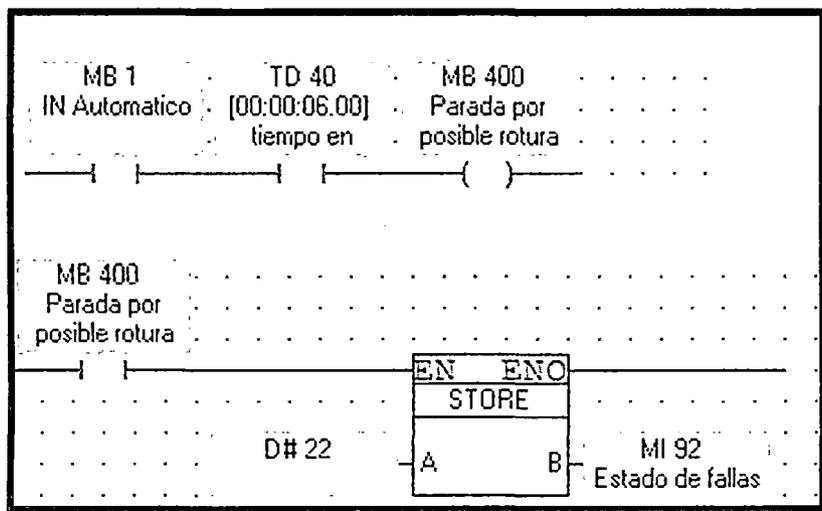


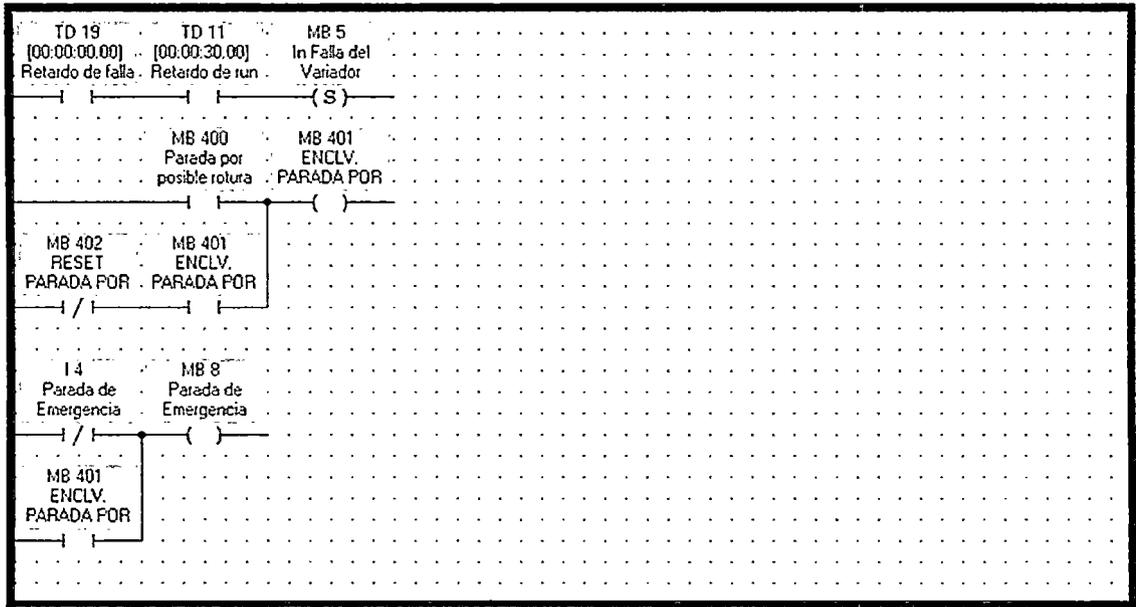
Fig. 5.26 Comportamiento final de las presiones en un pulso

También se hizo las pruebas en “caliente”, peligrosa pero necesaria, que cuando el motor esté funcionando en máxima revolución y con una Presión por debajo de 40 metros entonces se tratase de una posible rotura. Por lo tanto el Motor se deberá de apagar pasado 6 segundos.



No obstante se tiene que apagar como parada de emergencia y no como Stop ya que se trata de una verdadera emergencia que puede dañar los cultivos.

En el siguiente diagrama se observa que al ocurrir una falla por posible rotura automáticamente al pasar 6 segundos se accionará la bobina de parada de emergencia.



### A. ANÁLISIS DE LAS CURVAS DE FUNCIONAMIENTO.

- Al inicio del pulso se logró que no bajara la presión considerablemente.
- Se observa que el error es cero en estado estacionario.
- En régimen transitorio se llegó a disminuir el error a un 7.7% del valor seteado.
- Al final del pulso se redujo la sobrepresión de 20metros a 6metros.

De acuerdo al comportamiento actual de las presiones en el tiempo es necesario hacer un análisis minucioso de las curvas características para determinar su funcionalidad y los efectos en la confiabilidad del equipo.

Para determinar la curva resistente o del sistema hidráulico existe mucha dificultad, pero hay una aproximación muy cercana a la realidad, en todo caso tendríamos tres curvas siendo una por cada operación.

$$h_{resistente} = H_g + R q^2 \quad (R > 0)$$

Por otra parte tenemos las curvas de funcionamiento de la Bomba en los tres puntos de operación igualmente podemos considerar los siguiente.

$$h_z = H_q - A q^2 + B q$$

Las constantes los determinamos experimentalmente. Teniendo en cuenta el funcionamiento inestable de la Bomba.

$$\frac{dh_z}{dq} > \frac{dh_{rzs}}{dq} \quad \Rightarrow \quad q < \frac{B}{2(A+R)}$$

Encontramos los datos experimentales de las tres operaciones:

MEDICIONES	OPERACIÓN1		OPERACIÓN2		OPERACIÓN3	
	H'(METROS)	q(M3/H)	H (METROS)	q(M3/H)	H (METROS)	q(M3/H)
MEDICIÓN 1	79	534	78	450	78	454
MEDICIÓN 2	81	478	79	375	85	372
MEDICIÓN 3	70	540	75	540	71	544

También hicimos una prueba para verificar la repuesta a una variación en el Set Point, es decir en pleno trabajo de operación 2 y operación 3 se determinó sus respuestas teniendo la siguiente figura 5.26a.

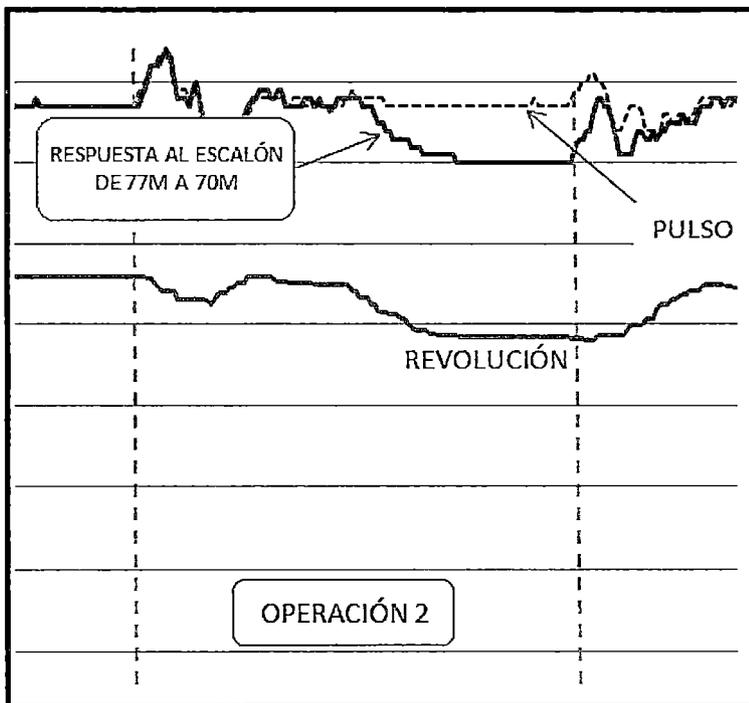


Fig. 5.26a Respuesta a un cambio en el setpoint

Observamos de la Figura 5.26a que al cambiar la referencia de la presión deseada en el momento en que ya se estabilizó, es decir error en estado estacionario igual a cero, cambiamos de 77 metros seteados a 70 metros asignados para un mismo Sistema.

El Sistema reacciona de una forma suave ya que el cambio no es brusco y también se observa la velocidad del motor también baja gradualmente.

Por lo tanto el sistema es estable en estado estacionario con error cero.

Por otra parte también revisamos el funcionamiento de una válvula referencial F29 para analizar si a la manguera le está llegando la presión adecuada, es decir asegurar que en la manguera haya una presión desde 8 metros hasta 40 metros ver la figura 5.26b. La gráfica de color azul es del la salida de la válvula aguas abajo y la de color rojo el de la entrada de la válvula es decir aguas arriba.

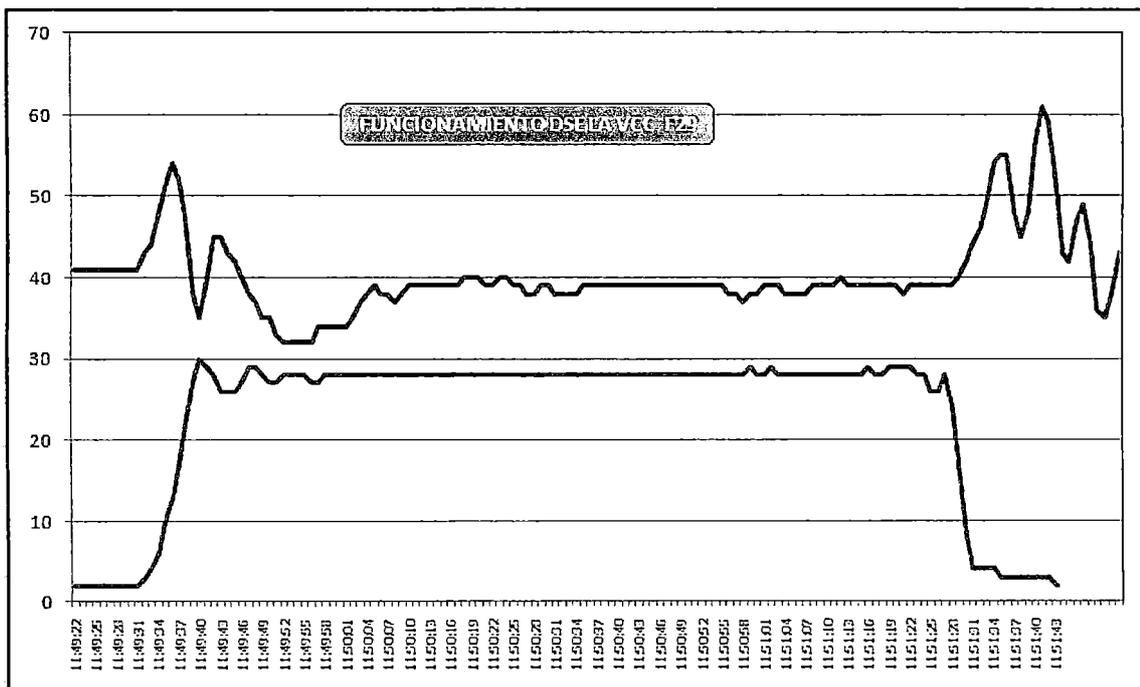


Fig. 5.26b Comportamiento en la salida de la válvula de control F29

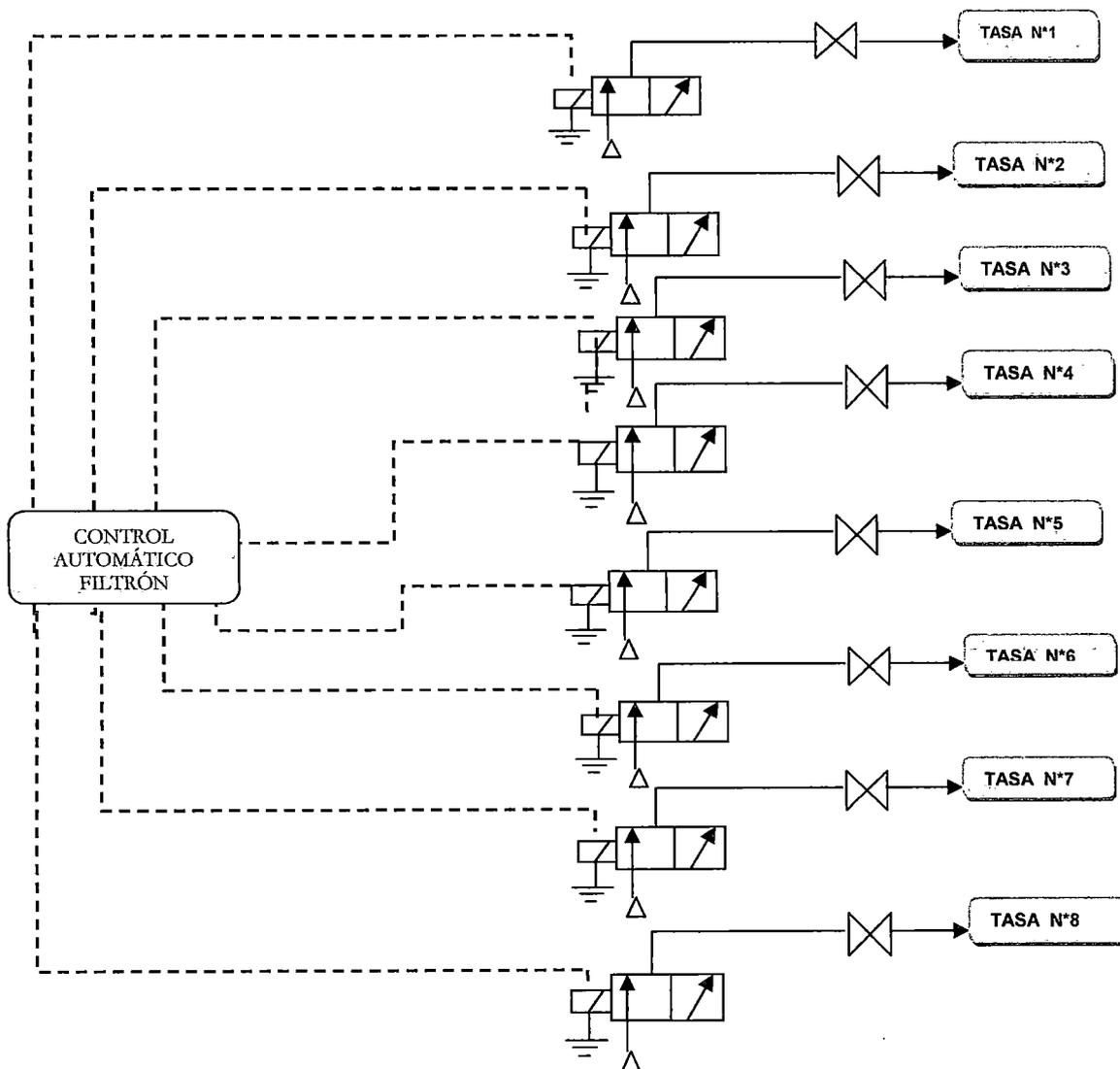
Observamos que la apertura y cierre es normal y hay una pequeña variación aguas arriba pero el control de la válvula lo regula rápidamente (acción de la VRP)

## 5.4. Instalación del Filtrón.

### 5.4.1. Layout para la instalación del Filtrón.

En el esquema 1 se muestra el layout Para la instalación del Filtrón. Las líneas punteadas representan la conexión eléctrica al solenoide de 2 posiciones tres vías, Y desde este solenoide se lleva la señal Hidráulica a las válvulas de retro lavado por cada tasa. (Esta señal Hidráulica se lleva por medio de microtubos para Controlar la apertura y cierra del retro lavado).

**Fig 3.27 Layout para la instalación del Filtrón.**  
**(Para un Filtro Principal de 8 tasas)**



### 5.4.2. Descripción del Proceso.

**Proceso 1:** Ubicar el Filtrón en una posición adecuada con su respectivo estabilizador.



Fig.5.28. Estabilización del Filtrón.

**Proceso 2:** Marcar cada tasa con un número para la identificación respectiva.

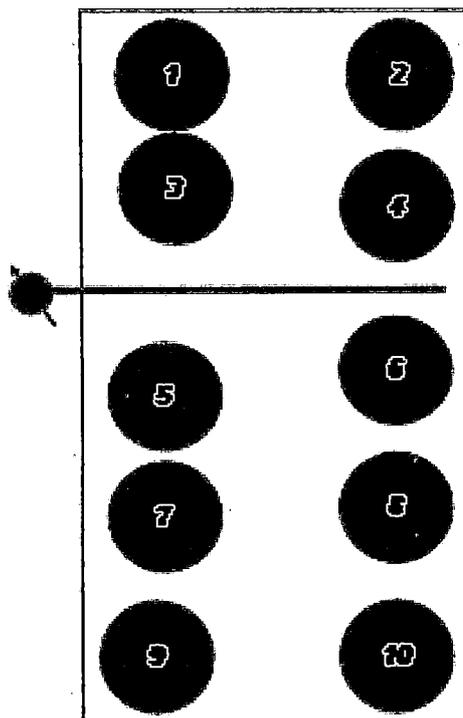


Fig.5.29 posición de las tasas en el Filtro Principal

**Proceso 3:** Identificar cada solenoide y estirar el Micro tubo para su correspondiente tasa.

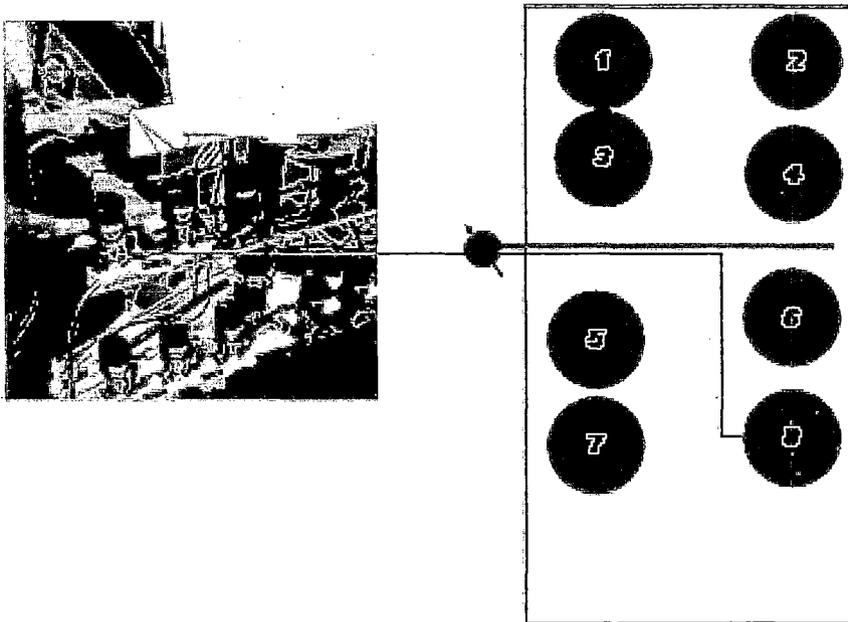


Fig.5.30 Identificación de los solenoides

**Proceso 4:** Ordenar os cables y sujetar con precintos de seguridad.

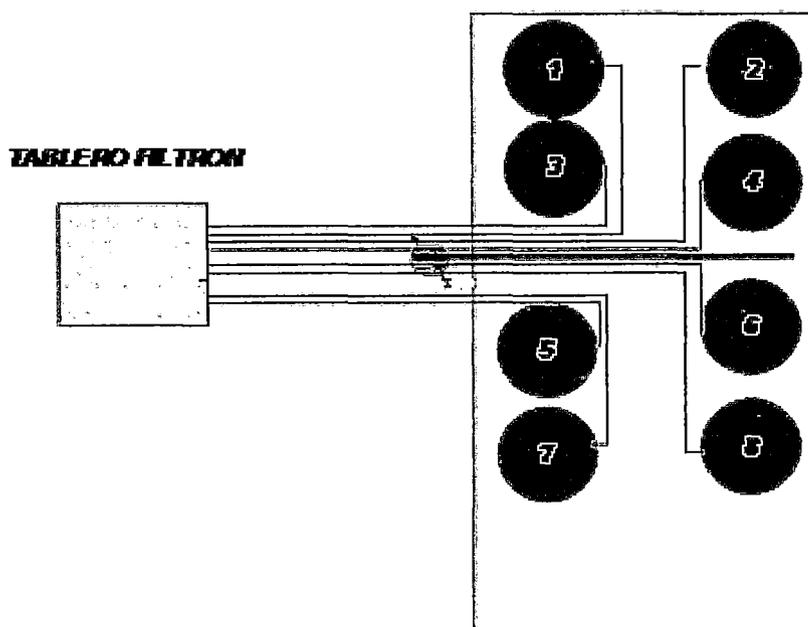


Fig.5.31 Orden del cableado y microtubos.

### A. PLANO HIDRÁULICO DE LA INSTALACIÓN DEL FILTRÓN.

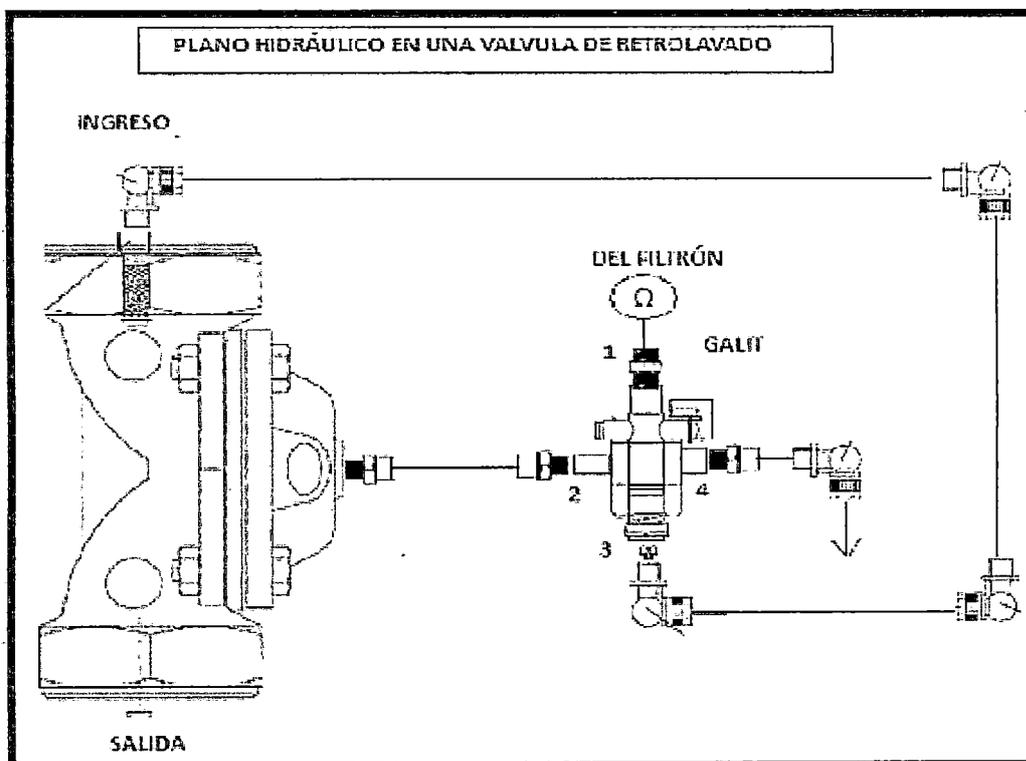
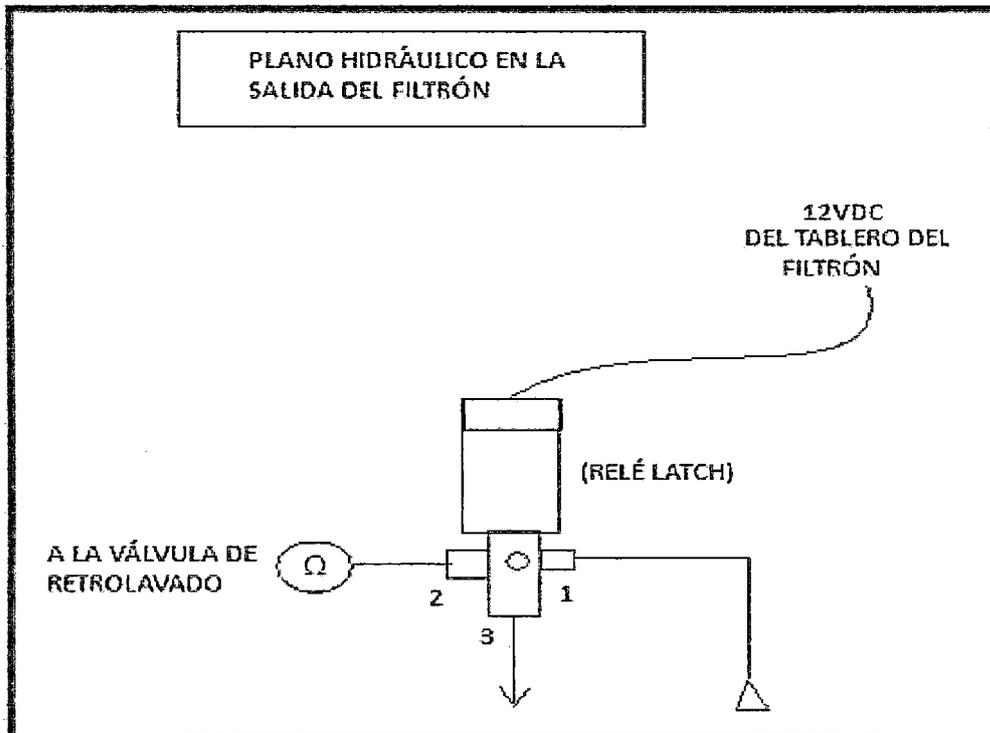


Fig.5.32 Plano Hidráulico de instalación del Filtrón.

**B. PLANO ELÉCTRICO DE LA INSTALACIÓN DEL FILTRÓN**

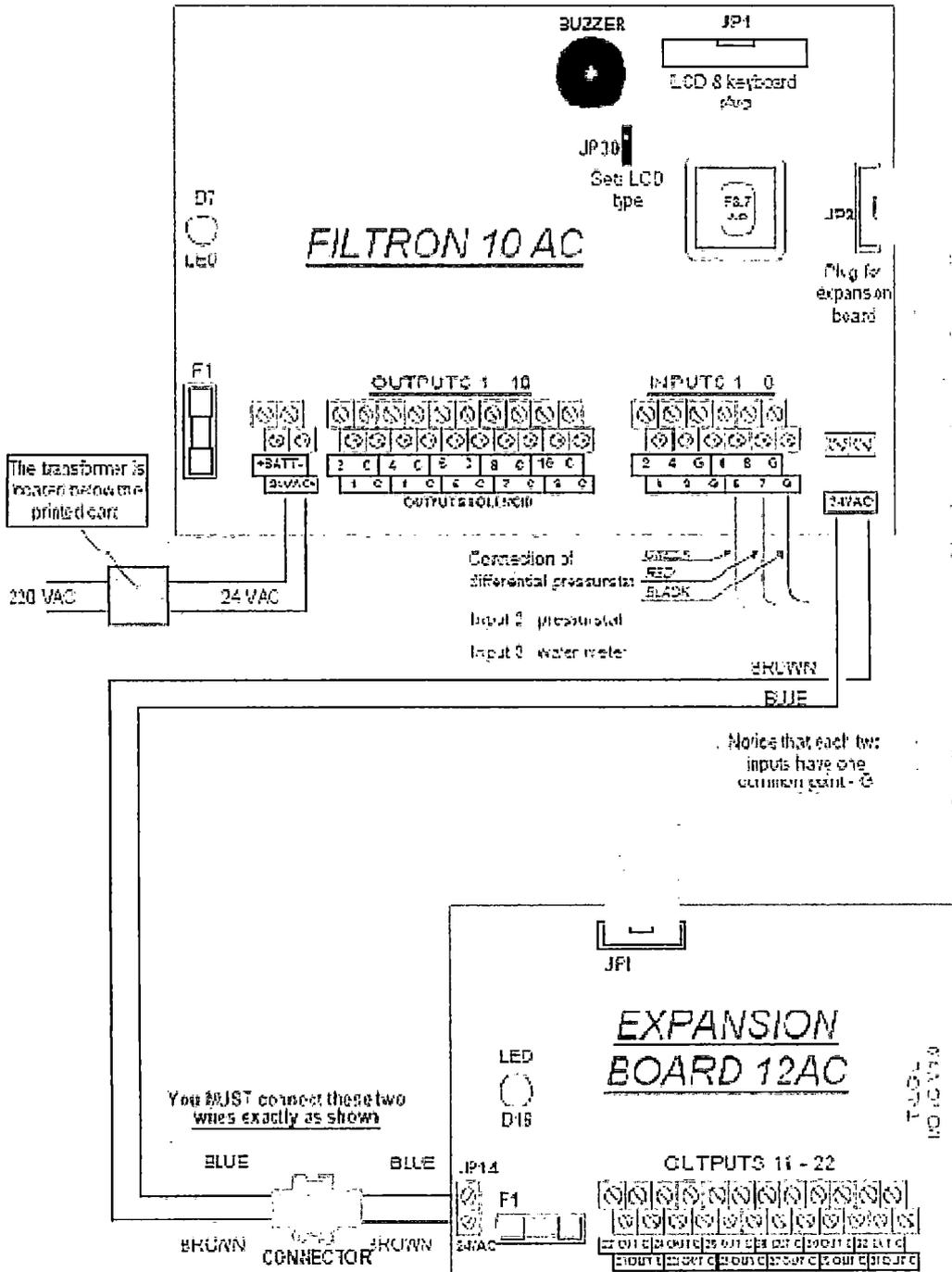


Fig.5.33 Plano Eléctrico del Filtrón.

### 5.4.3. Desarrollo del Programa de Controlador.

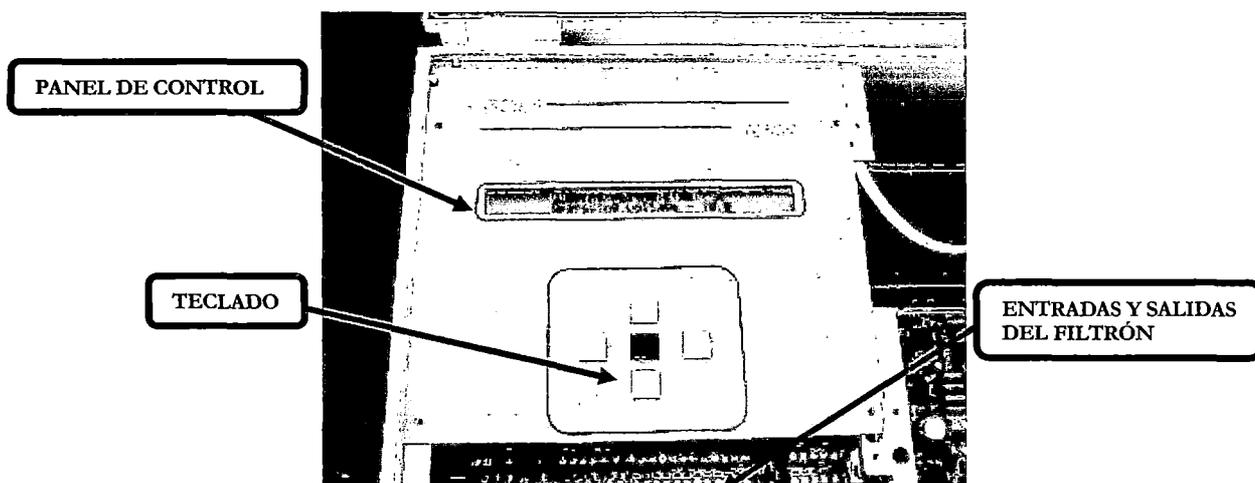
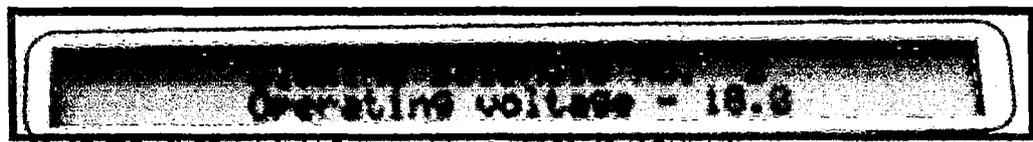


Fig.5.34 Panel de Control del Filtrón.

#### A. PROCEDIMIENTO

PANTALLA INICIAL: CIERRE DE LOS SOLENIDES



- Paso 1: resetear los datos generales
- Paso 2: introducir la contraseña
- Paso 3: definir el total de salidas
- Paso 4: reconocer el total de Filtros
- Paso 5: reconocer el diferencial de Presión
- Paso 6: verificar la tabla general
- Paso 7: actualizar los tiempos
- Paso 8: probar el retrolavado manual
- Paso 9: definir los tiempos generales
- Paso 10: invitar el inicio manual del retrolavado general
- Paso 11: probar la secuencia de retrolavado
- Paso 12: definir los tiempos
- Paso 13: hacer la secuencia de retrolavado
- Paso 14: definimos límites
- Adicional: asignar los parámetros del diferencial de tiempo

## 5.5. Implementación de un Sistema SCADA para los procesos de Riego.

### 5.5.1. Layout del sistema SCADA para la adquisición de datos.

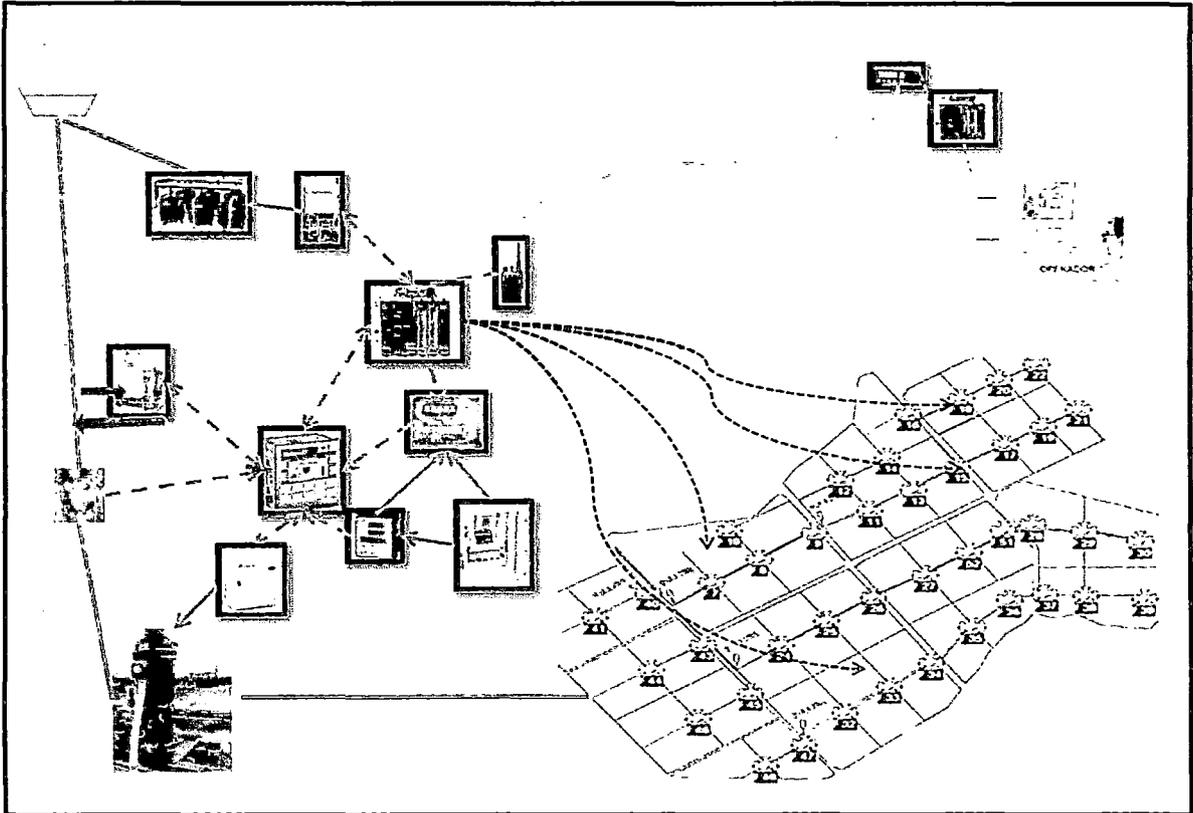


Fig. 5.35 Layout del sistema SCADA para la adquisición de datos

Para el Control de los Procesos de riego lo dividimos en varios niveles de Automatización. Y según la pirámide de Automatización en el Fondo tenemos los siguientes niveles:

- **Nivel sensor Actuador:** tenemos las válvula de Control de campo las cuales son accionadas por la salida del IRRINET XL, El Transmisor de Presión, Sensor de Nivel, Relés de salida del Netajet, Sensor diferencial de Presión del Filtrón, e indicador de caudal.
- **Nivel de Campo:** Tenemos al PLC UNITRONIC interconectados al PLC IRRINET XL (RTU, tablero de integración, Filtrón , Netajet, Satec, Variador de frecuencia, La comunicación RS232, RS485 entre el PLC UNITRONIC, el variador y el SATEC (Maestro esclavo)
- **Nivel de Célula:** En el ICC se visualiza el Control de Procesos, visualiza las operaciones, se puede intervenir manualmente, en el software SCADA ICC se puede observar el comportamiento de los Procesos.



### 5.5.3. Descripción de la adquisición de datos en cada uno de los Procesos.

#### A. INDICADOR DE CAUDAL

El Medidor de caudal FG101 es un transductor tipo woltman que en su parte superior tiene un transmisor de caudal FT101, que tiene la función de emitir pulsos proporcional al flujo y esta señal va al PLC YIC101 para luego calcular el Caudal real del Sistema. El indicador de Caudal FT101 ubicado antes del ingreso a la Bomba detecta pulsos por cada vuelta y según las especificaciones descritas en el anexo. Por medio de un cable apantallado se lleva esta señal al PLC para que este Controlador convierta la señal de pulsos acumulados a Caudal.

Del PLC UNITRONIC “YIC101” salen 2 señales de pulso decodificadas para enviar pulsos al NETAJET y al IRRINET XL (RTU) “YIC102” al NETAJET YIC105 Controlador montado en el tablero normalmente accesible al operador por medio de una señal eléctrica del tipo par trenzado, y antes de ir al YIC102 pasa por el tablero de integración TIC103 igualmente montado en el tablero, esta señal que entra al IRRINET envía señales de radio a la Base central YIC103 se observa en la figura 5.36 la señal en formas de ondas, para obtener los datos de caudal y visualizarlo en el FR101.

Esta señal de caudal se puede acondicionar para observarlo en una gráfica.

#### B. NÚMERO DE RETROLAVADOS.

Cuando el sensor PDT103 detecta una diferencia de Presión entre la entrada y salida del Filtro de grava, éste envía una señal al Filtrón para hacer el retrolavado pero paralelamente el en PDT103 existe un contacto que se actica cada vez que hace retrolavado, esta señal se envía al YIC102 que también pasa por el tablero de integración TIC103.

Esta señal que se envía desde el YIC102 por medio de señales de ondas de radio llega a la Base central y se puede ver en el FR101.

### **C. INDICADOR DE FUNCIONAMIENTO DEL NETAJET.**

Para saber si el Netajet YIC105 está en funcionamiento, podemos determinarlo con el “Booster on”, es decir si la bomba de dosificación está operativa hay una salida del NETAJET que está activa, esta señal se envía al tablero de integración YIC103 con la señal acondicionada mediante relés para luego ingresar al YIC102 y posteriormente llevarla a la Base central.

Análogamente podemos obtener las señales del “KWxHora” esta señal lo podemos obtener del SATEC hay un contacto según la configuración de la especificación técnica se conecta a la entrada del YIC102 y posteriormente llevada a la base central.

### **D. LAS PRESIONES POR CADA OPERACIONES**

Hasta ahora se ha visto señales de contacto al YIC102, es decir entradas digitales al IRRINET XL (RTU) y luego esta señal es procesada y enviada a la base central IRRINET XL configurada como FIU y luego visualizada en la pantalla del ordenador central FR101

Pero los datos nos pueden llegar via comunicación en este caso utilizamos el Protocolo MDLC (Motorola Data Link Communications) basado en el OSI para la comunicación por ondas de radio, y el Protocolo MODBUS para la comunicación entre el PLC UNITRONIC con los dispositivos en campo y la comunicación con el PLC IRRINET XL (RTU).

Así podemos obtener la información de la presión instantánea, Corriente, Voltaje, Potencia, frecuencia y el factor de frecuencia.

## 5.6. Implementación de un Sistema de seguridad.

### 5.6.1. Diagrama de instrumentación del sistema de seguridad.

Para el sistema de seguridad analizamos los eventos que pueden ocasionar daños en la infraestructura o algún accidente en forma general, en este caso analizando el sistema debemos tener en cuenta los siguientes puntos importantes.

- A. Nivel mínimo de agua en la succión de la Bomba.
- B. Prendido y apagado de la Bomba desde la Base central.
- C. Apagado automático de la Bomba y enviar aviso de la falla a la Base central
  - Bajo nivel de agua
  - Voltaje Línea alto.
  - Voltaje línea bajo.
  - Falla por supresor de pico.
  - Falla por velocidad alta del motor.
  - Falla por posible rotura.
  - Falla de variador.

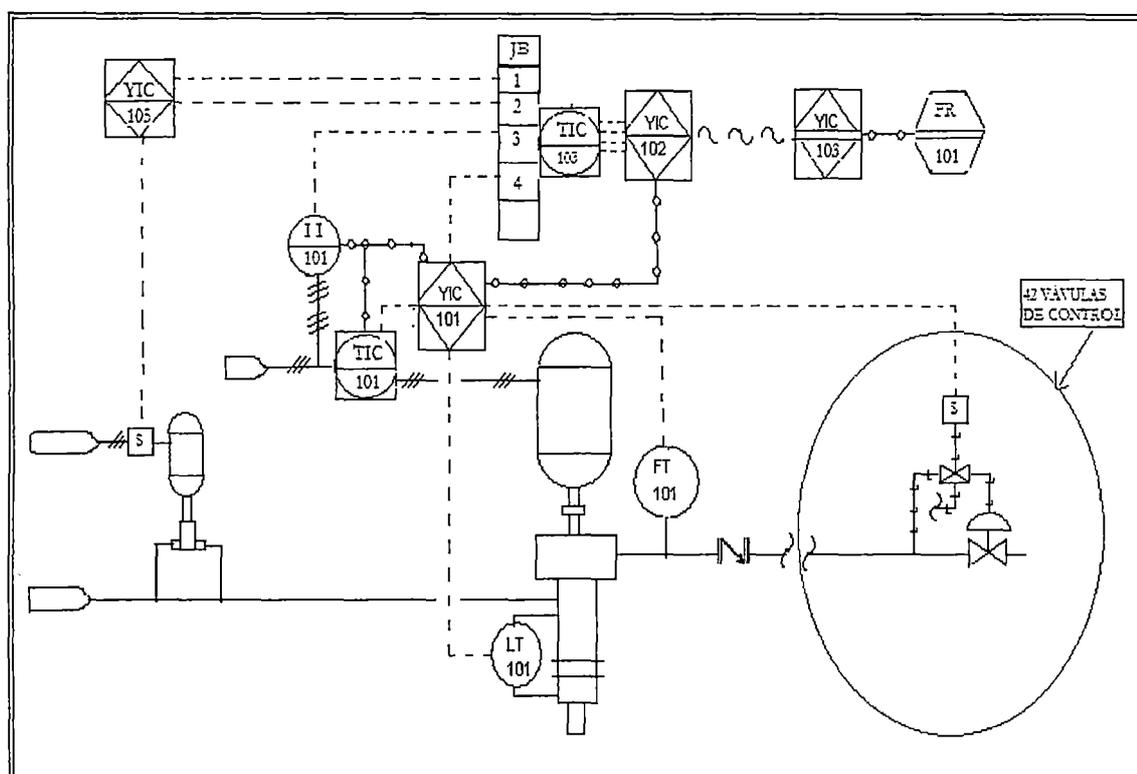


Fig.5.37 Diagrama de Instrumentación para el sistema de seguridad.

## 5.6.2. Descripción del sistema de seguridad en cada uno de los Procesos.

### **A. NIVEL MÍNIMO DE AGUA EN LA SUCCIÓN DE LA BOMBA.**

Sabemos que la bomba no debe trabajar sin agua, para tal caso usamos un electrodo de nivel del tipo PENDULO de la marca COEL. En la figura 5.37 se muestra en el diagrama de instrumentación del sistema de seguridad sobre la cual describiremos el Control del nivel mínimo de agua.

Podemos observar que el transmisor de Nivel LT 101, un sensor de electrodos de señal discreta, y cuando el Nivel sea mínimo, mande esta señal al Controlador YIC 101 (PLC UNITRONIC) ubicado en el tablero de Control, que luego envía una señal digital de la salida del PLC al Variador de frecuencia (líneas punteadas), para finalmente apagar la Bomba, evitando que la Bomba sufra daños. Este transmisor localizado en un Control aislado ubicado en campo exactamente en la succión y por medio de un cable apantallado se conecta al Control de Nivel. La finalidad de este Control es de proteger a la Bomba, ya que si tenemos un Nivel inferior al de la succión de la Bomba podemos malograr dicho equipo. Si bien es cierto para nuestro caso tenemos una succión positiva pero debemos estar atentos a que alguien por algún motivo cierre alguna válvula aguas arriba y nos deje sin agua en la succión

**Nota: cabe recalcar que este Control es básicamente como un sistema de seguridad para que la bomba no trabaje sin agua.**

### **B. PRENDIDO Y APAGADO DE LA BOMBA DESDE LA BASE CENTRAL.**

En la Base central Irrinet Control Center (ICC) se crea una válvula virtual llamada MARCHA/PARADA que esté asignada a una salida en el IRRINET XL (RTU) en el Módulo 1 salida 12, luego esta señal que sale del IRRINET, entra al tablero de relés de integración para enviarla a la entrada 39 del PLC UNITRONIC. De esta manera se puede prender y apagar la Bomba a distancia.

### **C. APAGADO AUTOMÁTICO DE LA BOMBA Y ENVIAR AVISO DE LA FALLA A LA BASE CENTRAL**

En el PLC UNITRONIC se ha elaborado el programa de manera tal que cuando hay una falla, éste se apague automáticamente y anuncia el aviso en el panel del PLC, y automáticamente también llega la información a la Base central ver fig.5.38 La comunicación entre el YIC101 y el YIC102 comunicación MODBUS líneas con burbujas. Luego la señal desde el YIC102 hasta el YIC103 llega por medio de ondas de radio.

### **D. FALLA POR VELOCIDAD ALTA DEL MOTOR**

Si la revolución del motor aumenta por encima de su valor de trabajo \*RPM esto quiere decir que hay un posible problema en el Sistema, por lo tanto El PLC debe cancelar el Riego.

Al inicio se debe esperar un tiempo de estabilización prudente "TE" para que el Sistema alcance la Presión en la salida de la Bomba "Pu" y a la vez a esta Presión le corresponde una Revolución Máxima "RPMu" y si excede podría haber una fuga por lo tanto se debe cancelar también el Riego. Las Velocidades a Controlar Presiones a Controlar de cada operación serán establecidas en el DISPLAY del PLC (para poder modificarlo); según grafico adjunto Fig. 5.38

El Tiempo de Estabilización al inicio del Riego será establecido en el DISPLAY del PLC (para poder modificarlo); según la Fig. 5.38.

Donde:

RPM1	:	REVOLUCIÓN MAXIMA EN LA OPERACIÓN 1
RPM2	:	REVOLUCIÓN MAXIMA EN LA OPERACIÓN 2
RPM3	:	REVOLUCIÓN MAXIMA EN LA OPERACIÓN 3
RPM4	:	REVOLUCIÓN MAXIMA EN LA OPERACIÓN 4
RPM5	:	REVOLUCIÓN MAXIMA EN LA OPERACIÓN 5
RPMu	:	REVOLUCIÓN MAXIMA EN REPOSO (Cuando no riegan ninguna operación )
TE	:	TIEMPO DE ESTABILIZACIÓN DEL SISEMA AL INICIO DEL RIEGO
Po	:	PRESIÓN MINIMA DE TRABAJO CUANDO NO SE ACTIVAN NINGUNA OPERACIÓN

\*Cualquiera de las revoluciones RMP1, RPM2, RPM3



### 5.7.2. Descripción del Proceso de integración de Automatización.

Para integrar los 4 Procesos de Riego. Sabemos que el Proceso de Filtrado no necesita estar en sincronización con los otros tres, pero el Proceso de Presurización, Fertilización e Irrigación, es necesarios que estén en sincronización.

- Para el caso de la Bomba, como se dijo anteriormente en el análisis de Presión de la bomba. Ésta deberá estar prendido 4 minutos antes para que el sistema se presurice y se estabilice en la Presión de arranque.
- Para el caso del Netajet, se configurará la condición externa para que se active la Fertilización por operación de acuerdo a un contacto seco que le llegue a las entradas digitales del Netajet (In3, In4, In5...) ver el plano adjunto de integración.
- En el ICC se crean válvulas virtuales que se activan al mismo tiempo que las operaciones de Riego las cuales llegan al IRRINET XL y se manifiestan como salidas de 24voltios.
- Estas salidas llegan al tablero de integración las cuales dividen al NETAJET y al PLC UNITRÓNIC, éste último Controla el funcionamiento de la Bomba.

Cada Operación de Riego tiene sus propias características.

Todo el Control de los Procesos de Riego también se puede hacer en forma Manual tanto del RTU y también de la base central.

### 5.7.3. Desarrollo del Programa integración de Automatización.

#### A. ALGORITMO.

- El Programador del ICC podrá Prender (Start) y apagar (Stop) la Bomba desde la Base central.
- Esto lo hará por medio de la Válvula virtual creada en el ICC.
- Esta señal se traduce a una salida (Out) del Irrinet XL en la RTU y accionará un Relé de 24v con un contacto N/A.
- Este contacto debe accionar una entrada en el PLC UNITRONIC del tablero de Control (EPLISAC), y para esto debe pasar por la bornera N° 23. Ver esquema 6.
- Para cada operación de Riego, el ICC enviará una señal al Irrinet XL (RTU) análogamente mediante salidas que accionarán los relés de 24VAC N/A y estos contactos accionarán entradas en el PLC del tablero EPLISAC por las siguientes borneras:

- Operación 1; Entrada a la bornera N° 18
- Operación 2; Entrada a la bornera N° 19
- Operación 3; Entrada a la bornera N° 20.
- Operación 4; Entrada a la bornera N° 21
- Operación 5; Entrada a la bornera N° 22.

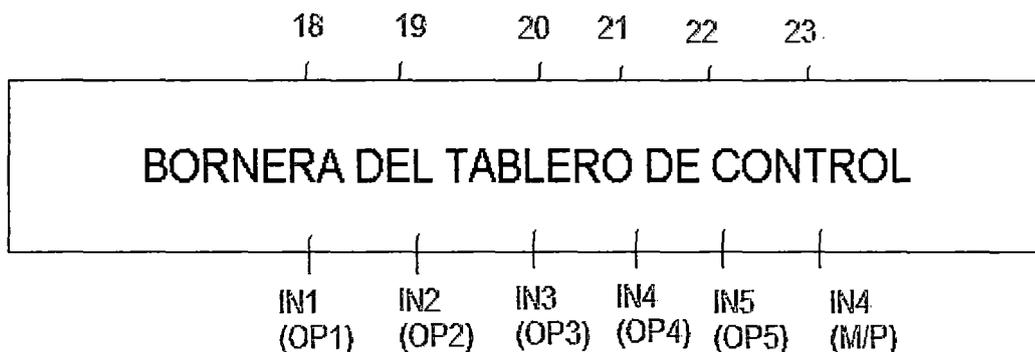


Fig. 5.40. Parte de la Bornera del tablero de Control.

- Las entradas al PLC de estas borneras seguirán la lógica del LAYOUT adjunto. A cada operación le corresponderá una Presión de trabajo que el PLC debe Controlar mediante el sensor de Presión ubicado a la salida de la Bomba.
- Las Presiones a Controlar de cada operación serán establecidas en el DISPLAY del PLC (para poder modificarlo); según las figura 5.41.

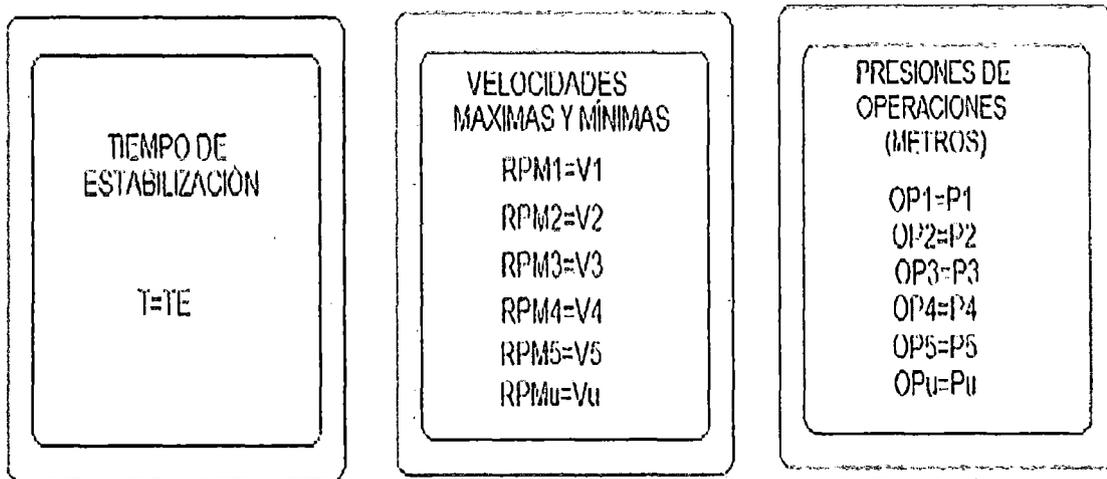


Fig. 5.41 Parámetro de del PLC

LEYENDA:

IN 1	:	OPERACIÓN 1 DE RIEGO
IN 2	:	OPERACIÓN 2 DE RIEGO
IN 3	:	OPERACIÓN 3 DE RIEGO
IN 4	:	OPERACIÓN 4 DE RIEGO
IN 5	:	OPERACIÓN 5 DE RIEGO
P	:	PRESIÓN EN LA SALIDA DE LA BOMBA
P1	:	VALOR DE PRESIÓN DE TRABAJO EN LA OPERACIÓN 1
P2	:	VALOR DE PRESIÓN DE TRABAJO EN LA OPERACIÓN 2
P3	:	VALOR DE PRESIÓN DE TRABAJO EN LA OPERACIÓN 3
P4	:	VALOR DE PRESIÓN DE TRABAJO EN LA OPERACIÓN 4
P5	:	VALOR DE PRESIÓN DE TRABAJO EN LA OPERACIÓN 5
RPM1	:	REVOLUCIÓN MAXIMA EN LA OPERACIÓN 1
RPM2	:	REVOLUCIÓN MAXIMA EN LA OPERACIÓN 2
RPM3	:	REVOLUCIÓN MAXIMA EN LA OPERACIÓN 3
RPM4	:	REVOLUCIÓN MAXIMA EN LA OPERACIÓN 4
RPM5	:	REVOLUCIÓN MAXIMA EN LA OPERACIÓN 5
RPMu	:	REVOLUCIÓN MAXIMA EN REPOSO (Cuando no riegan ninguna operación )
TE	:	TIEMPO DE ESTABILIZACIÓN DEL SISEMA AL INICIO DEL RIEGO
Po	:	PRESIÓN MINIMA DE TRABAJO CUANDO NO SE ACTIVAN NINGUNA OPERACIÓN

## B. DIAGRAMA DE FLUJO.

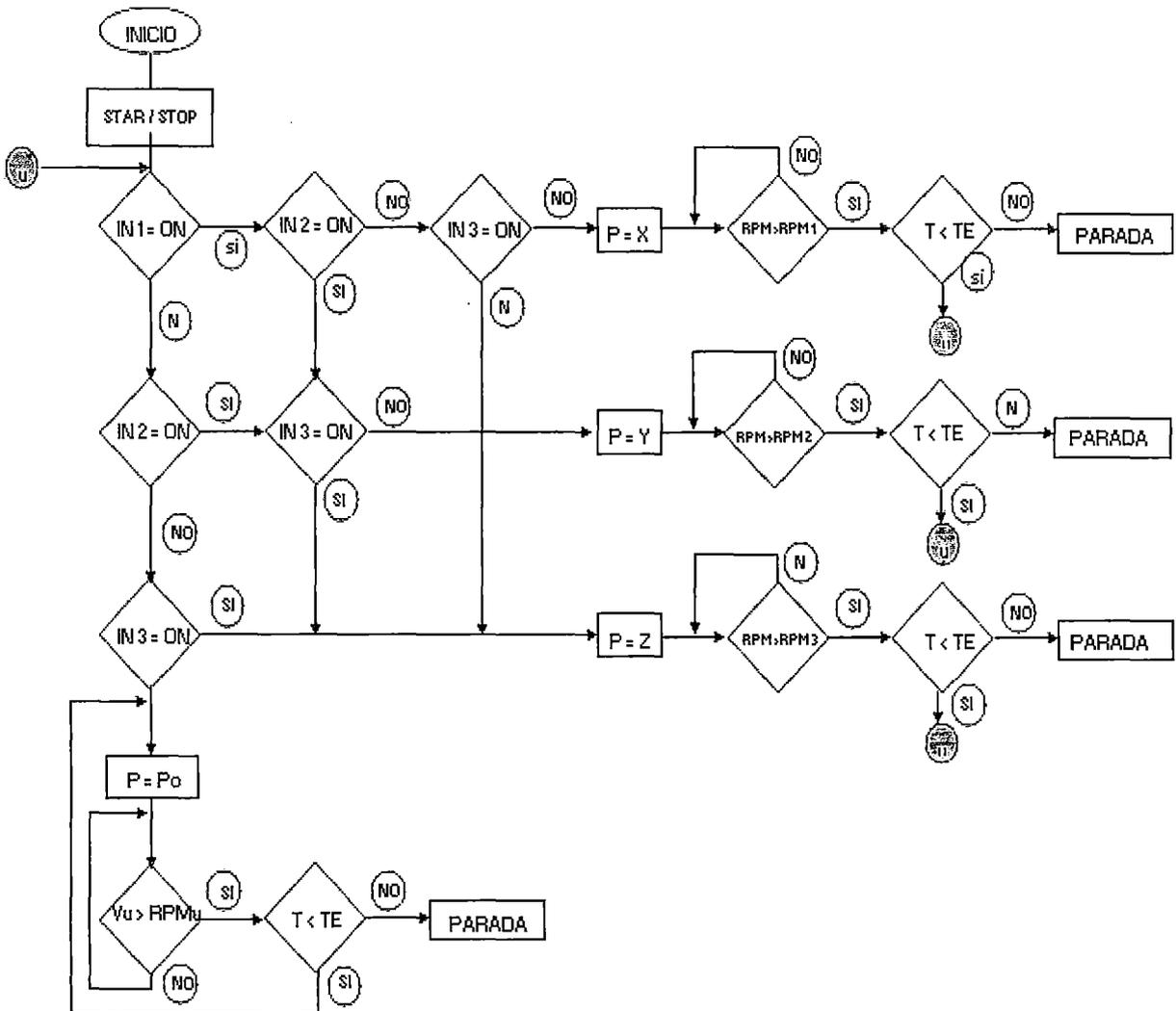


Fig. 5.42 Diagrama de flujo de la integración de Automatización

## C. ELABORACIÓN DEL PROGRAMA DE INTEGRACIÓN DE AUTOMATIZACIÓN.

Para el desarrollo del Programa, se ha realizado en el Programa UNITRONIC y está en el documento GIR-PL-603.



Fig. 5.43 Pantalla del ICC configurado las variables Hidráulicas y Eléctricas

## 5.8. Resultados

En general tuvimos una serie de inconvenientes por cada Proceso sobre todo al momento de las pruebas pero todos fueron solucionados por lo cual tenemos el siguiente resultado que también están registrados en los anexos.

### A. CONTROL DE PRESIÓN EN EL SISTEMA HIDRÁULICO.

- El Control de Presión tiene un error de cero en el estado estacionario.
- Se realizó varias pruebas disminuyendo el Nivel de succión de la Bomba y se observó que en un Nivel dado la Bomba se apagó.
- Se hizo las mediciones de uniformidad de emisión de Riego y aumentó de hasta un 93%. Desde un 89%

## **B. INSTALACIÓN DEL FILTRÓN.**

- Se comprobó la regulación del Filtrón para que retrolave en base a una diferencia de 3 metros de Presión y no al Tiempo.

## **C. INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE SEGURIDAD.**

- En las pruebas se observó que llegaban las señales al ICC cuando se encendía el Booster.
- También se hizo las pruebas correspondientes a las señales de la alarma general, al igual que en caso de corte de energía y se observó que efectivamente llegaban las señales sin problemas.

## **D. INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE MONITOREO DE LAS VARIABLES HIDRÁULICAS Y ELÉCTRICAS.**

- En la pantalla del ICC se recibe las variables Hidráulicas y eléctricas y los retro lavados.

## **E. INTEGRAR LOS 4 PROCESOS DE RIEGO Y TENER EL CONTROL DESDE LA BASE CENTRAL.**

- Se comprobaron las simultaneidades de activaciones de la Bomba, Netajet y Válvulas de campo con un error de 0%.
- También se observó que en el cambio de operación obedecían a la lógica Programada y con sus respectivas características.
- Todo el Control de los Procesos de Riego también se pudo hacer en forma Manual tanto del RTU y también de la base central.

## CONCLUSIONES

- El Control de la Bomba lo realiza con un error del 0% en estado estacionario.
- Se ha disminuido la sobrepresión hasta 6 metros de 20 metros que la máxima sobrepresión encontrada.
- Durante el 22-01-10 que se culminó la puesta a punto el Lote 11 Red5-2 hasta julio del 2010 solo ha habido una rotura de tubería y es por falla de material no por sobrepresión.
- La uniformidad de emisión aumentó desde un 89% en febrero del 2010 hasta 93% en Abril 2010 en el Lote 11 Red5-2
- Al Controlar la Presión del Sistema de acuerdo a las presiones solo se le dará la energía eléctrica necesaria y suficiente disminuyendo los costos de energía eléctrica. Análogamente cuando se haga el retro lavado Automático solo se hará cuando lo necesite disminuyendo la energía Hidráulica.
- Se ha disminuido 2 jornales que se utilizaban para Controlar los equipos en manual que representan un promedio de 8,640 dólares al año.
- Se ha aumentado la confiabilidad del Sistema de la siguiente forma:

Al Controlar la Presión con un error mínimo se garantiza que la variación de Presión interna del Sistema Hidráulico disminuya considerablemente.

Con la Automatización del retro lavado en el Filtro Principal se ha observado que tenemos un retro lavado más efectivo y solo cuando lo necesita.

- Frente a los posibles problemas de tenemos un Sistema de seguridad que nos avisará en la base central. Desde el Netajet que nos avisará cando hay un problema de Caudal, fertilizante etc. Desde los tableros de fuerza cuando haya un corte inesperado de energía eléctrica. O si en el Filtro Principal deja de hacer retro lavado.
- También podremos observar en forma gráfica las variables Hidráulicas y Eléctricas mas importantes como son El Caudal de operación, la Presión de trabajo, los voltajes, corrientes etc.
- El sincronizar los Procesos de Riego ha sido un trabajo complejo pero ha sido necesario puesto que en este punto de desincronización ocurrían roturas considerables y variaciones altas en el Sistema Hidráulico.
- Cuando haya un problema en campo tenemos el Control desde la base central y rápidamente poder desactivarlo o activarlo.
- Con 3 Controladores independientes gastaríamos en 2 PLC aparte del cableado por lo que se decidió implementar un algoritmo especial analizando la banda proporcional.

## BIBLIOGRAFIA

CONTROL AUTOMÁTICO DE PROCESOS: Carlos A. Smith.

FUNDAMENTOS DE CONTROL AUTOMÁTICO: Pablo Bolzern.

INGENIERÍA DE CONTROL MODERNA: Katsuhiko Ogata.

<http://michelleluzcas.tripod.com/>

<http://usuarios.lycos.es/Theo/id56.htm>

[http://solar.nmsu.edu/wp\\_guide/hidraulica.html](http://solar.nmsu.edu/wp_guide/hidraulica.html)

[http://www.grupohoba.com/downloads/curso\\_UCAB.pdf](http://www.grupohoba.com/downloads/curso_UCAB.pdf)

<http://www.elregante.galeon.com/aficiones1485906.html>

<http://www.mundoc.com/odis%20-%20grava%20arena%204000.htm>

[http://www.euroresidentes.com/jardineria/Sistemas de Riego/Riego/Riego por goteo/instalaciones Riego por goteo.htm](http://www.euroresidentes.com/jardineria/Sistemas_de_Riego/Riego/Riego_por_goteo/instalaciones_Riego_por_goteo.htm)

<http://es.wikipedia.org/wiki/Telemetr%C3%ADa>

[www.e-seia.cl/archivos/Programa Control operacional 24 horas Negrete.doc](http://www.e-seia.cl/archivos/Programa_Control_operacional_24_horas_Negrete.doc)

<http://www.profesores.frc.utn.edu.ar/industrial/Sistemasinteligentes/UT3/plc/PLC.html>

[http://es.wikipedia.org/wiki/Controlador l%C3%B3gico programable](http://es.wikipedia.org/wiki/Controlador_l%C3%B3gico_programable)

[www.galeon.com/electronicavip/Guias/IntPLC.pdf](http://www.galeon.com/electronicavip/Guias/IntPLC.pdf)

[http://es.wikipedia.org/wiki/Protocolo de red](http://es.wikipedia.org/wiki/Protocolo_de_red)

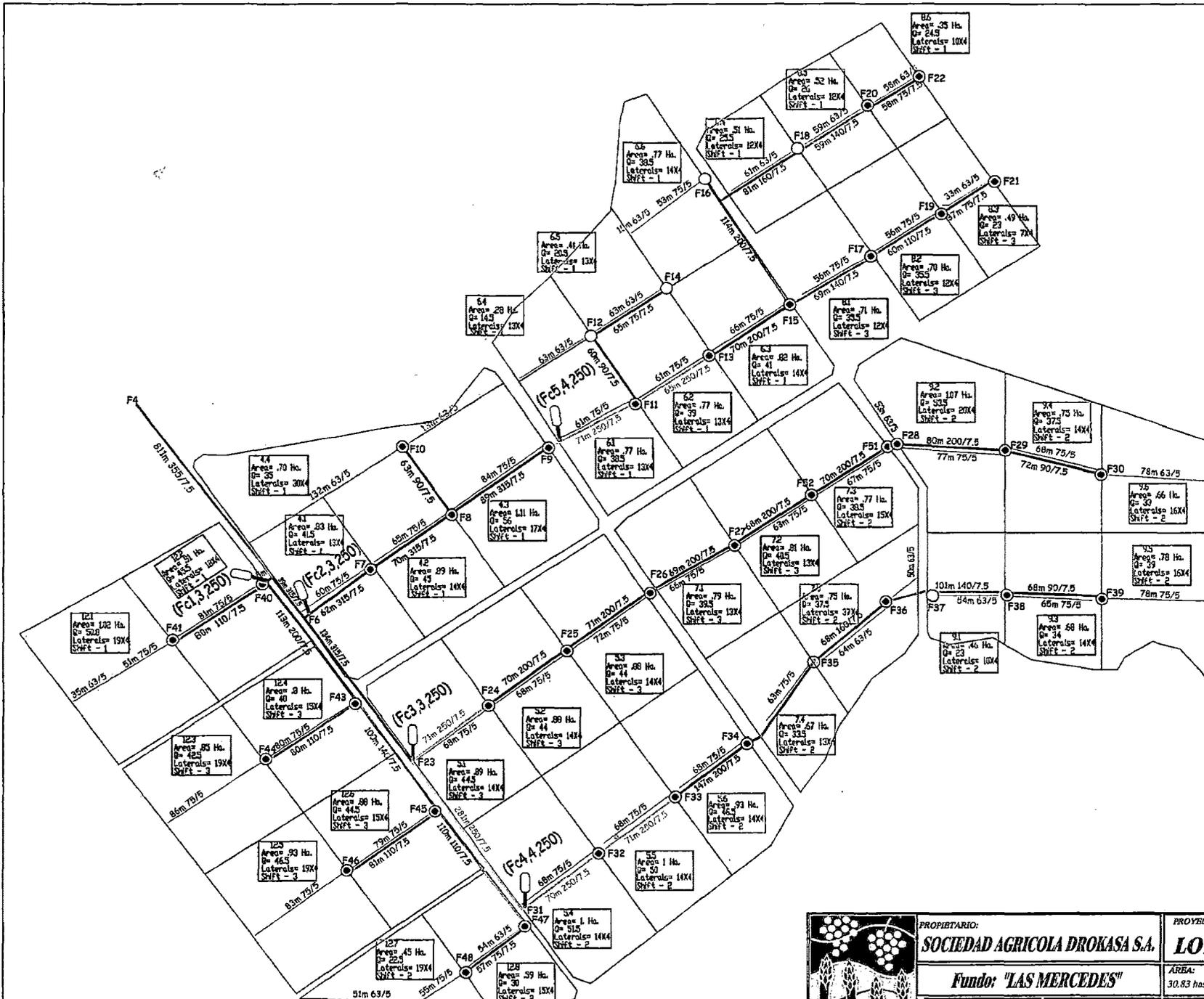
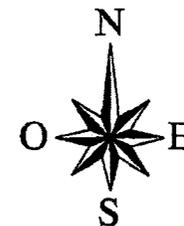
[http://es.wikipedia.org/wiki/Modbus.](http://es.wikipedia.org/wiki/Modbus)

[http://es.wikipedia.org/wiki/Proporcional integral derivativo](http://es.wikipedia.org/wiki/Proporcional_integral_derivativo)

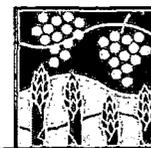
[http://www.eathisa.com/dat/archivos/MVCPres.pdf.](http://www.eathisa.com/dat/archivos/MVCPres.pdf)

## ANEXO

- A. Plano Hidráulico Lote 11Red5-2.
- B. Plano del Sistema Eléctrico del Control de Presión del Sistema Hidráulico.
- C. Plano Eléctrico del sistema de seguridad, monitoreo e integración de los Procesos de Riego.
- D. Programa para el Control de Presión, Sistema de seguridad, monitoreo e integración de los Procesos de Riego elaborados en el PLC UNITRONIC.



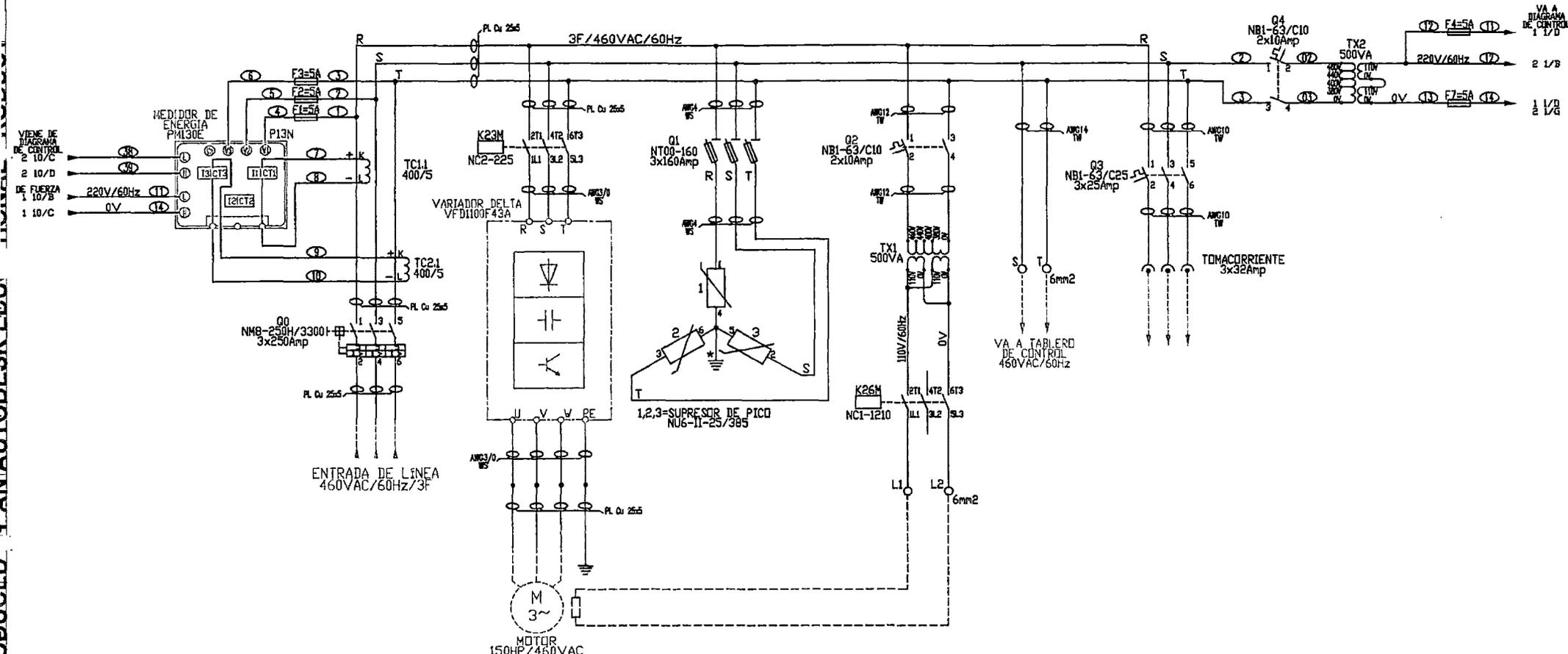
LEYENDA	
TUERRA #400	
TUERRA #353	
TUERRA #315	
TUERRA #220	
TUERRA #229	
TUERRA #200	
TUERRA #180	
TUERRA #140	
TUERRA #110	
TUERRA #90	
TUERRA #70	
TUERRA #63	
CASITA DE BURGAT	
CENTRO DE FERTILIZACION	
FILTRO CONTROL	
VALVULA 3"	
VALVULA 2"	
VIL	
VALVULA DE AIRE	
ANTIRRACHO	
VALVULA DE ALMO	
AV - VALVE (Barras)	



PROPIETARIO: <b>SOCIEDAD AGRICOLA DROKASA S.A.</b>	PROYECTO: <b>LOTE 11 Red 5-2</b>	CULTIVO: <b>PALTO</b>
Fundo: <b>"LAS MERCEDES"</b>	AREA: 30.83 has.	VERSIÓN: 03
BARRANCA	FECHA: 22/05/09	REVISADO POR: Ing. Fernando Martinez
TOP. J. Hinostroza	CAD: R. Fernandez	Modif. por: L. Narvaez
ESCALA: 1/1000		

PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT

TABLERO ELECTRICO DE ARRANQUE Y CONTROL DE MOTOR 150HP/460VAC/60Hz/3F



(\*) CONECTAR A TIERRA EL PUNTO CENTRAL DE LOS DESCARGADORES  
 ---- CONEXIONES A REALIZARSE EXTERNAMENTE



PROPIETARIO  
**SOCIEDAD AGRICOLA DROKASA S.A.**

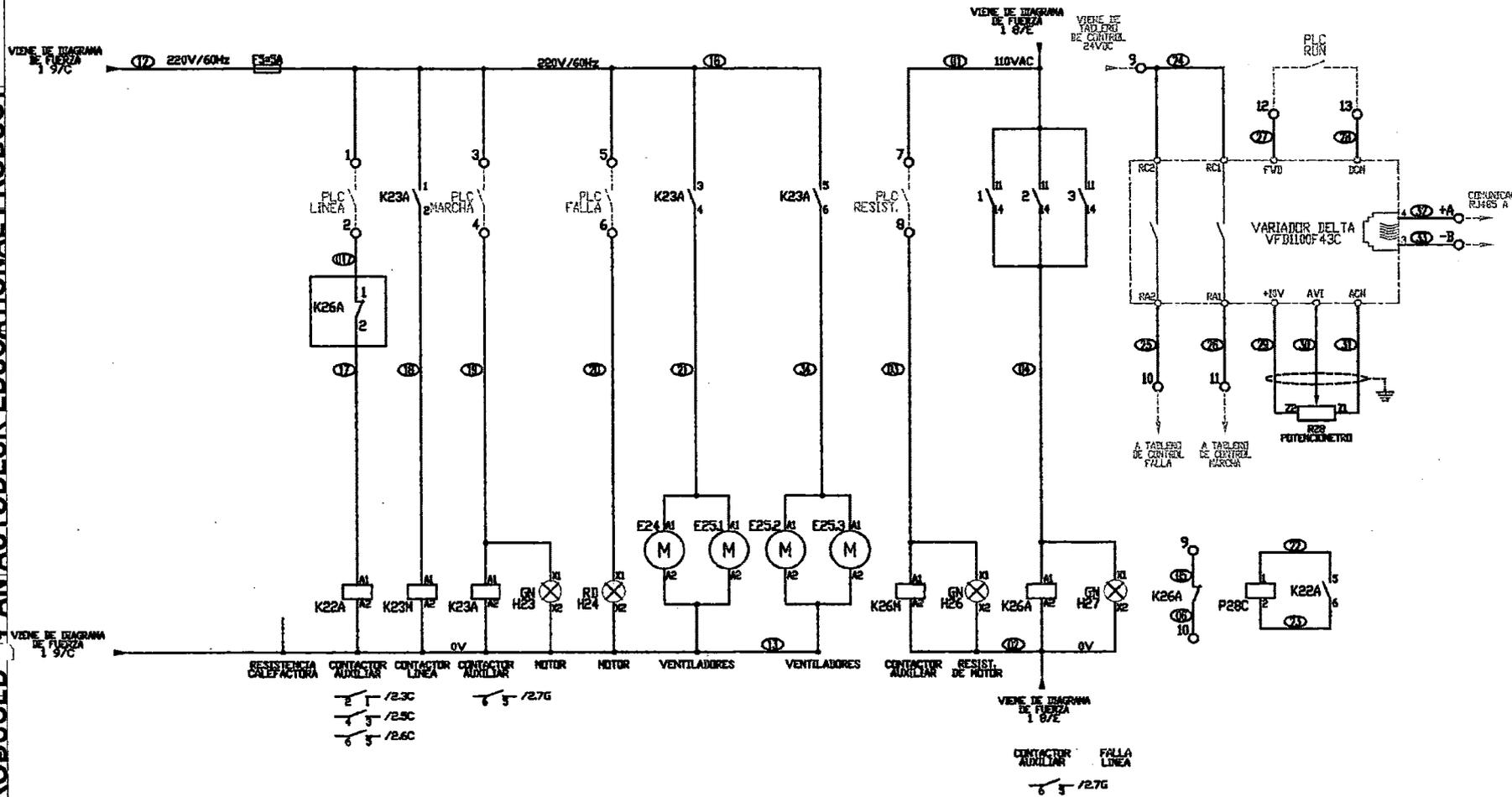
DIBUJANTE:  
 RUBEN FERNANDEZ

PLANO  
**DIAGRAMA DE FUERZA**

COLABORADOR:  
 RESPONSABLE  
 FECHA:  
 VERSION:  
 ESCALA:

UBICACION:  
 DEPARTAMENTO: LIMA  
 PROVINCIA: BARRANCA  
 DISTRITO: BARRANCA  
 VINTO

LAMINA:  
**A4**



LEYENDA DE COMPONENTES	
	Identificación del cable
	Identificación del Fusible
	Barra
	Interruptor Termomagnético
	Resistencia de calentamiento 75 Watts
	Fusible-seccionador
	Resistencia dependiente de la tensión Voltaje
	Transformador de corriente 300/5
	Ventilador
	Llave Termomagnética
	Contactor
	Motor de inducción trifásico
	Transformador Monofásico 500VA 480/220VAC
	Bobina de contactor
	Potenciometro
	Contacto normalmente CERRADO
	Contacto normalmente ABIERTO
	Pulsador PARADA
	Pulsador MARCHA
	Lampara VERDE
	Lampara RELAY
	Tierra
	Línea de conexión FUERZA
	Línea de conexión CONTROL

----- CONEXIONES A REALIZARSE EXTERNAMENTE



PROPIETARIO  
**SOCIEDAD AGRICOLA DROKASA S.A.**

DIBUJANTE:  
**RUBEN FERNANDEZ**

PLANO  
**DIAGRAMA DE CONTROL**

COLABORADOR:  
**JOSUE...**

RESPONSABLE  
**JOSUE...**

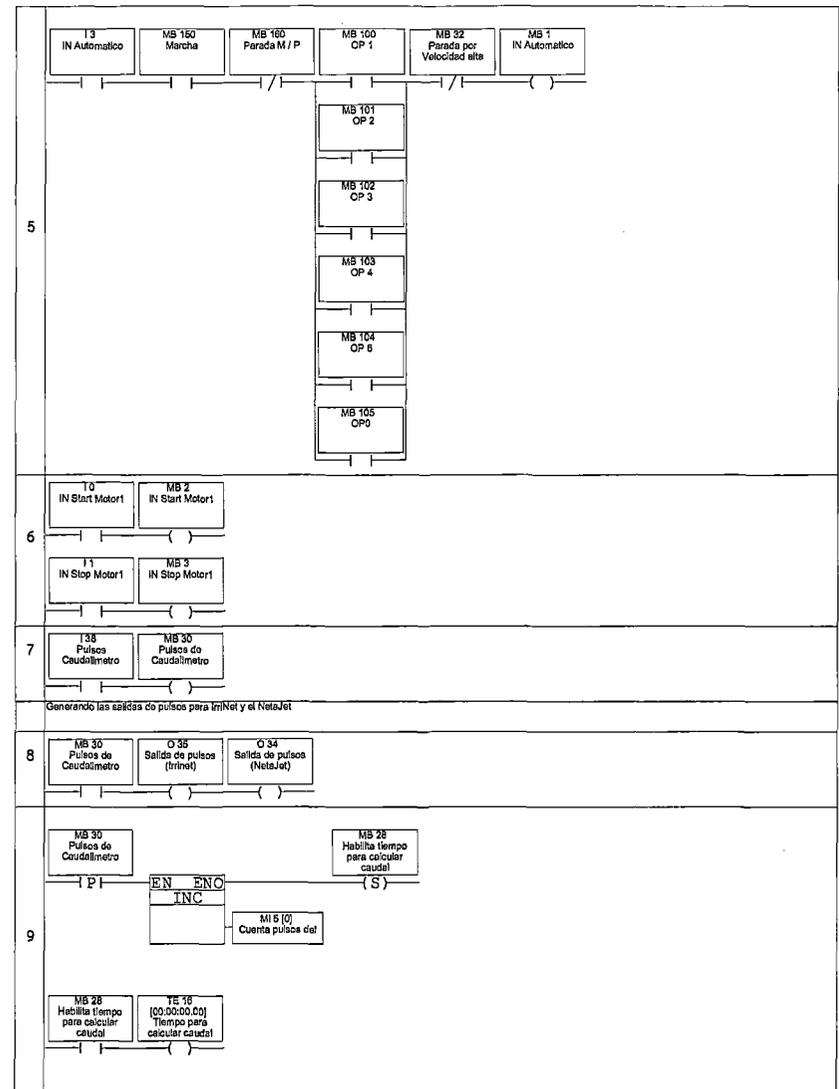
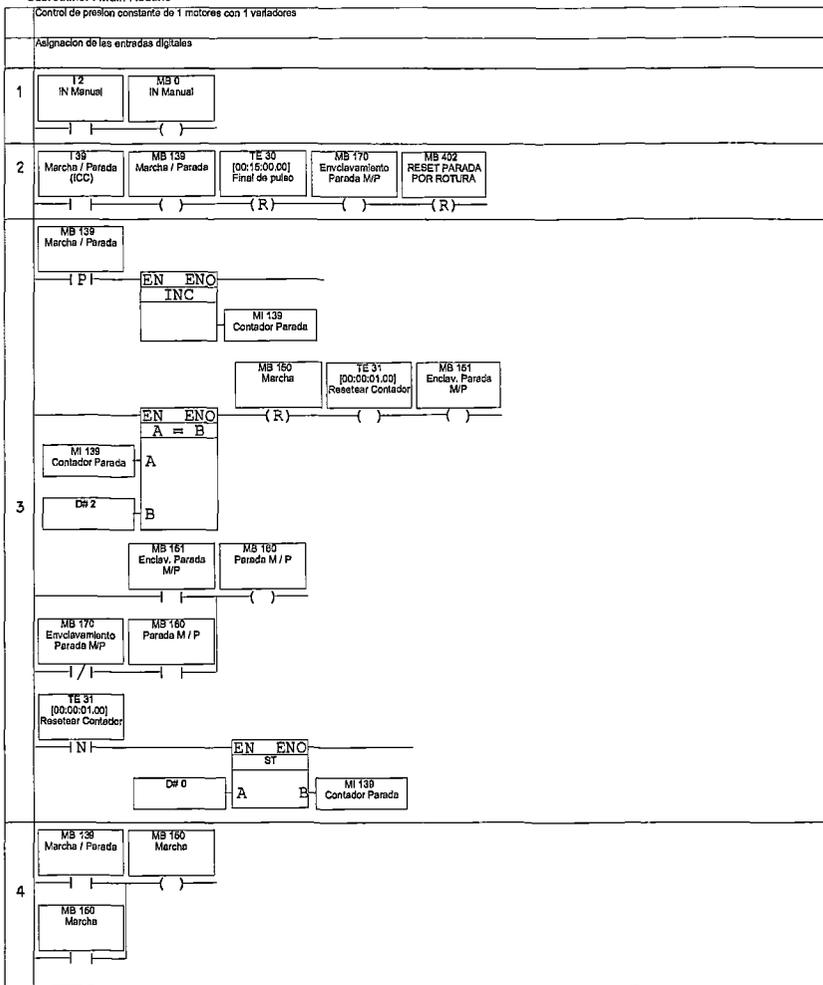
FECHA:  
**...**

VERSION:  
**...**

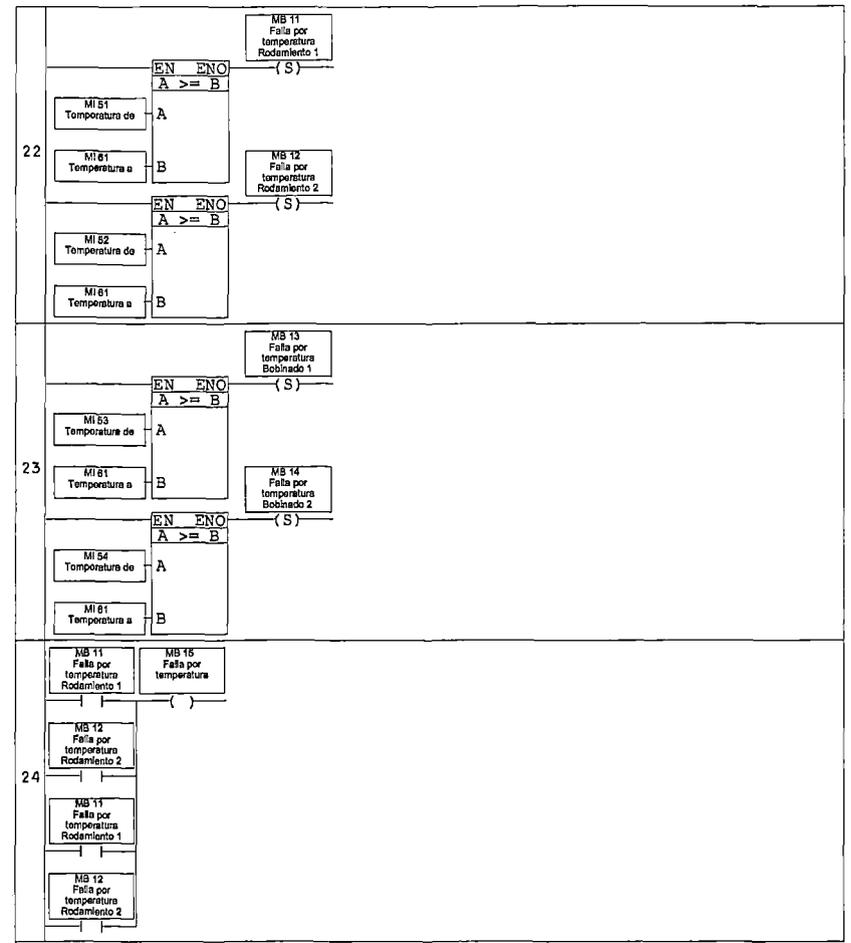
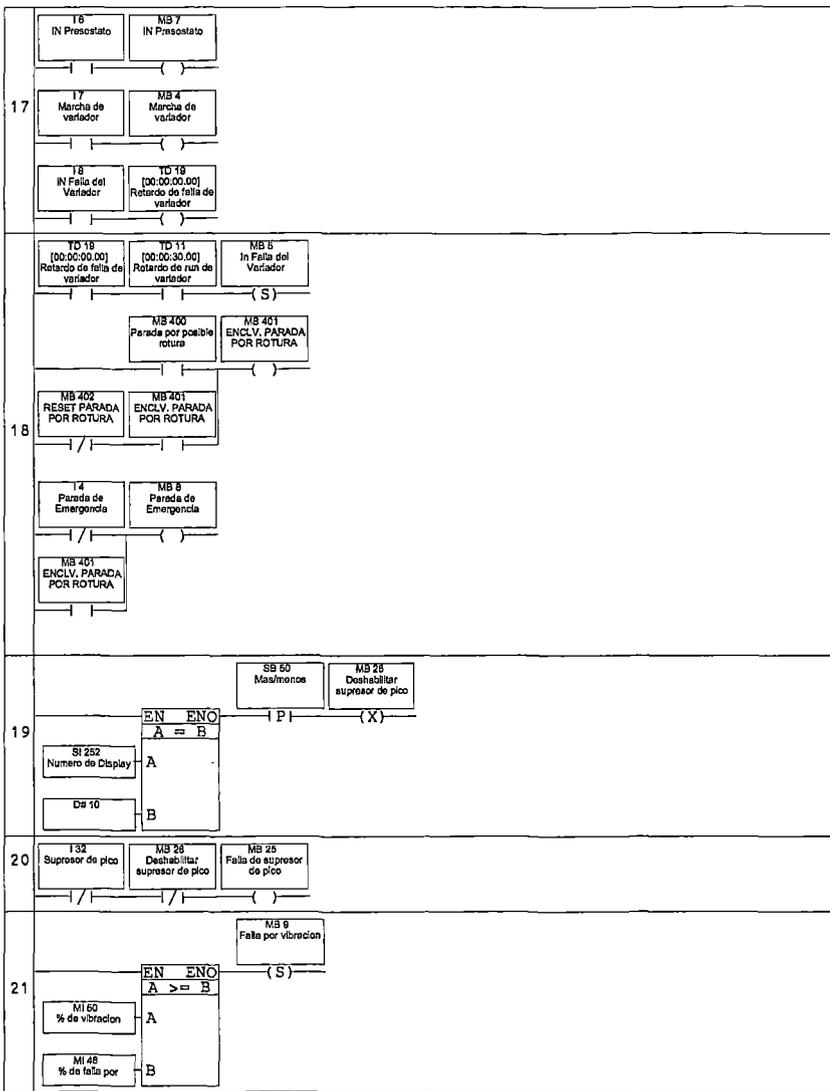
ESCALA:  
**...**

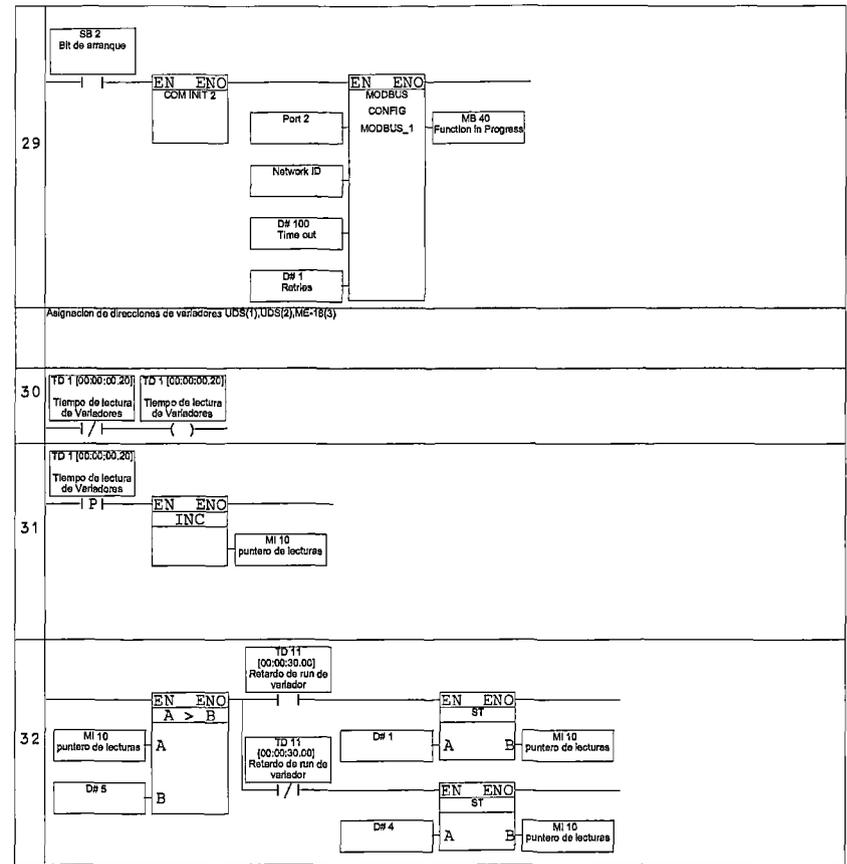
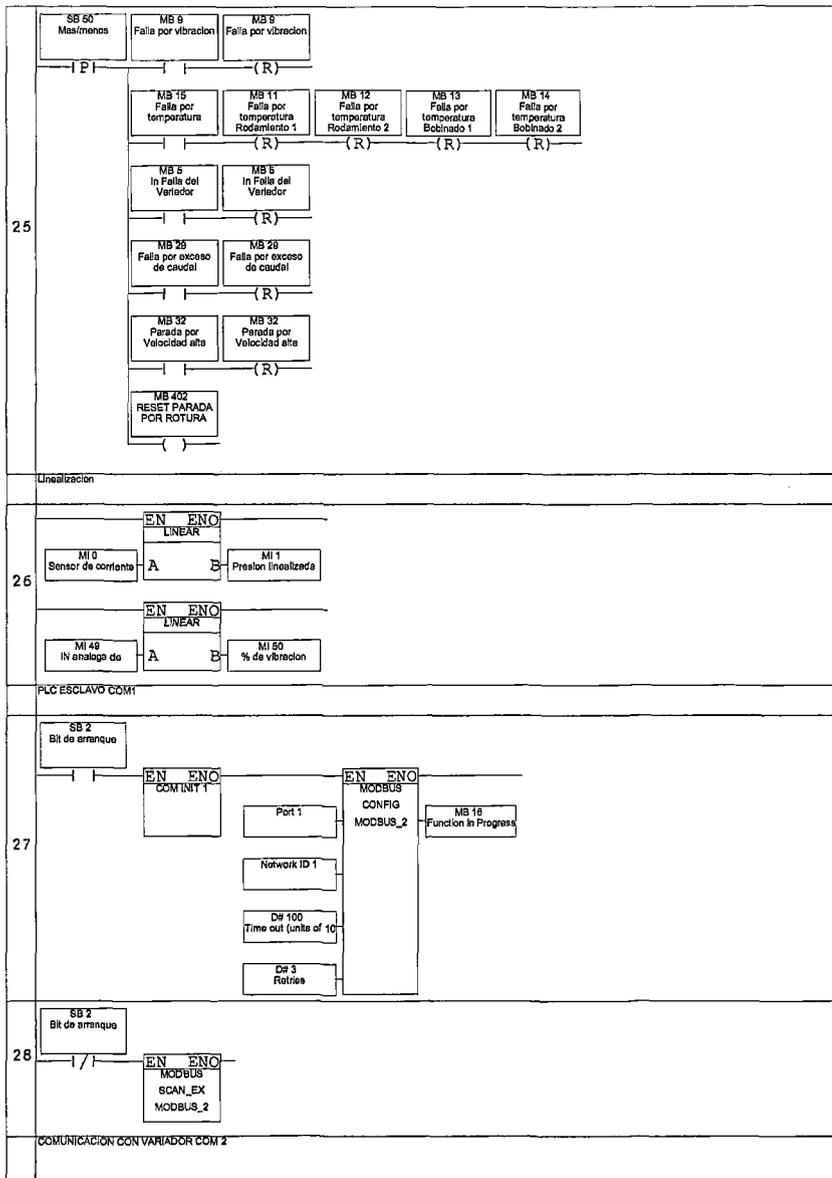
UBICACION:  
DEPARTAMENTO: **LIMA**  
PROVINCIA: **BARRANCA**  
DISTRITO: **BARRANCA**  
**VINTO**

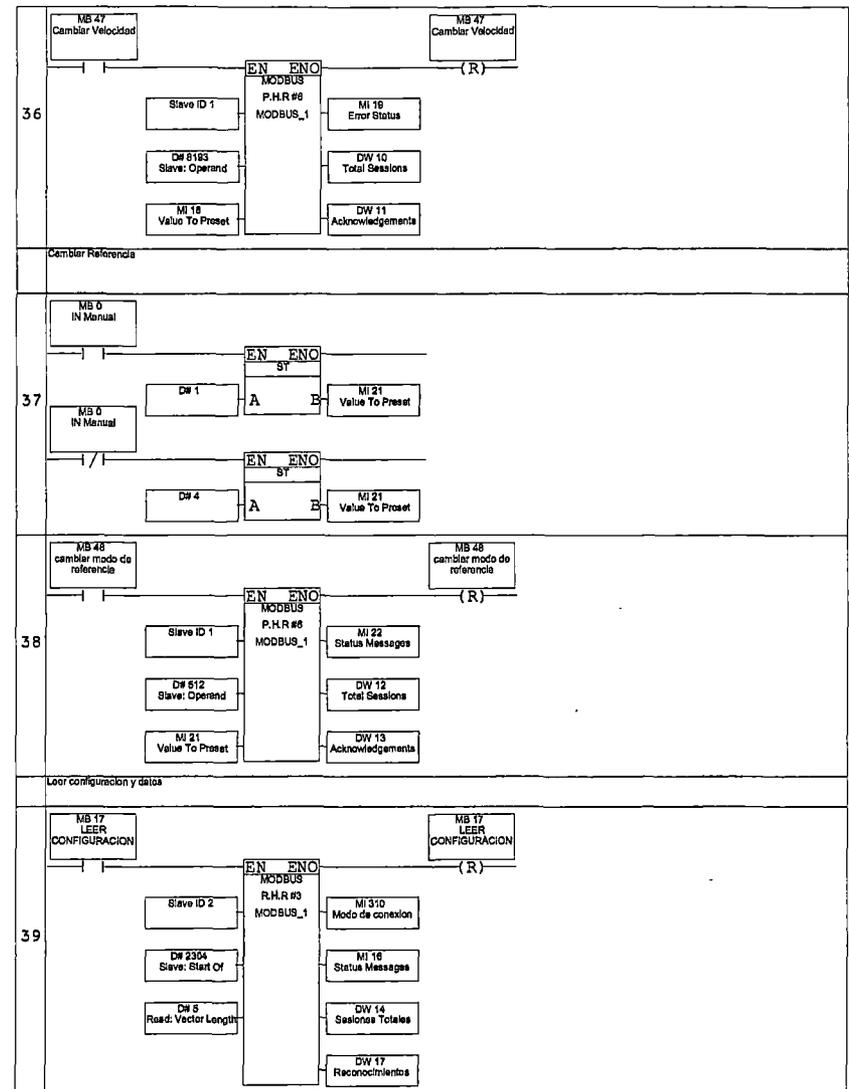
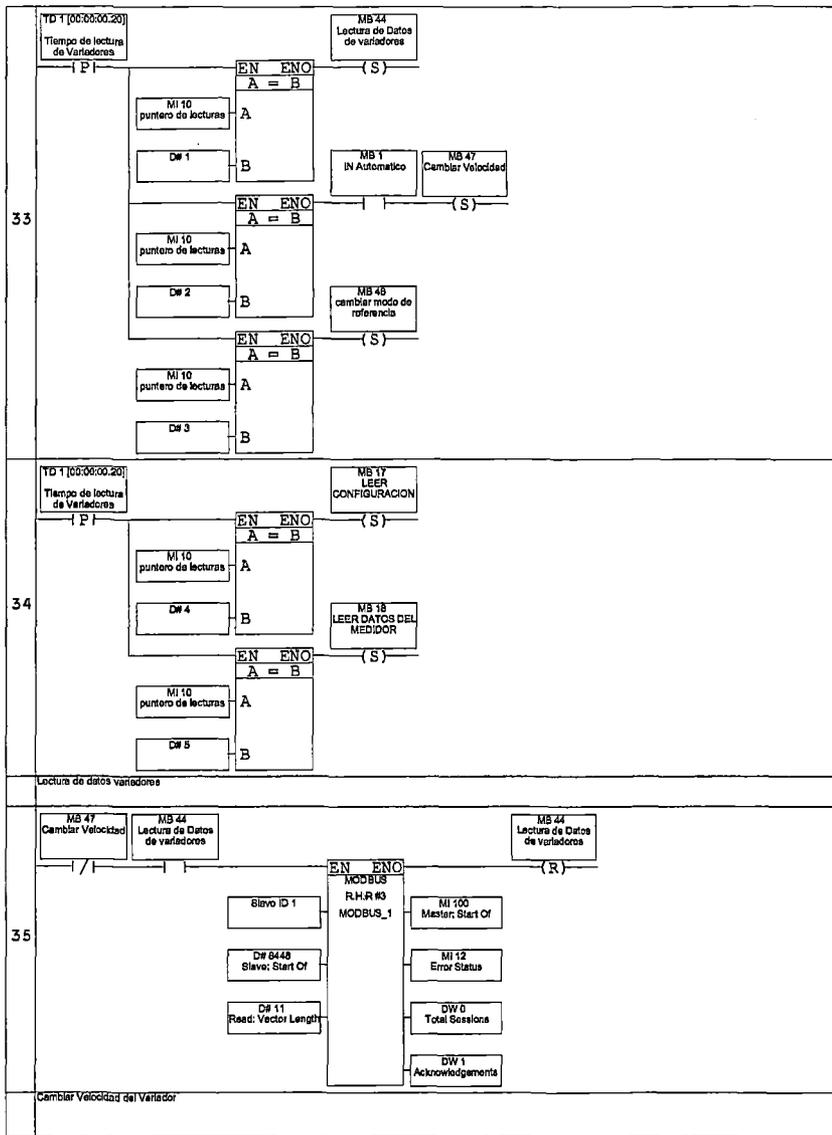
LAMINA:  
**A4**

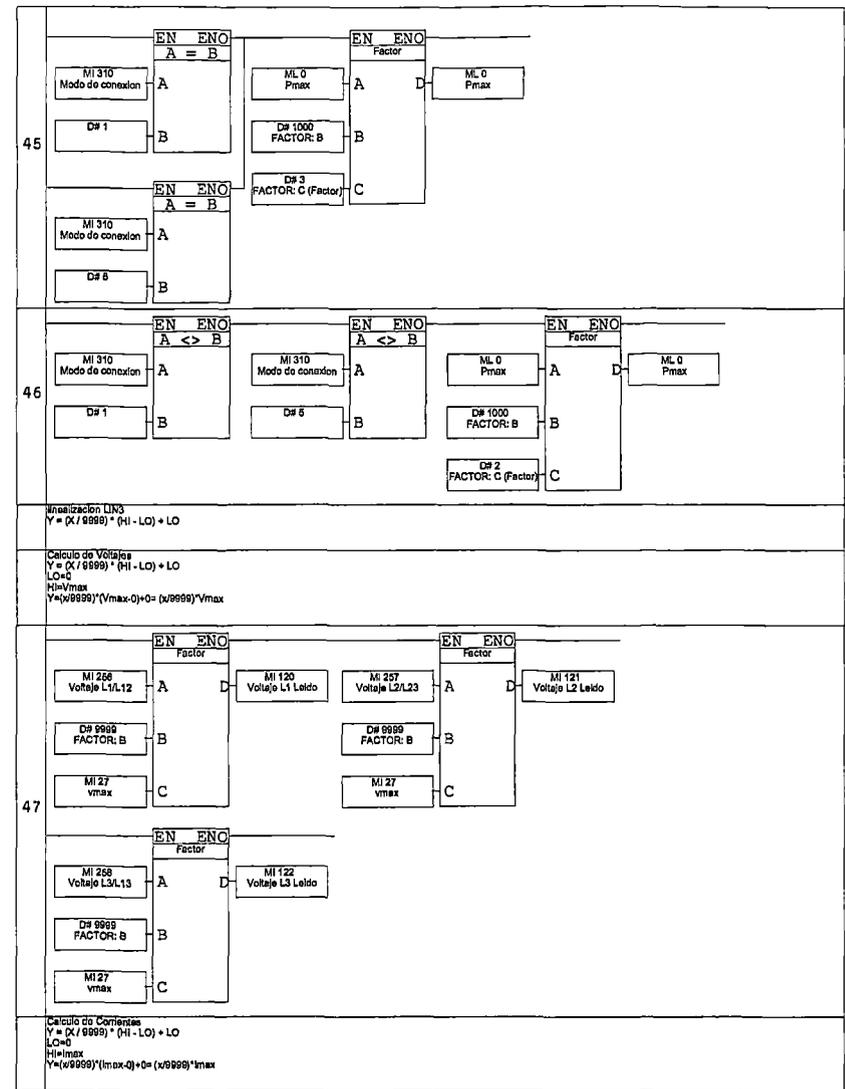
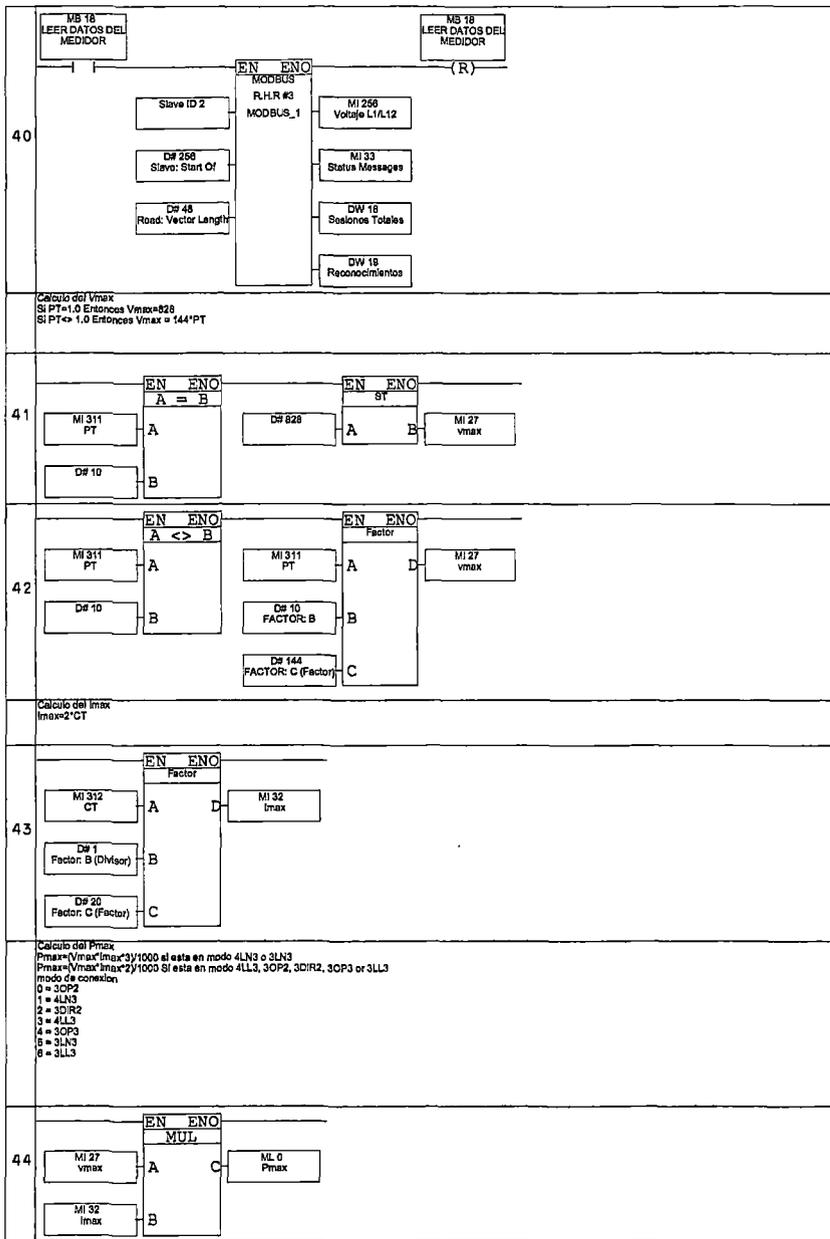


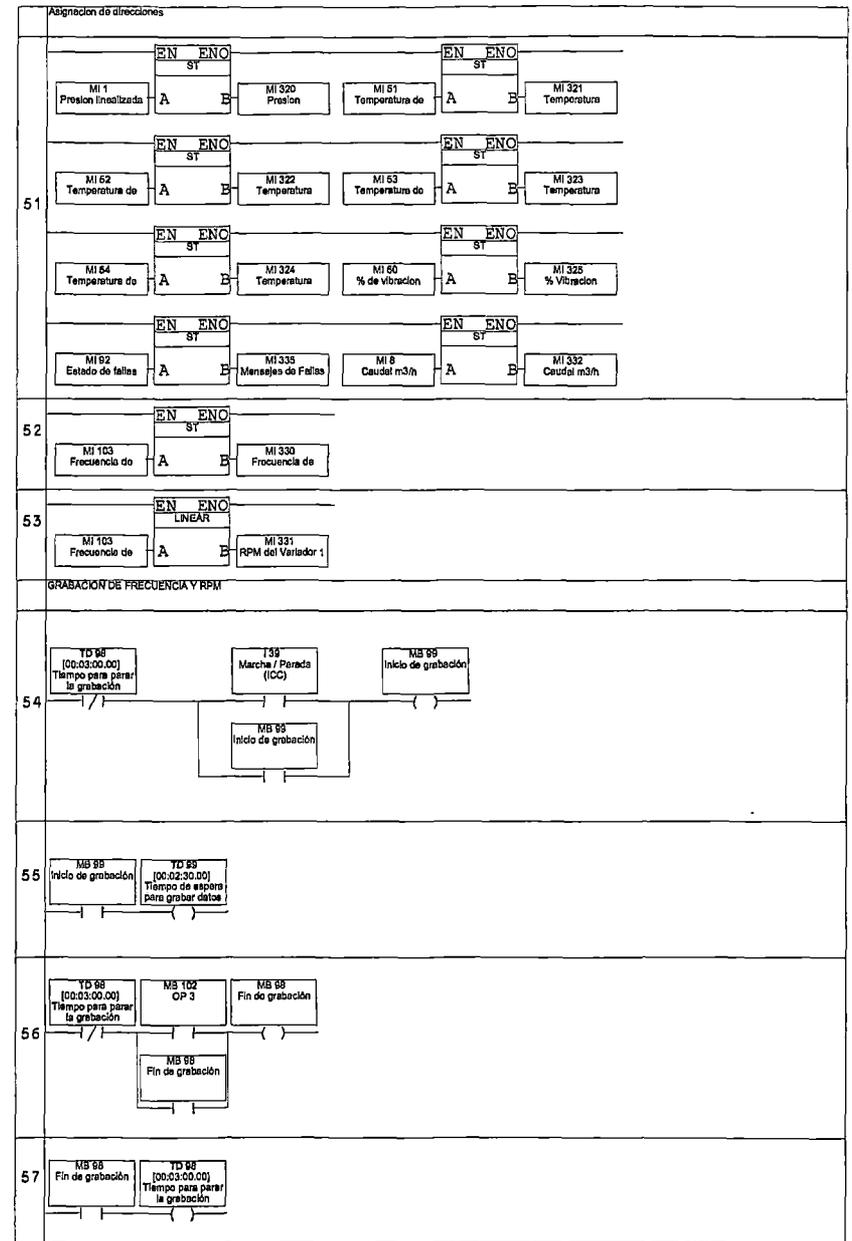
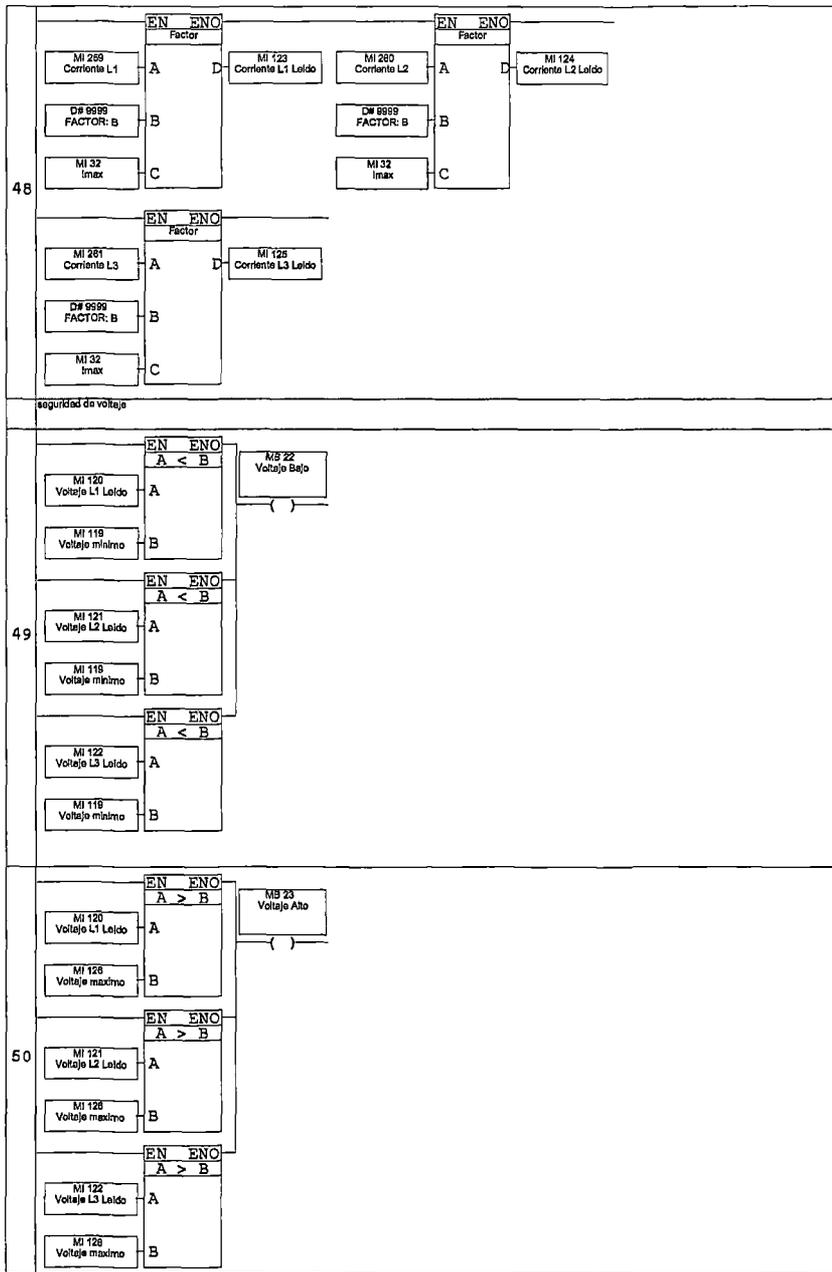


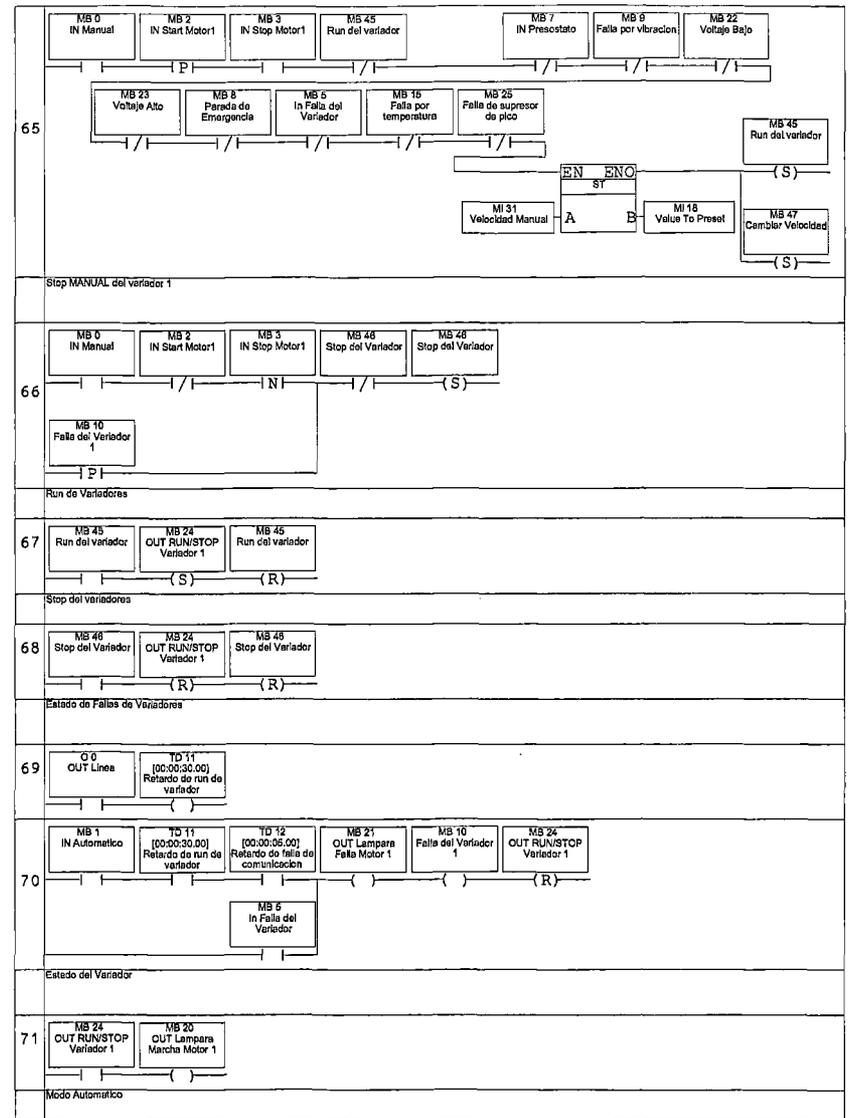
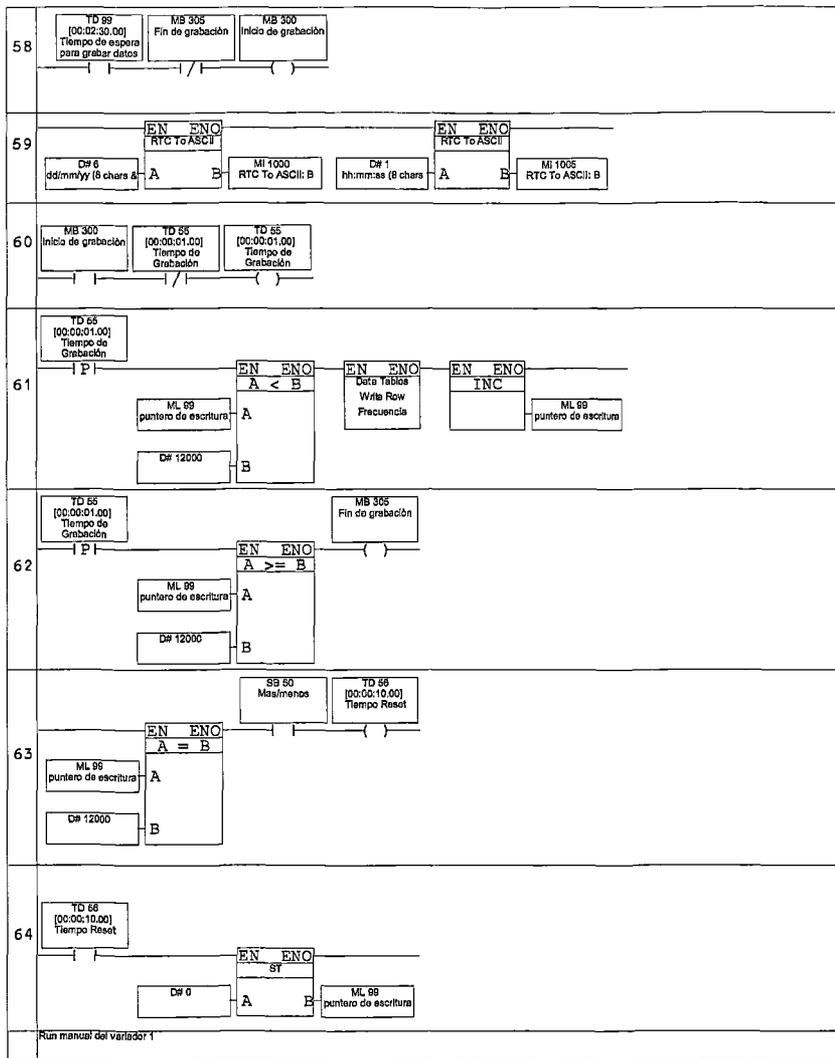


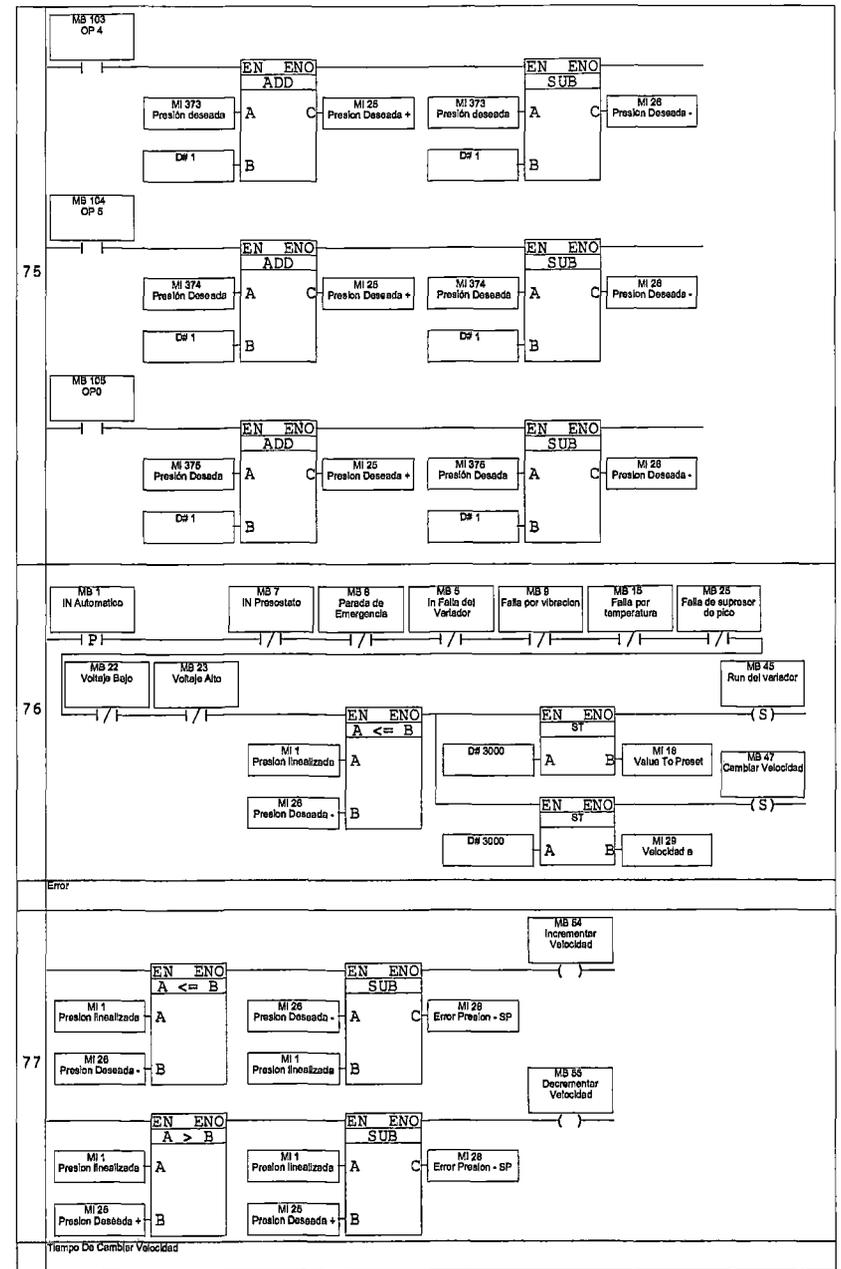
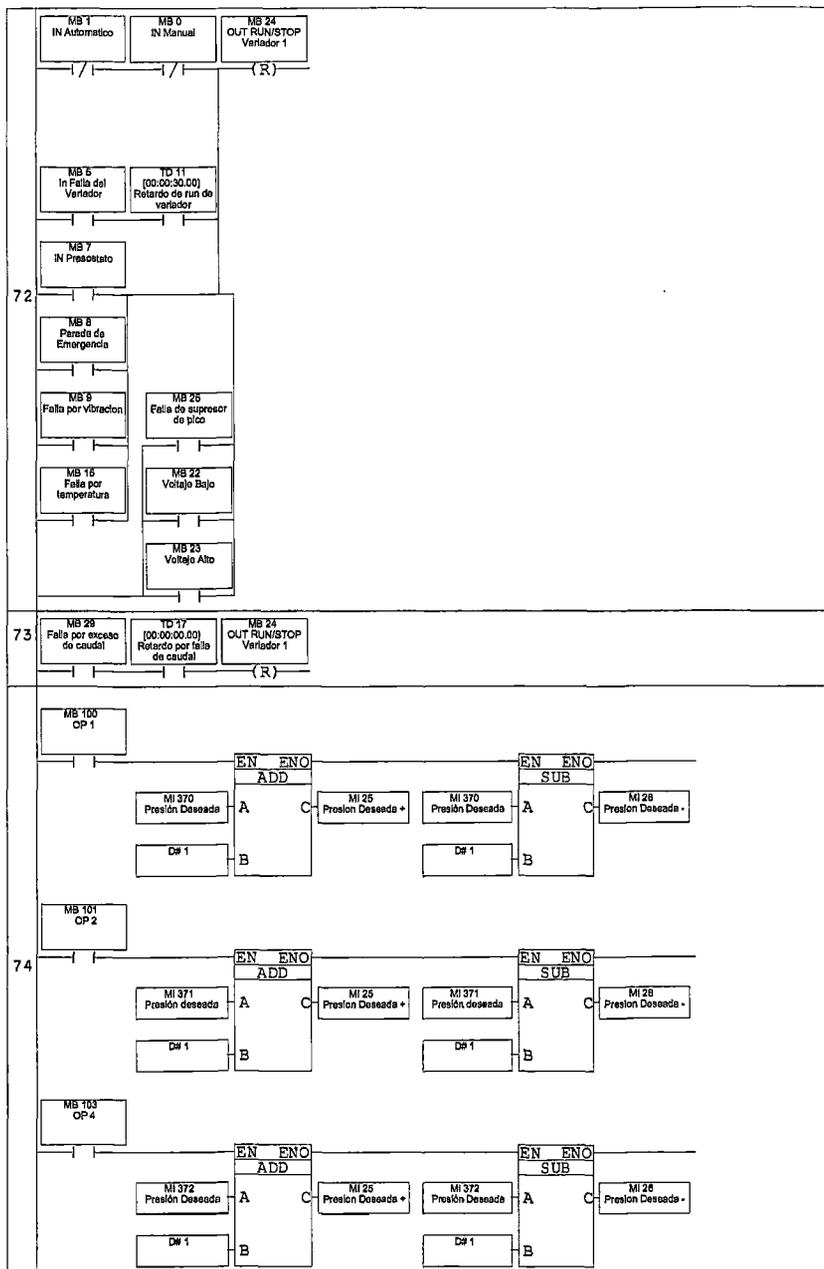


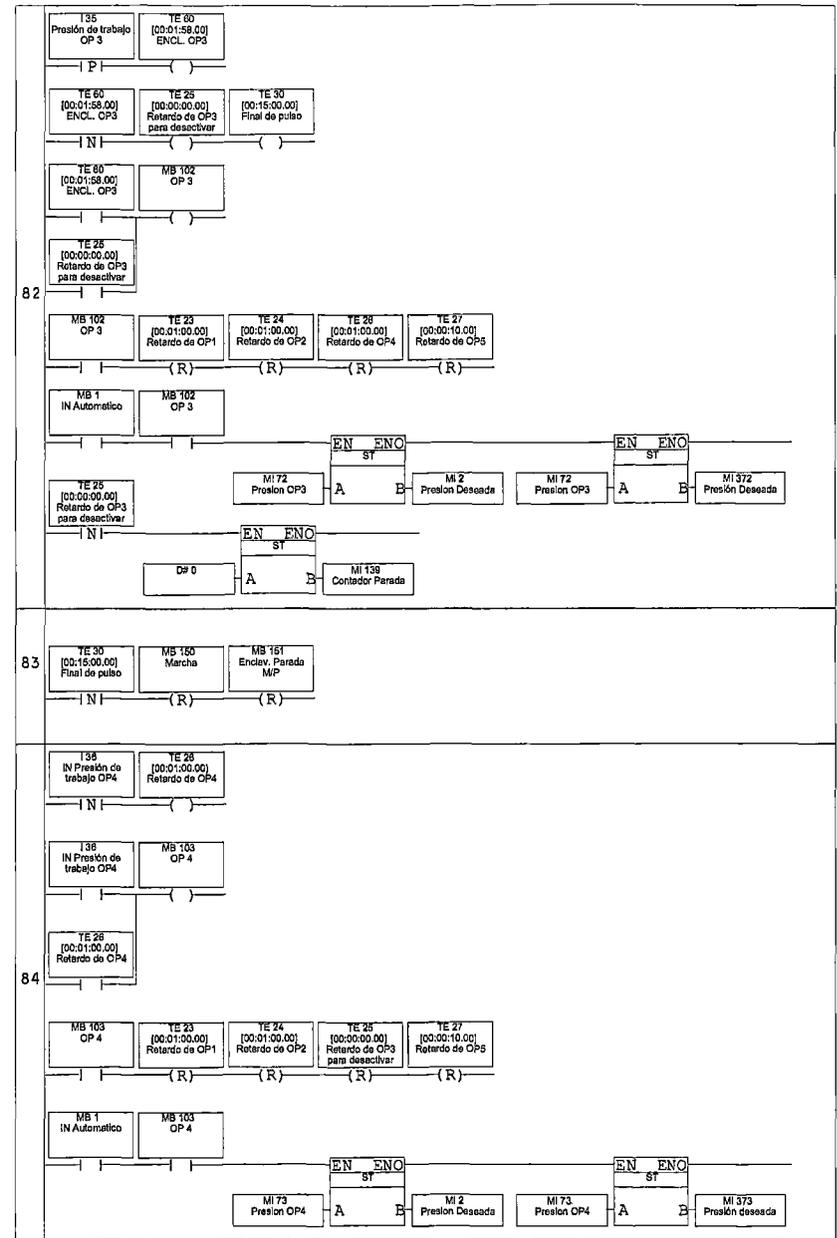
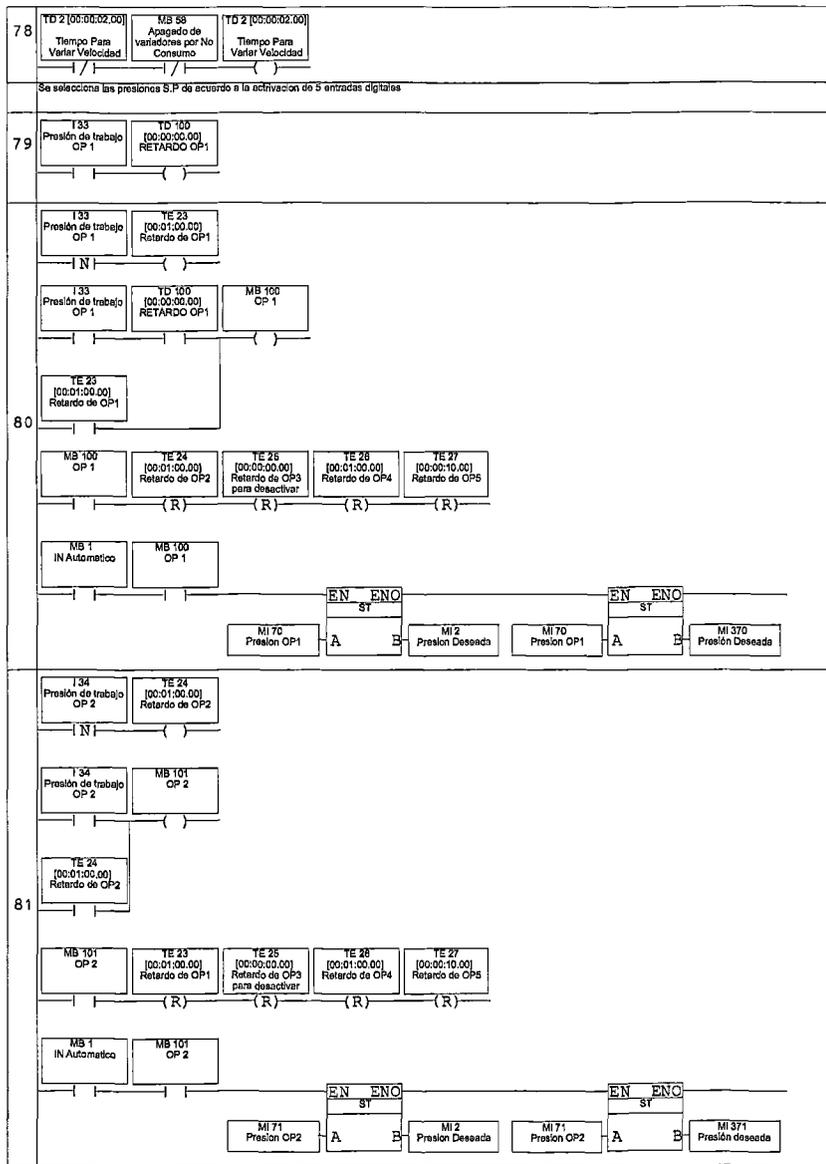


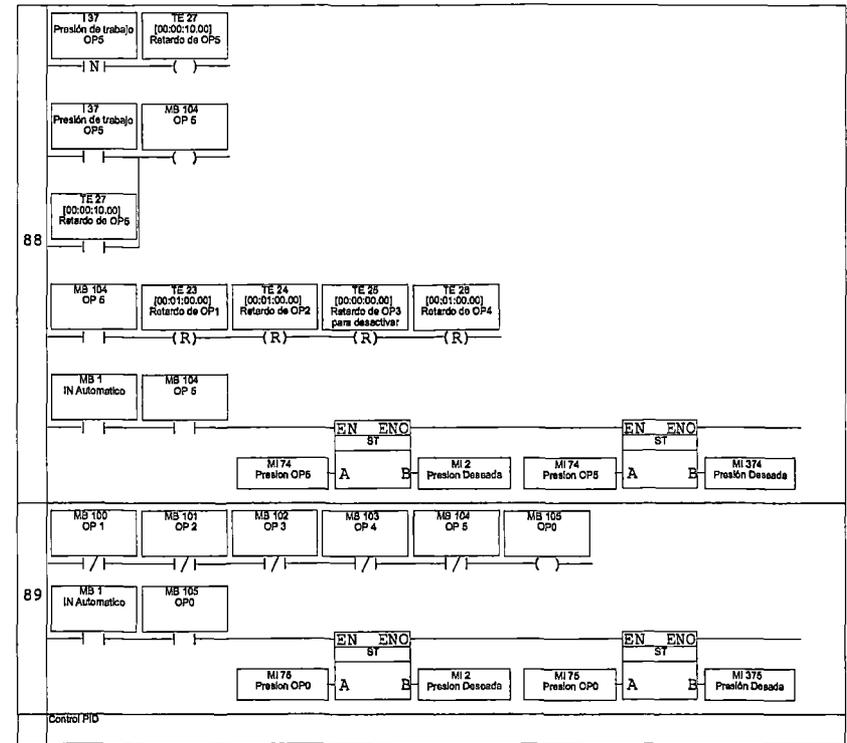
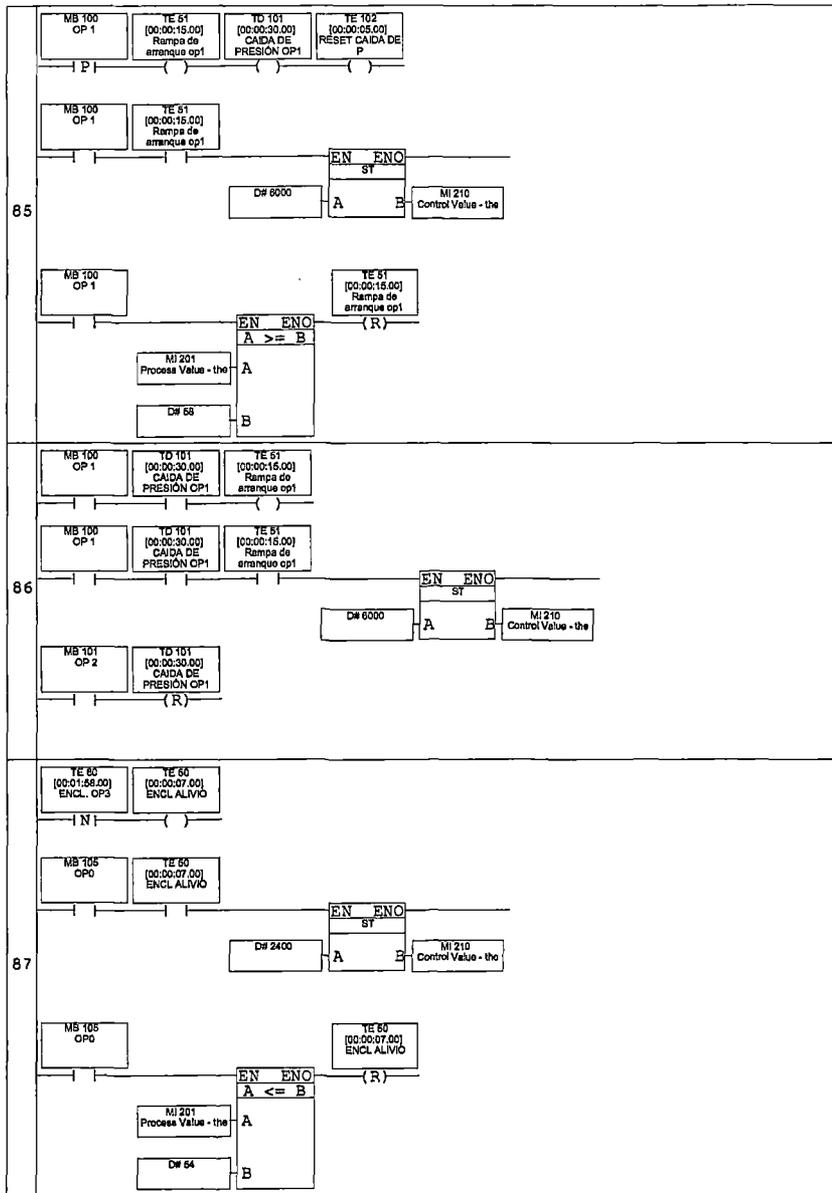


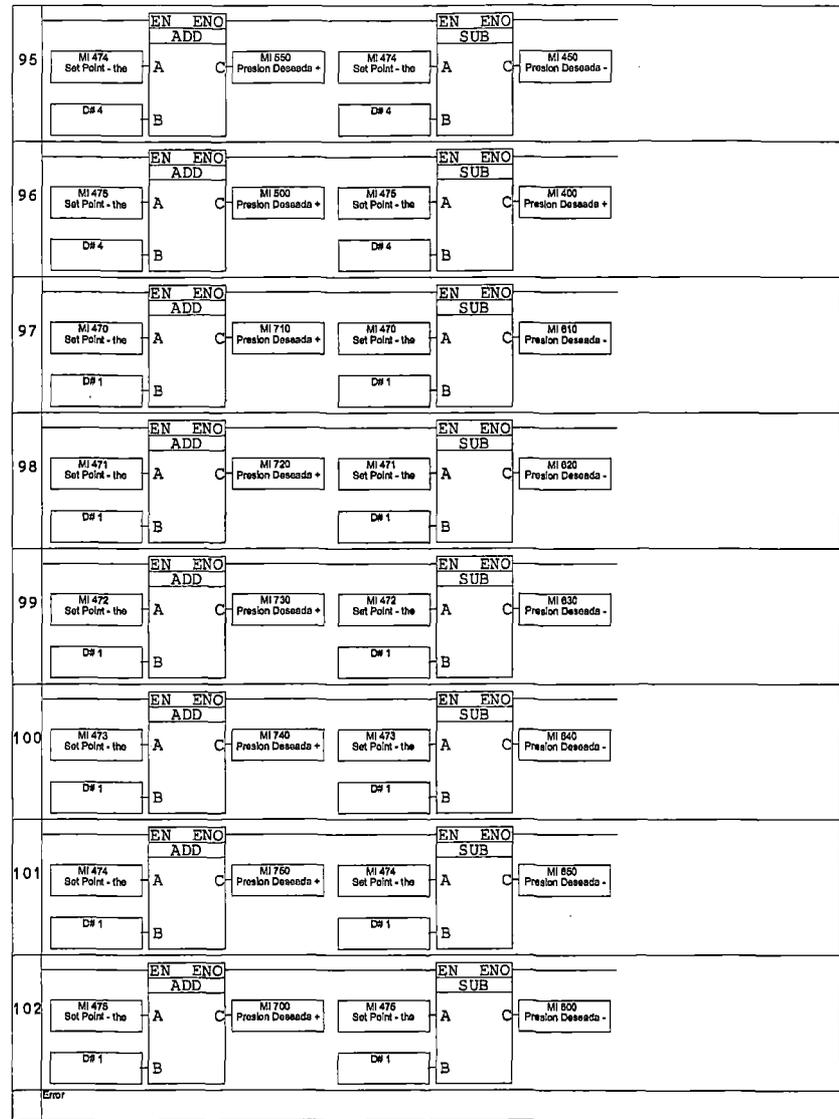
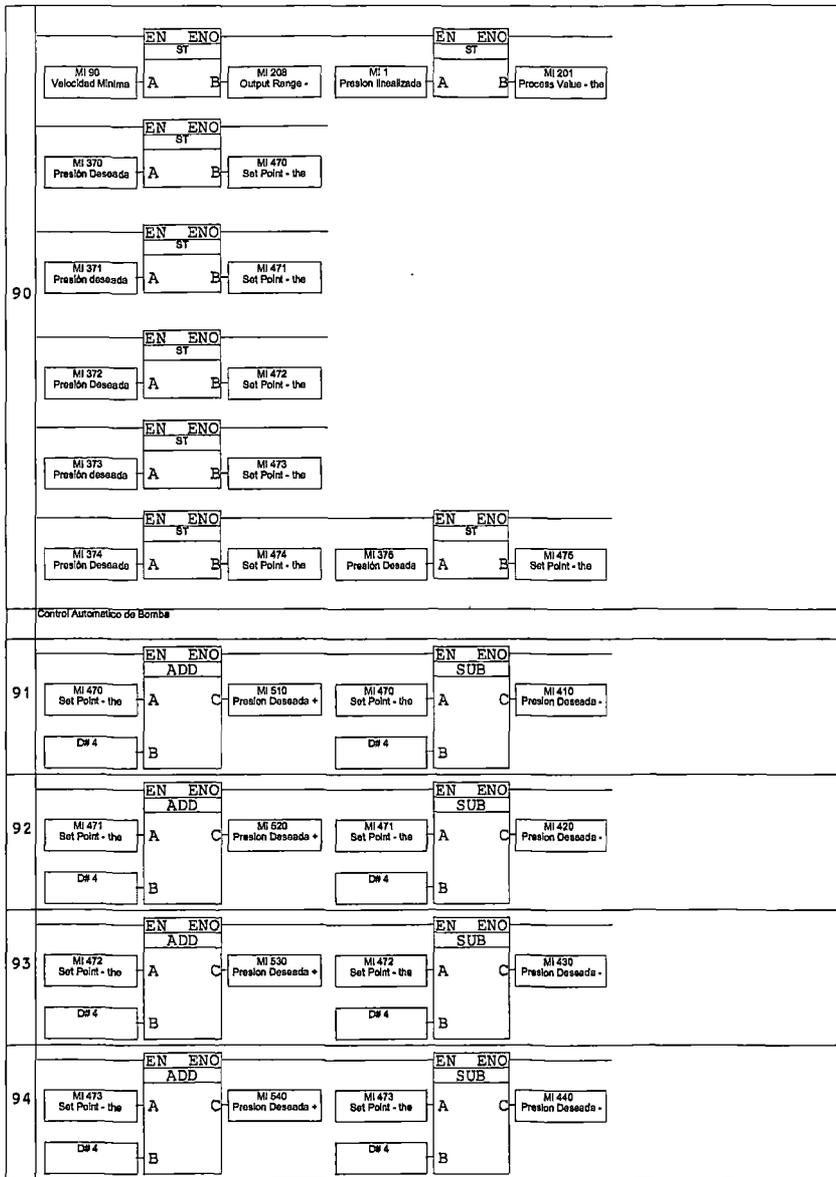


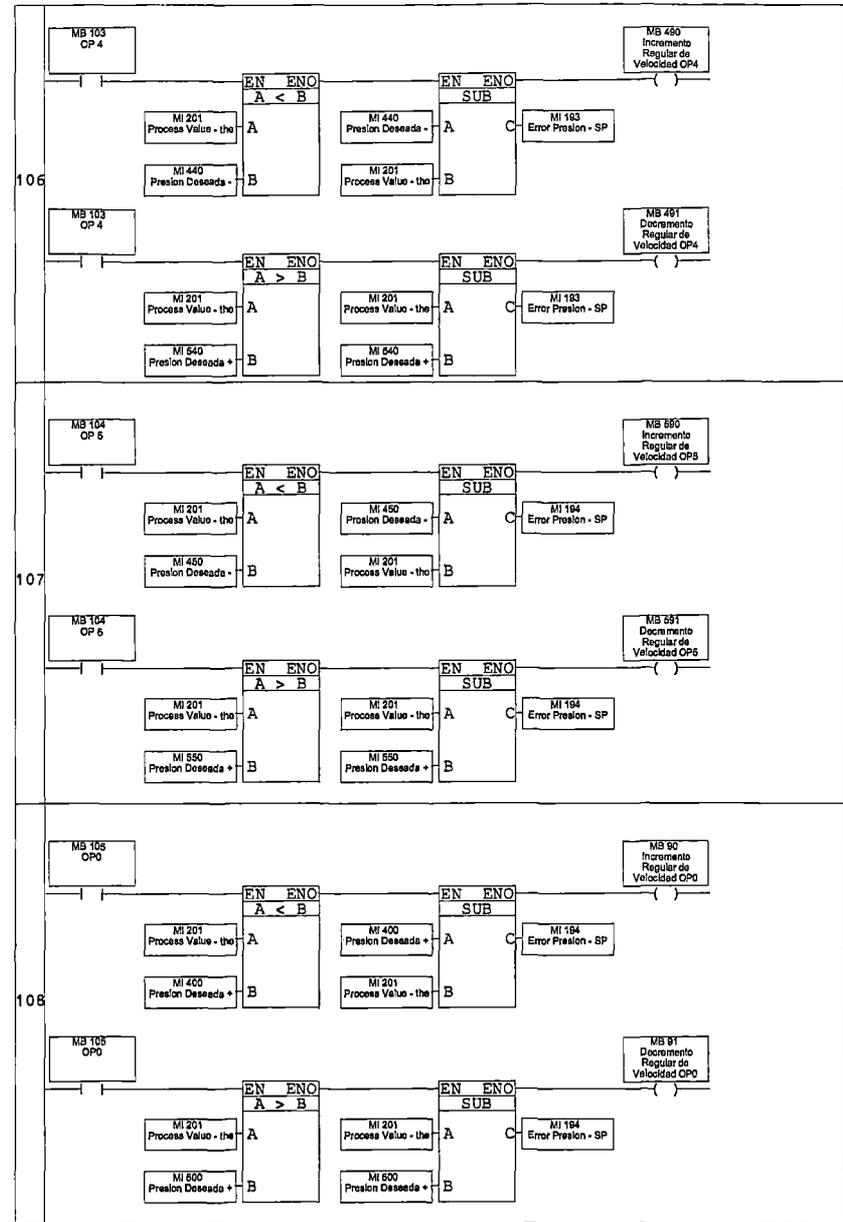
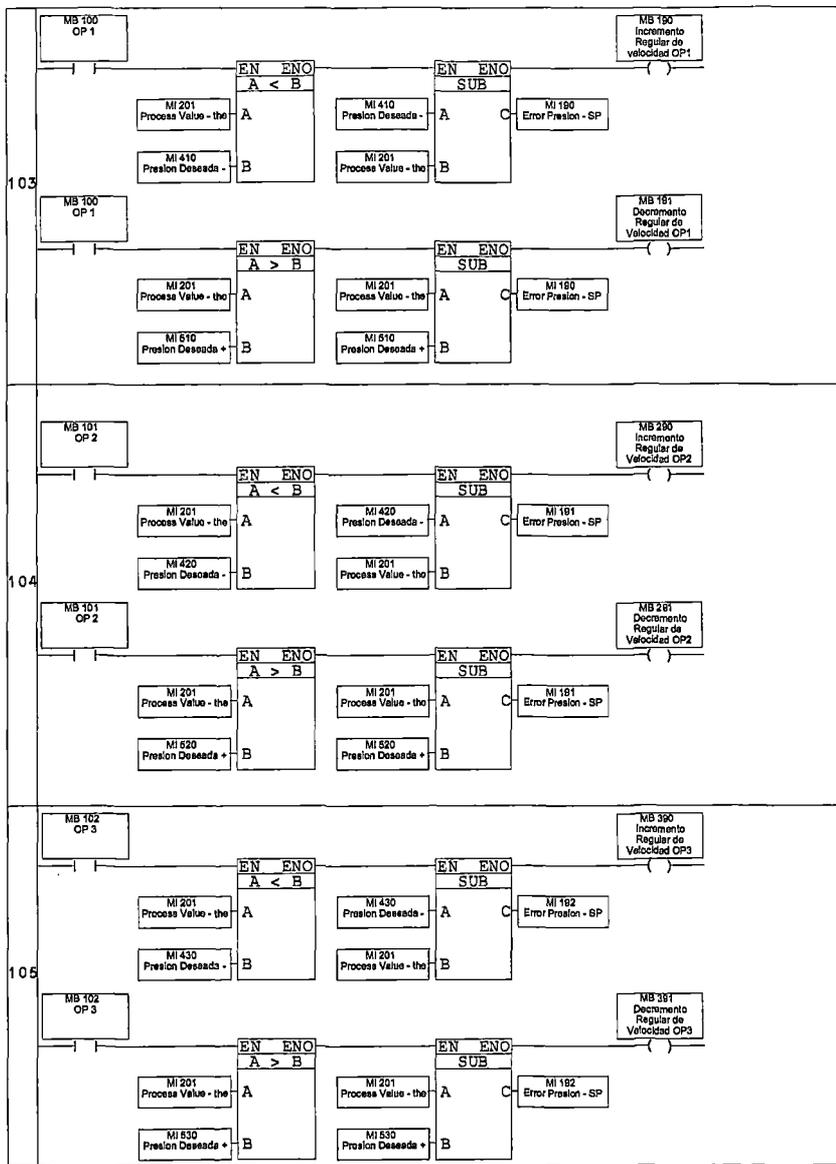


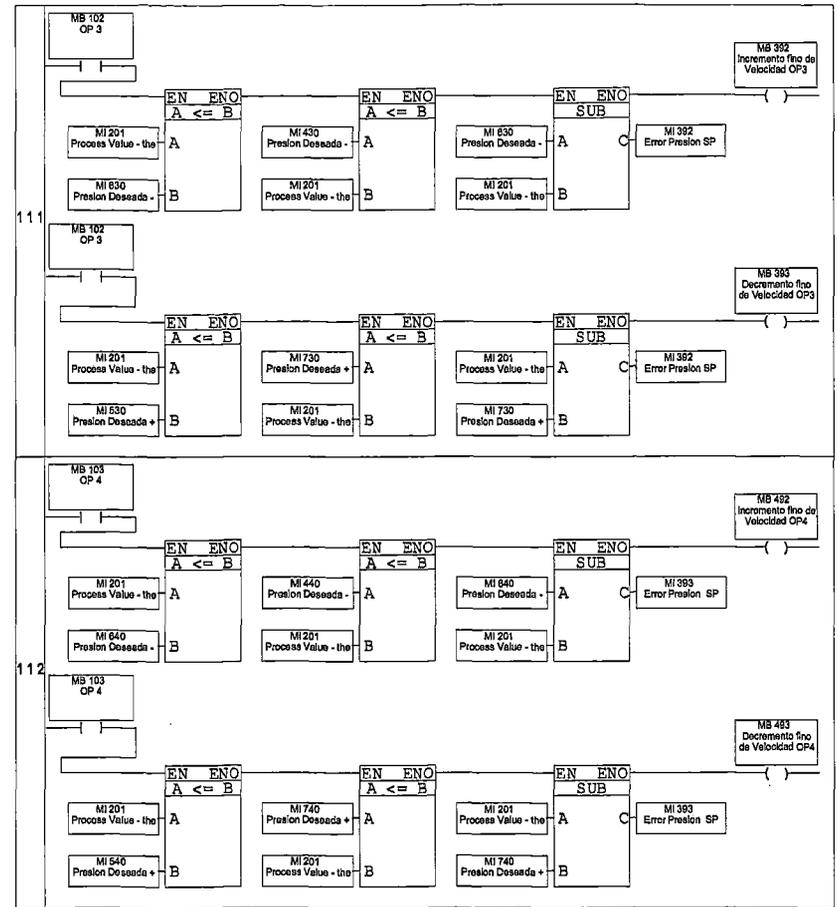
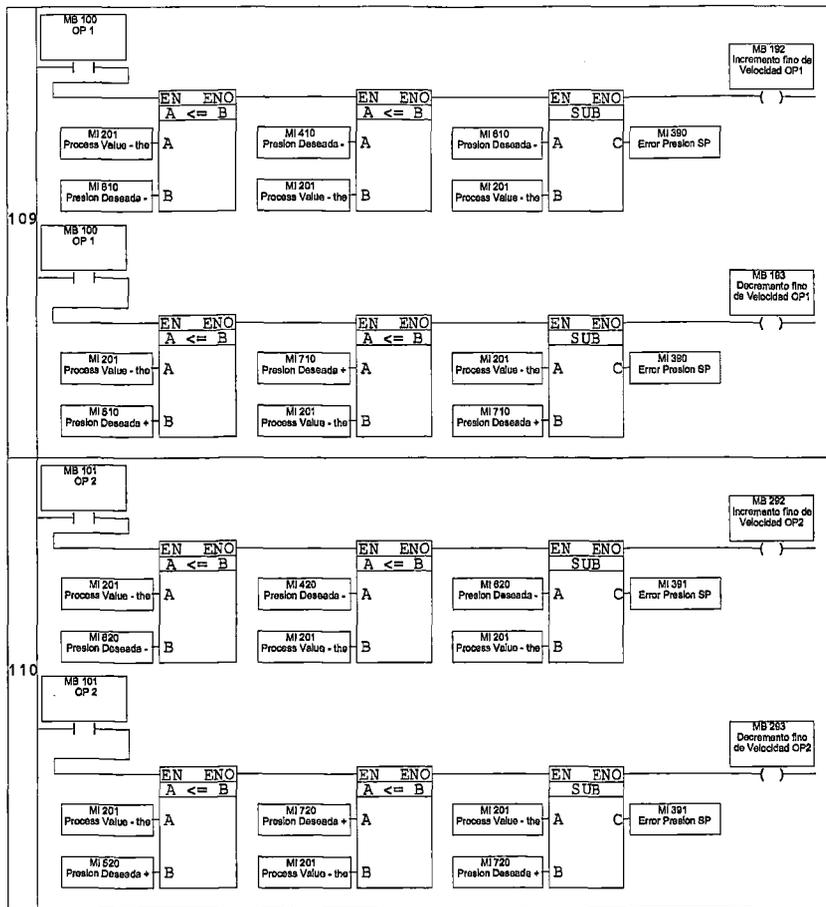


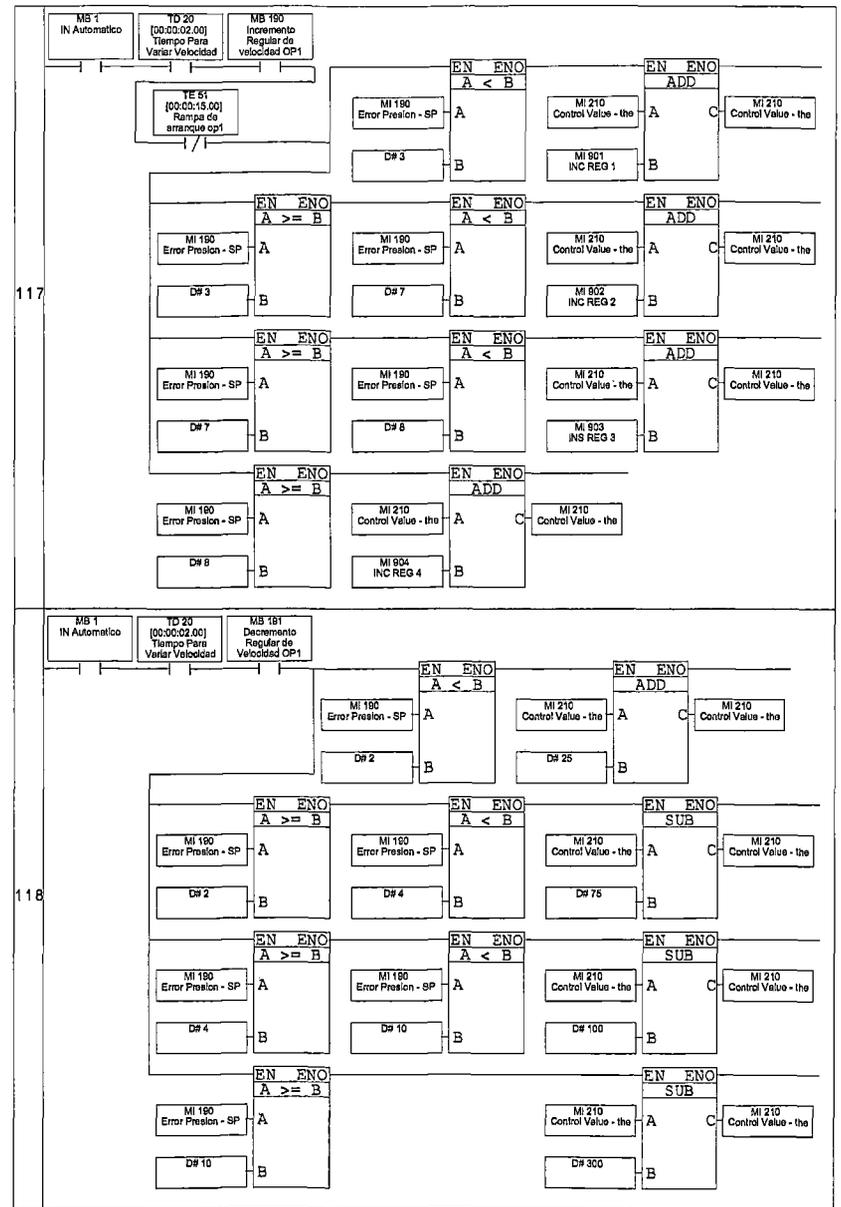
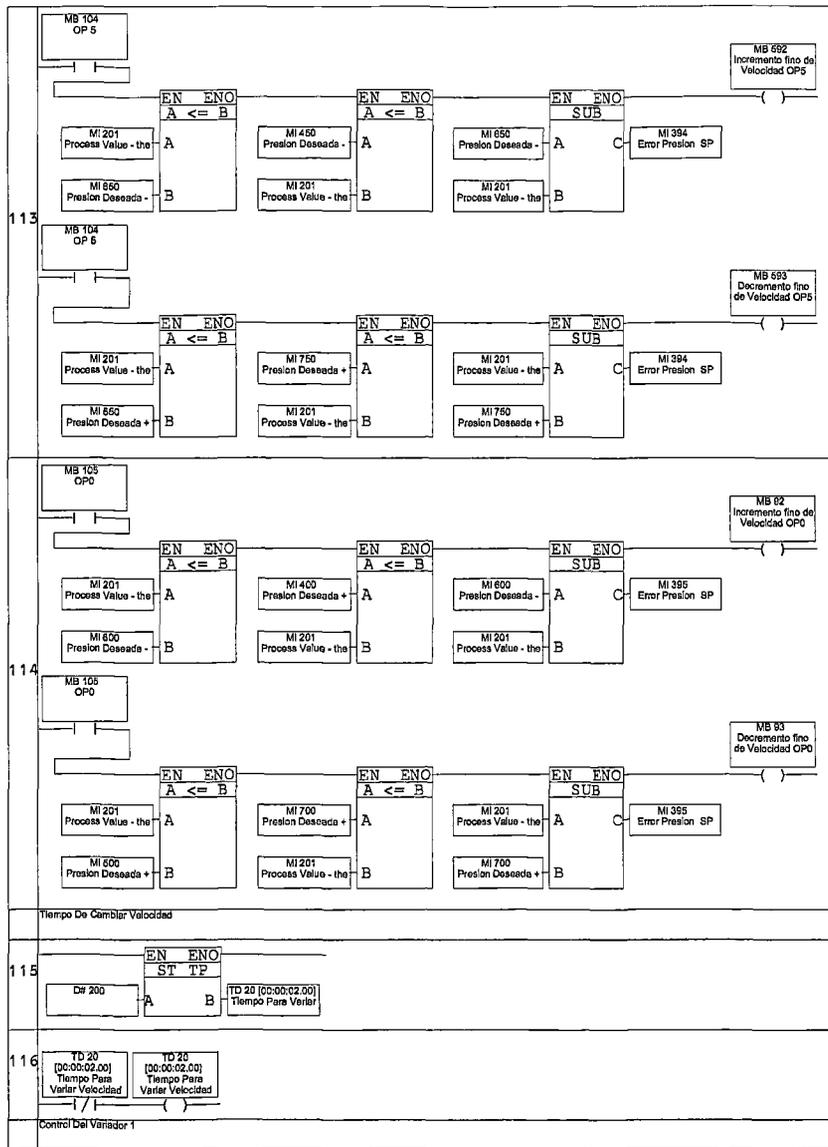


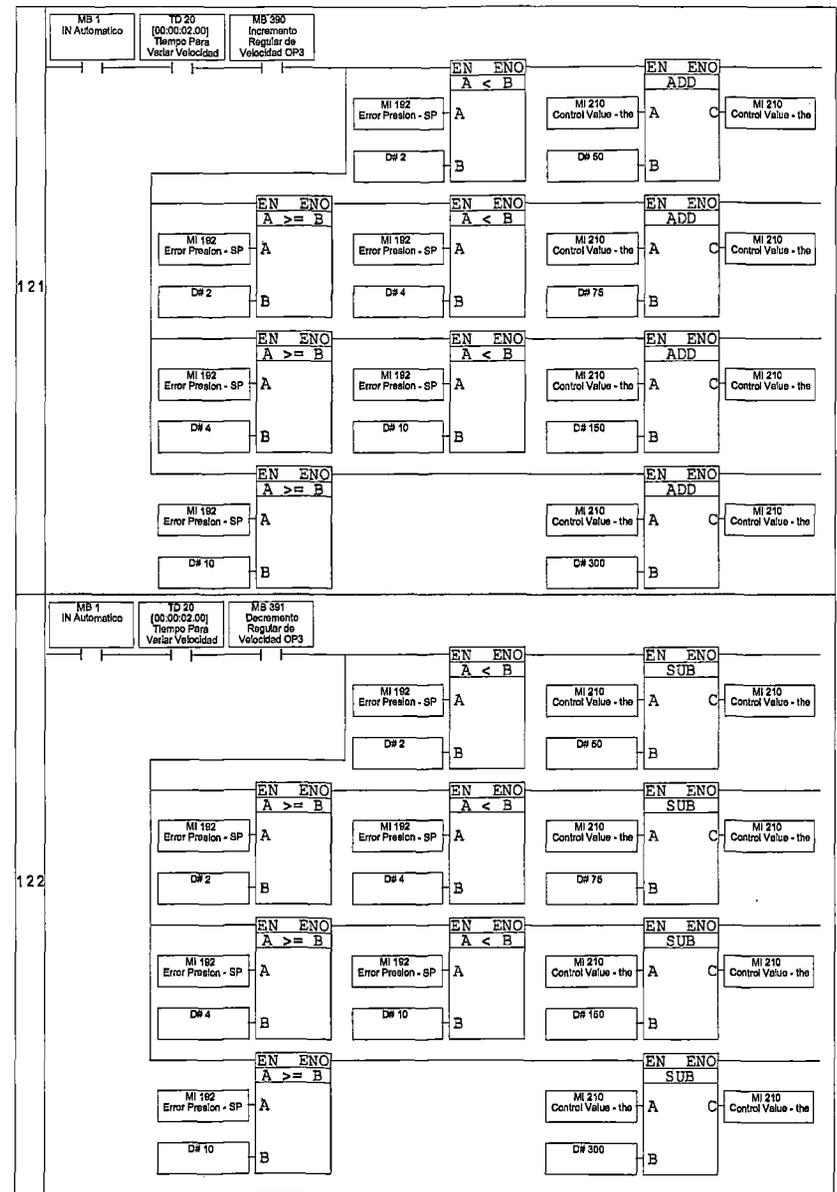
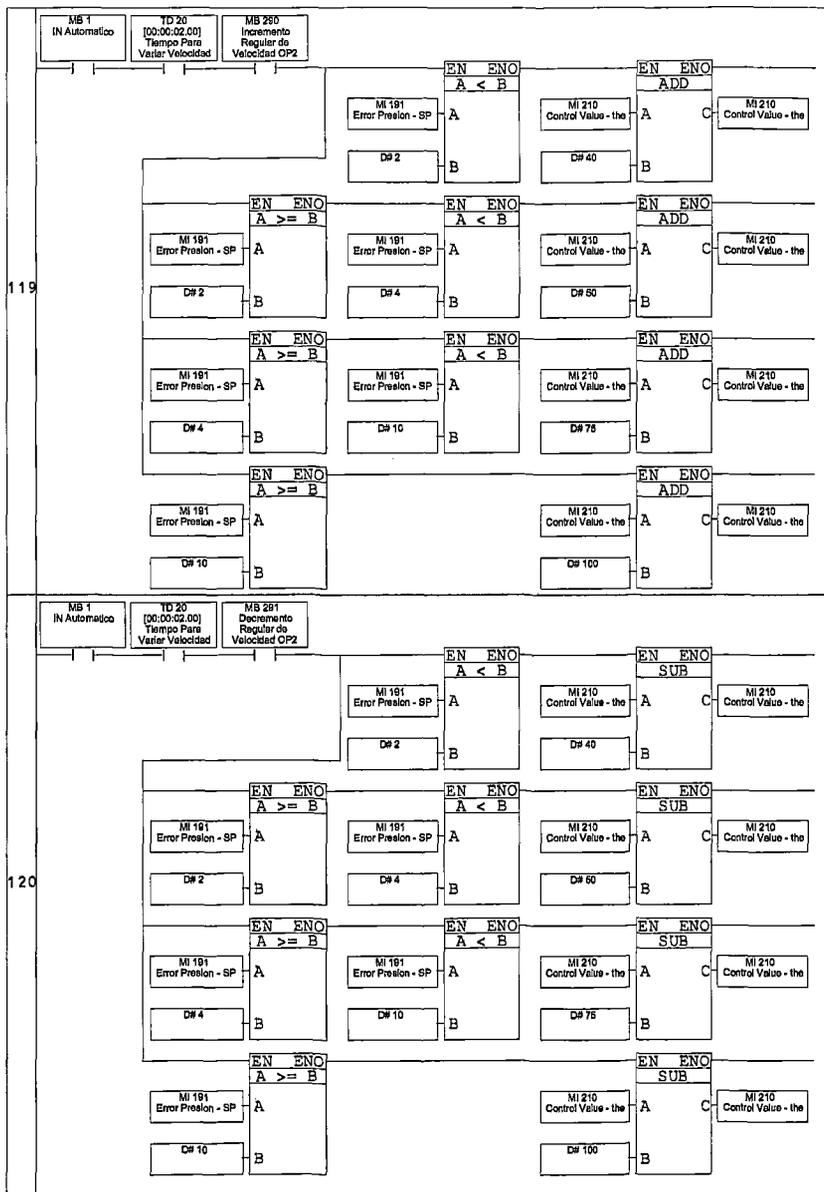


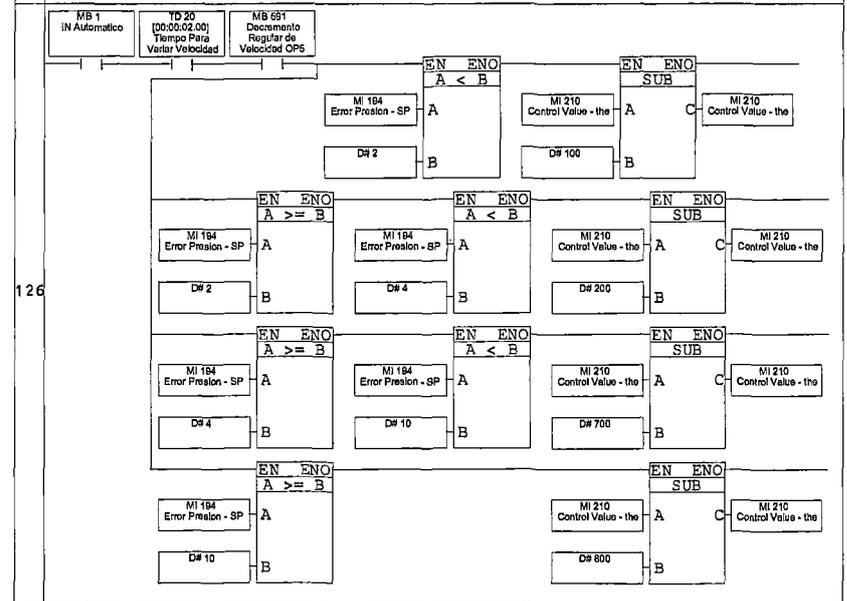
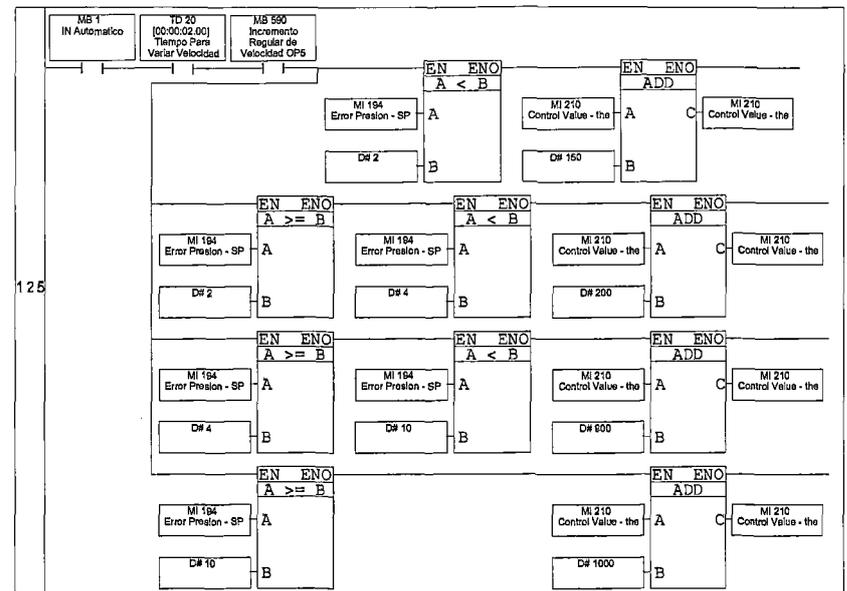
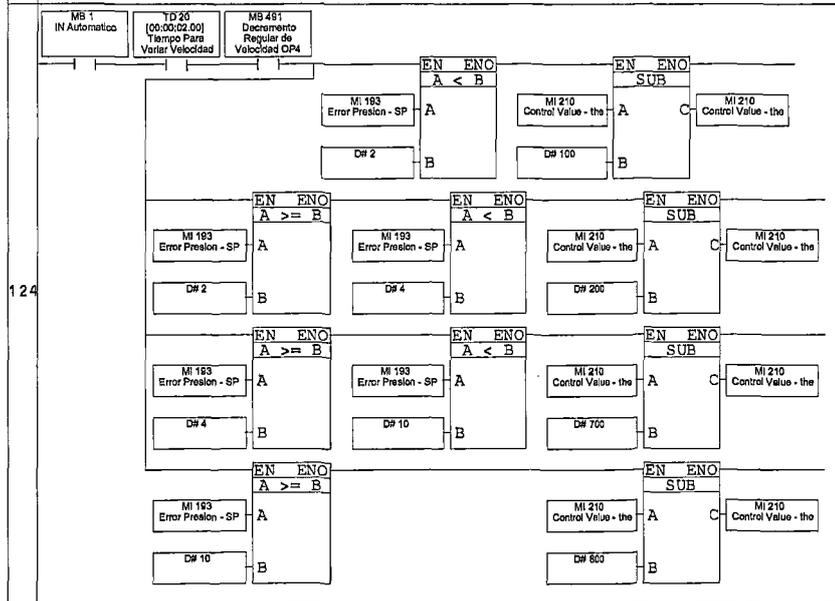
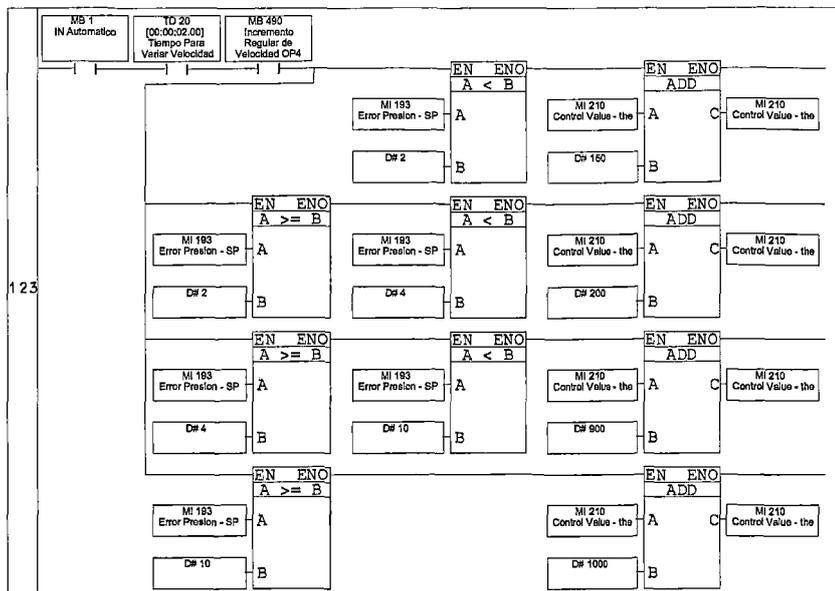


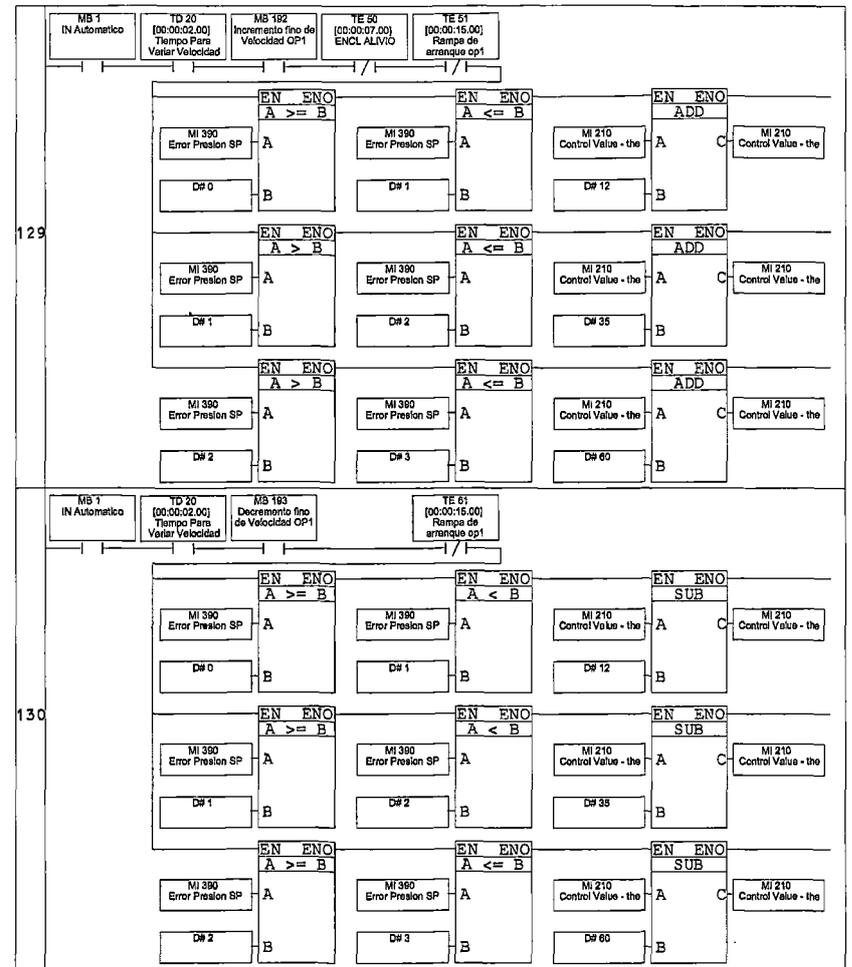
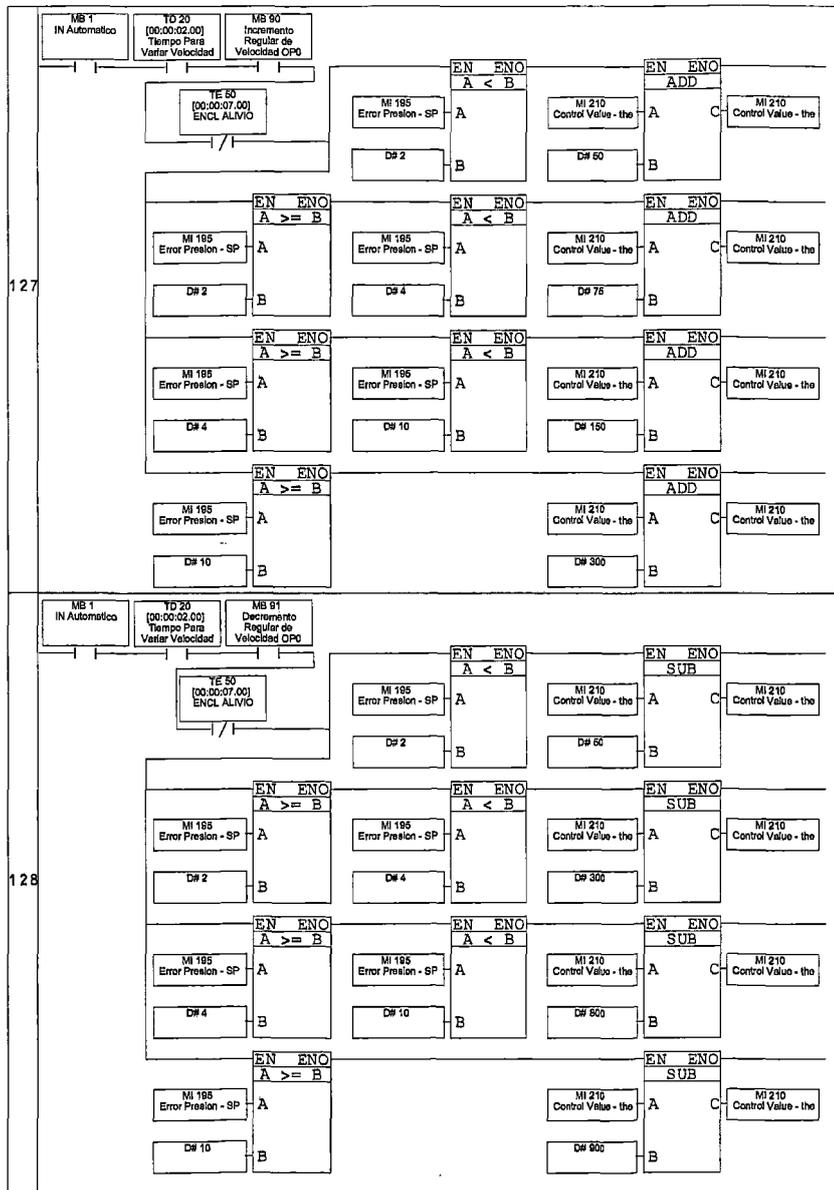


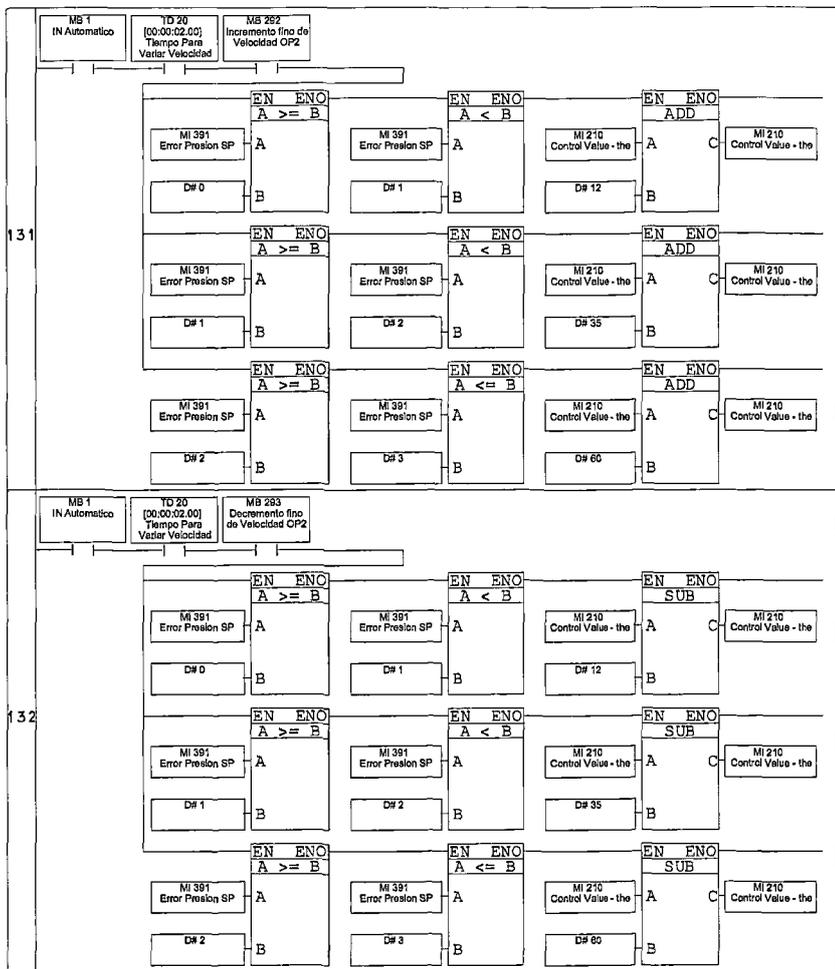




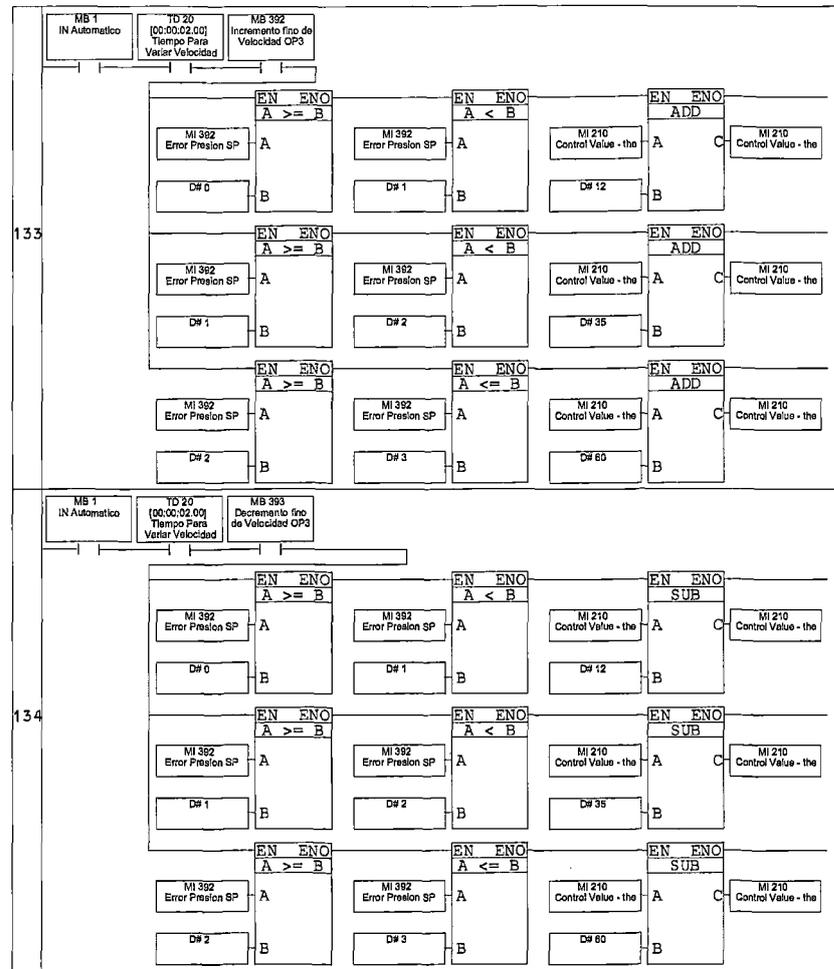
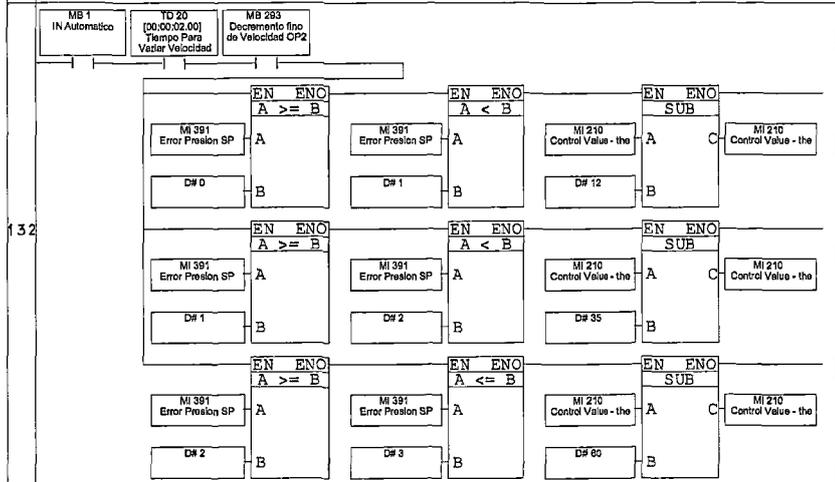








132



134

