

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

AUTOMATIZACION DE UNA PRENSA UNIVERSAL DE ENSAYO, ACTUALIZACION DEL SISTEMA DE CONTROL Y DEL SISTEMA DE MEDICION ASOCIADO.

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por la Br. Intriago V., Nadia H.
para optar al título de
Ingeniero Electricista.

Caracas, 2006

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

AUTOMATIZACION DE UNA PRENSA UNIVERSAL DE ENSAYO, ACTUALIZACION DEL SISTEMA DE CONTROL Y DEL SISTEMA DE MEDICION ASOCIADO.

TUTOR ACADÉMICO: Prof. José H. Romero M.

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por la Br. Intriago V., Nadia H.
para optar al título de
Ingeniero Electricista.

Caracas, 2006

CONSTANCIA DE APROBACIÓN

Caracas, 22 de noviembre de 2006

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Eléctrica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por la Bachiller Nadia H., Intriago V., titulado:

**"AUTOMATIZACION DE UNA PRENSA UNIVERSAL DE ENSAYO,
ACTUALIZACION DEL SISTEMA DE CONTROL Y DEL SISTEMA DE
MEDICION ASOCIADO"**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al Título de Ingeniero Electricista en la mención de Industrial, y sin que ello signifique que se hacen solidarios con las ideas expuestas por el autor, lo declaran APROBADO.



Prof. Simón Morales
Jurado



Prof. Wilmer Malpica
Jurado



Prof. José Romero
Prof. Guía



DEDICATORIA

A ti Mamá la Musa de tus hijos.....A ti Papá Constructor de Sueños.....

Y a ti mi Noble Hermano.....Donde quiera que estén.....

Gracias por acompañarme.....

RECONOCIMIENTOS Y AGRADECIMIENTOS

Gracias, a todas aquellas personas que desinteresadamente me brindaron el apoyo y solidaridad necesarias para llegar al final de este proyecto.

Nadia H., Intriago V.

**AUTOMATIZACION DE UNA PRENSA UNIVERSAL DE ENSAYO,
ACTUALIZACION DEL SISTEMA DE CONTROL Y DEL SISTEMA
DE MEDICION ASOCIADO.**

**Tutor Académico: José Hernán Romero Martínez. Tesis. Caracas. U.C.V.
Facultad de Ingeniería. I.M.M.E Escuela de Ingeniería Eléctrica. Ingeniero
Electricista. Opción: Industrial. 81h**

Palabras Claves Sistema hidráulico, Prensa Universal de Ensayo, Modelo dinámico de maquinas.

Resumen. En el presente trabajo se realiza un estudio profundo de una Prensa Universal de Ensayos, con la finalidad de establecer una estrategia de diseño para su automatización y control. Una Prensa Universal de Ensayos es una máquina hidráulica capaz de aplicar cargas de forma gradual, tanto en tracción como en compresión, sobre muestras de materiales simples o compuestos, con el objeto de identificar sus características de resistencia mecánica.

La primera parte del trabajo contempla un estudio teórico práctico, del cual se obtiene el modelo matemático que explica de forma aproximada el funcionamiento de los mecanismos involucrados en la prensa hidráulica.

Seguidamente, partiendo del modelo matemático linealizado del sistema de prensa hidráulica alrededor de un punto de operación, se hace el planteamiento de la estrategia de control, la cual esta basada en un controlador industrial tipo PID, ajustado empíricamente mediante simulación numérica a lazo cerrado. Las variables de salida consideradas son la posición del pistón de carga y la fuerza que éste aplica sobre el espécimen.

Por último, dadas las condiciones finales de funcionamiento de la máquina controlada, se plantean las recomendaciones en cuanto a la cantidad de sensores y actuadores necesarios para la automatización y el control, además de su disposición, las características mecánico eléctricas que deben reunir y el tipo de registrador que debe ser utilizado para tener un sistema completamente autónomo...

INDICE GENERAL

	Pág.
TRABAJO ESPECIAL DE GRADO.....	ii
DEDICATORIA	iv
RECONOCIMIENTOS Y AGRADECIMIENTOS	v
RESUMEN.....	vi
INDICE GENERAL	vii
LISTA DE FIGURAS.....	x
LISTA DE TABLAS	xiv
CAPITULO I.....	1
INTRODUCCIÓN	1
1.1.- Automatización.....	1
1.2.- Planteamiento del problema	2
1.3.- Objetivos.....	2
1.3.1.- Objetivos generales	2
1.3.2.- Objetivos específicos.....	2
1.4.- Contenido.....	3
CAPITULO II	4
PRENSA UNIVERSAL DE ENSAYO	4
2.1.- Generalidades.	4
2.2.- Funcionamiento y descripción del mecanismo de la Prensa Universal de Ensayo. 5	
2.2.1.- Características y funcionamiento de cada subsistema de la Prensa Universal de Ensayo.	7
2.3.- Normas de ensayo de la Prensa Universal de Ensayo.	16

CAPITULO III.....	18
3.1.- MODELOS MATEMATICOS Y SIMULACION DEL SISTEMA.....	18
En este capitulo se plantean las ecuaciones de los modelos matemáticos que describen	18
3.2.- Fundamento teórico.	18
3.3.- Modelo matemático del sistema	21
3.3.1.- Sistema de carga.	21
3.3.2.- Sistema ponderación.....	30
3.3.3.- Sistema de medida tubo de bourdon.....	31
3.3.4.- Modelo matemático del sistema hidráulico.....	35
3.4.- Identificación experimental del modelo de la máquina Universal de Ensayos.	37
3.4.1.- Prueba de ensayos de vacío.	39
3.4.2.- Prueba de ensayos de Carga.	42
3.4.3.- Comparación de los ensayos	47
3.4.4.- Cálculo de los parámetros definidos en el modelo matemático.	48
CAPITULO IV.....	55
ESTRATEGIAS DE CONTROL.....	55
4.1.- Introducción.	55
4.2.- Consideraciones de diseño.....	55
4.3.- Estudio de la respuesta en frecuencia del sistema hidráulico a lazo abierto..	56
4.4.- Sistemas de control en lazo cerrado.....	57
4.5.- Controlador PID.....	58
4.5.1.- Método implementado para la Sintonía del PID.	60
4.6.- Respuesta en frecuencia del sistema hidráulico modelado.....	61
4.7.- Estudio de la sensibilidad del sistema.....	62

CAPITULO V	68
DISEÑO DEL SISTEMA DE MEDICION DE FUERZA Y DESPLAZAMIENTO.	68
5.1.- Introducción.	68
5.2.- Estudio de los transductores y los elementos de adquisición requeridos para el diseño del elemento de medida de la Prensa Universal de Ensayo.	69
5.3.- Sistema de adquisición de datos.	73
5.4.- Características de los elementos recomendados para la adquisición y el sistema de medida.	76
CONCLUSIONES	78
RECOMENDACIONES	80
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	82
BIBLIOGRAFIAS	83

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura N° 1.1 Sistemas automatizados.....	1
Figura N° 2.1 Funcionamiento de un sistema hidráulico.	4
Figura N° 2.2 Fotografía de la Prensa Universal de Ensayo.	5
Figura N° 2.3 Prensa Universal de Ensayo Baldwin. 30Tn.	7
Figura N° 2.4 Fotografía del motor de inducción	8
Figura N° 2.5 Bomba y sistema diferencial de la baldwin 30Tn.	9
Figura N° 2.6 Bomba de pistón radial.....	10
Figura N° 2.7 Unidad diferencial	11
Figura N° 2.8 Válvula de estrangulación	12
Figura N° 2.9 Esquema del funcionamiento de la válvula de alivio.	13
Figura N° 2.10 Cápsula de la U.T.M.....	14
Figura N° 2.11 Sistema de medida.....	16
Figura N° 3.1 Esquema de la planta hidráulica Baldwin	18
Figura N° 3.2 Fotografía de la unidad diferencial.....	24
Figura N° 3.3 Control del desplazamiento de X_d	24
Figura N° 3.4 Modelo dinámico de maquinas del sistema diferencial.....	25
Figura N° 3.5 Funcionamiento del pistón hidráulico.	28
Figura N° 3.6 Modelo dinámico de maquinas del sistema cilindro-pistón	29
Figura N° 3.7 Sistema de ponderación	31
Figura N° 3.8 Zona de Deformación y Linealidad del tubo de Bourdon	32
Figura N° 3.9 Modelo dinámico de máquinas del sistema de medida	33

Figura N° 3.10 Fotografía del sistema de medida	34
Figura N° 3.11. Diagrama de bloques del sistema de medida original de la Prensa Universal de Ensayos.....	35
Figura N° 3.12 Esquema de la instrumentación sobre la Prensa Universal de Ensayos.	38
Figura N° 3.13 Gráfico de los desplazamientos del pistón de carga para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa en vacío.....	39
Figura N° 3.14 Gráfico de presión en la cámara del pistón de carga para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa en vacío.....	40
Figura N° 3.15 Gráfico de presión del puerto de salida de la bomba para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa en vacío.....	40
Figura N° 3.16 Gráfico del desplazamiento del eje del diafragma diferencial para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa en vacío.....	41
Figura N° 3.17 Gráfico de la diferencia de presión entre el puerto de salida de la bomba y la cámara del pistón de carga para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa en vacío.	41
Figura N° 3.18 Gráfico de los desplazamientos del pistón de carga para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa aplicando carga sobre un cilindro.....	43
Figura N° 3.19 Gráfico de las presiones en la cámara del pistón de carga para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa aplicando carga sobre un cilindro	43
Figura N° 3.20 Gráfico de las fuerzas aplicada por el pistón de carga para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa sobre un cilindro.....	44
Figura N° 3.21 Gráfico de las presiones en el puerto de salida de la bomba para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa aplicando carga sobre un cilindro.	44

Figura N° 3.22 Gráfico de las diferencias de presiones en el puerto de salida de la bomba para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa aplicando carga sobre un cilindro.....	45
Figura N° 3.23 Gráfico de los desplazamientos del eje diferencial para distintas aperturas de la válvula de carga de la prensa aplicando carga sobre un cilindro.....	45
Figura N° 3.24 Gráfico de flujos entregados al pistón de carga para distintas aperturas de la válvula de carga de la prensa en vacío.	47
Figura N° 3.25 Gráfico de flujos entregados al pistón de carga para distintas aperturas de la válvula de carga de la prensa aplicando carga sobre un cilindro.	48
Figura N° 3.26 Determinación de la constante de la válvula no lineal.	50
Figura N° 3.27 Esquema de simulación de la Prensa universal	51
Figura N° 3.28 Comparación de curvas de simulación de la planta y data procesada. (Q_p, X_p, F_p, P_p, X_d)	53
Figura N° 3.29 Detalles del Esquema de simulación de la Prensa universal.	54
Figura N° 4.1 Ancho de banda planta en lazo cerrado.....	56
Figura N° 4.2 Sistema Control Planta Lazo Cerrado	57
Figura N° 4.3 Topología del Controlador PID Paralelo Puro.	59
Figura N° 4.4 Sensibilidad ante variación de un parámetro P de la Planta y el Controlador PID.....	60
Figura N° 4.5 Respuesta en Frecuencia del Sistema de Control de Aplicación de Carga y de Posición en Lazo Abierto y Lazo Cerrado.....	63
Figura N° 4.6 Respuesta en Frecuencia del Sistema de Control de Aplicación de Carga y de Posición en Lazo Abierto y Lazo Cerrado.....	63
Figura N° 4.6 Respuesta en frecuencia del sistema de control de aplicación de carga y de posición en lazo abierto y lazo cerrado.	65
Figura N° 4.7 Curvas de sensibilidad de la planta.	67
Figura N° 5.1 Sistema de medición básico.....	69

Figura N° 5.2 Montaje de galgas extensométricas.	71
Figura 5.3 Configuración en puente de Wheastone de galgas extensométricas.	72
Figura 5.4 Varias disposiciones de las galgas.	73
Figura 5.5 Diseño de adquisición de datos.	75

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla N° 3.1 Parámetros del modelo no lineal de la válvula de carga.....	49
Tabla N° 3.2 Parámetros del modelo lineal.....	51

CAPITULO I

INTRODUCCIÒN

1.1.-Automatizaci3n.

La automatizaci3n tiene como fin controlar la secuencia de las operaciones sin intervenci3n humana. El t3rmino automatizaci3n tambi3n se ha utilizado para describir sistemas no destinados a la fabricaci3n, en los que dispositivos programados o autom3ticos pueden funcionar de forma independiente o semi-independiente del control humano. Un elemento esencial de todos los mecanismos de control autom3tico es el principio de realimentaci3n, que permite al dise1ador dotar a una m3quina de capacidad de auto correcci3n. En el lazo de realimentaci3n se encuentra el dispositivo mec3nico, neum3tico o electr3nico que detecta una magnitud f3sica; como una temperatura, una presi3n, un tama1o o una velocidad, la compara con un valor preestablecido, y realiza aquella acci3n preprogramada necesaria para mantener la cantidad medida dentro de los l3mites del valor aceptable. En todo proceso que se requiere controlar se observa que los lazos de realimentaci3n requieren la determinaci3n de l3mites aceptables para que el proceso pueda efectuarse El uso de inform3tica con el advenimiento de la computadora ha facilitado enormemente el uso de lazos de realimentaci3n en los diferentes procesos de control. En combinaci3n, las computadoras y los lazos de realimentaci3n han permitido el desarrollo de herramientas que pueden realizar varias operaciones de funciones diferentes.



Figura N° 1.1 Sistemas automatizados

1.2.-Planteamiento del problema

Una Prensa Universal de Ensayo es un dispositivo que permite la aplicación de carga tanto en tracción como compresión. El sistema de la P.U.E. tiene una gran aplicación en el área de ensayo de materiales o elemento estructurales. El control de las fuerzas aplicadas, es muy importante, pues de su conocimiento y el registro de las reacciones de la muestra bajo ensayo (desplazamiento, deformación, etc.) se obtiene la información para la caracterización de especímenes. Actualmente en el IMME UCV (Instituto de Materiales y Modelos Estructurales) existen varias prensas de este tipo, una de las cuales se encuentra fuera de funcionamiento por tener el sistema de medición dañado, en vista de esto y de la gran utilidad que involucra este equipo, se decidió realizar el estudio de una instrumentación capaz de realizar y suplantar de una manera sencilla y de forma gráfica por medio de un computador las labores que el sistema desempeña. Es por esto, que resulta de gran importancia, la implementación de un sistema de control generalizado aprovechando la disponibilidad tecnológica de punta que ofrece el mercado. El presente trabajo consiste en el estudio del funcionamiento del sistema de la Prensa Hidráulica Baldwin con el fin de obtener un modelo representativo de esta, que permita definir los elementos requeridos para su automatización futura y de esta manera facilitar los ensayos del IMME.

1.3.-Objetivos.

1.3.1.-Objetivos generales

Diseñar un sistema automático de medición y control para una Prensa Universal de Ensayo, el cual sea de fácil comprensión, utilización y de gran flexibilidad de conexión para los diferentes tipos de ensayos.

1.3.2.-Objetivos específicos

- Diseñar el sistema automático de control para el sistema hidráulico de la prensa, capaz de reproducir perfiles arbitrarios de deformación.
- Diseñar el sistema automático de adquisición de datos, capaz de suministrar la información en forma de gráficos y tablas de fácil interpretación por el utilizador del ensayo.

1.4.-Contenido

En el capítulo 2 se realiza el estudio sintetizado de las leyes que rigen el funcionamiento de los sistemas hidráulicos, se refieren algunas de las normas de ensayo comúnmente requeridas en el sistema de la Prensa Universal de Ensayo, además de la descripción del funcionamiento y las características de los subsistemas básicos que la conforman, también se incluyen los fundamentos matemáticos que identifican la planta.

El capítulo 3 se presentan los modelos matemáticos de cada subsistema de la planta y su validación. En este capítulo el análisis de las pruebas experimentales tomadas en un punto de operación para la caracterización física de la planta, y se identificación los parámetros del modelo matemático del sistema global de la planta.

En el capítulo 4 se muestra la estrategia de control recomendada para la automatización del sistema hidráulico y se simula para obtener la identificación de los parámetros del controlador elegido, posteriormente se realiza el análisis de la respuesta en frecuencia del control diseñado en lazo cerrado, y se compara con la respuesta en frecuencia del sistema a lazo abierto, además se incluye un estudio de la sensibilidad respecto al espécimen para establecer los efectos sobre el sistema controlado, este estudio es realizado en la plataforma de Matlab.

En el capítulo 5 se describe el sistema de adquisición de datos básico y una técnica para mejorar la relación señal a ruido, posteriormente se considera el modelo matemático conceptual del sistema de medida original de la prensa para establecer de manera general las pautas a considerar en el diseño del sistema de medición de fuerza y desplazamiento de la planta. Se hace mención de los transductores utilizados y recomendados, los actuadores del sistema y los elementos para el control para la automatización tales como d.s.p., PIC, etc.

CAPITULO II

PRENSA UNIVERSAL DE ENSAYO

2.1.-Generalidades.

En el siguiente capítulo se estudian las leyes fundamentales que gobiernan a los sistemas hidráulicos para conocer el funcionamiento de cada una de las partes de la Prensa universal de Ensayo.

La prensa hidráulica, fue inventada por el ingeniero británico Joseph Bramah en 1796 [01], y esta es utilizada generalmente para dar forma, extrusar y marcar metales y para probar materiales sometidos a grandes presiones (figura N° 2.1). El Instituto de Materiales y Modelos Estructurales, IMME centro de estudio de la Ingeniería Estructural cuenta con una gran cantidad de equipos, entre los cuales se encuentran las Prensas Universales cuyas capacidades están comprendidas entre 30-1000 toneladas, y todas guardan características básicas y funcionalidad similar. Una prensa universal de ensayo es un dispositivo el cual permite la aplicación de cargas tanto en compresión como en tracción. En esta sección se presenta el estudio teórico de las características de una Prensa Universal de Ensayo (P.U.E.) de la serie Baldwin-Tate-Emery (B.T.E.) de 30 Tn (Ver figura N° 2.2).

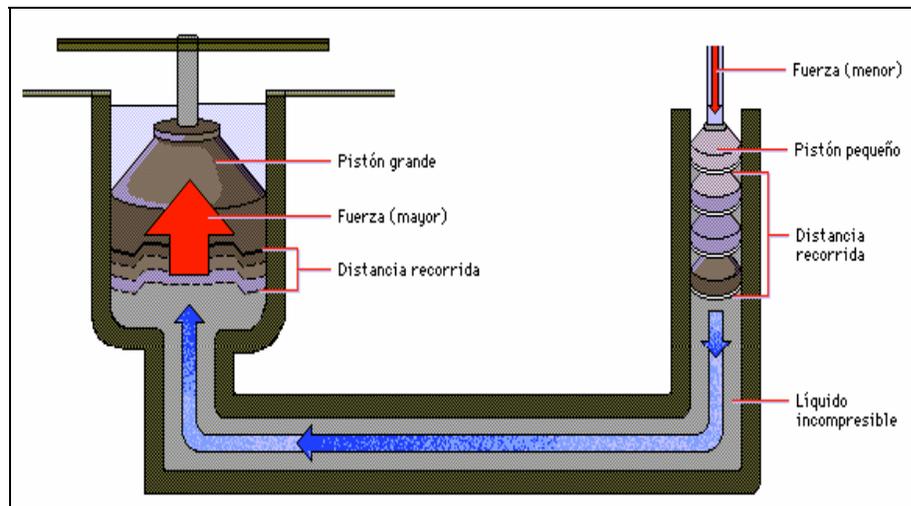


Figura N° 2.1 Funcionamiento de un sistema hidráulico.

2.2.-Funcionamiento y descripción del mecanismo de la Prensa Universal de Ensayo.

La Prensa Universal de Ensayo consta esencialmente de tres elementos básicos: sistema de carga, sistema de ponderación y sistema indicador.

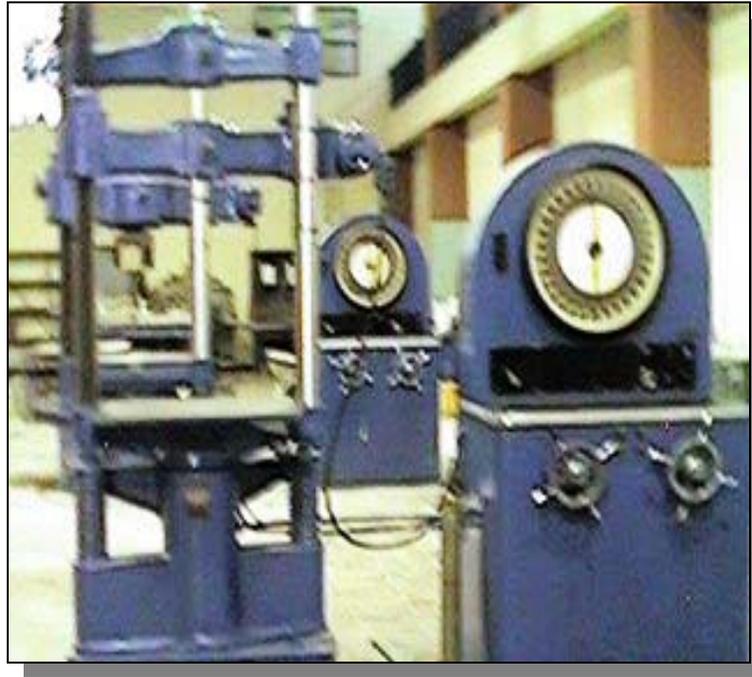


Figura N° 2.2 Fotografía de la Prensa Universal de Ensayo.

Sistema de carga

El sistema de carga tiene como función la aplicación de carga sobre el espécimen, y está constituido a su vez por:

(a) La unidad de bombeo: cuyas partes son un motor de inducción, una bomba de pistón radial, un sistema diferencial y un reservorio de aceite.

(b) El conjunto de válvulas: formado por dos válvulas mecánicas de estrangulación y una válvula de seguridad.

(c) El conjunto cilindro-pistón: constituido por: un cilindro, un pistón el cual transporta la mesa donde es colocado el espécimen de prueba, cabezales de asiento

de las muestras, un motor de ajuste de posición y un dispositivo de fin de carrera del pistón.

Sistema de ponderación

El sistema de ponderación consta de una cápsula dividida por un diafragma flexible de metal, el cual genera una barrera física que permite tener aceites de diferentes características sometidos a la misma presión. Este mecanismo permite transmitir al sistema indicador la señal de la carga que aplica el pistón sobre el espécimen.

Sistema indicador ó de medida

El sistema indicador ó de medida esta integrado por los siguientes elementos: tres tubos de Bourdon con su respectiva amortiguación, tres resortes isoelásticos, tres amplificadores aleta tobera conectado con el sistema de aire presurizado y además cuenta con un conjunto de rodamientos deslizantes y un fuelle. Cada conjunto de elementos define un rango de medida. Su funcionamiento consiste primordialmente en detectar mediante el tubo de Bourdon los cambios de presión en el sistema de carga, acción que conlleva a activar el conjunto mecánico de medida que interpreta adecuadamente la fuerza, accionando así el dial para su lectura.

El funcionamiento a grosso modo de la Universal Testing Machine (U.T.M.) (figura N° 2.3), es como se describe a continuación: si se mantiene cerrada la válvula de descarga y se abre la válvula de carga del conjunto de válvulas se imprime un desplazamiento al pistón debido a que en esta condición se inyecta fluido al conjunto cilindro pistón. Si se mantiene esta condición de operación la posición del pistón de la máquina cambiarán a una velocidad constante, lo cual indica un flujo de carga constante. Luego si se incrementa la apertura de la válvula de carga, se obtiene un incremento de la velocidad de desplazamiento del pistón, de lo cual se deduce que el flujo entregado al cilindro es mayor.

Está condición de funcionamiento se mantiene tanto para el caso donde el pistón no reaccionan contra ningún espécimen, como cuando éste aplica carga, bien sea de tracción o compresión sobre una muestra cualquiera.

La máquina entonces es capaz de regular la inyección de aceite manteniendo un flujo constante. Mediante el enlace entre el sistema de ponderación, la magnitud de la carga desarrollada en la prueba es transmitida al sistema indicador.

En caso de presentarse un desbordamiento de presión durante el funcionamiento de la máquina, se acciona una válvula de seguridad la cual limita la presión a un valor admisible.

A continuación se describe detalladamente el funcionamiento de cada unidad que conforma el sistema de la U.T.M.

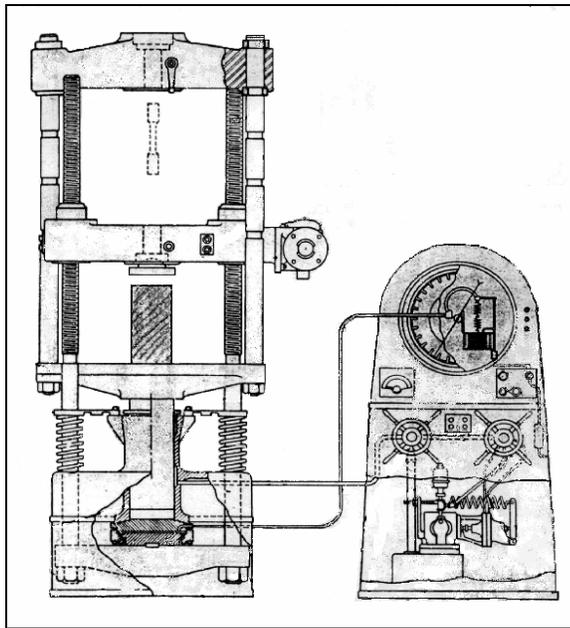


Figura N° 2.3 Prensa Universal de Ensayo Baldwin. 30Tn.

2.2.1.-Características y funcionamiento de cada subsistema de la Prensa Universal de Ensayo.

Unidad de Bombeo. Esta unidad consta de un motor de inducción de 1 hp (figura N° 2.4), una bomba de pistón radial y un dispositivo diferencial (figura N° 2.5), el cual trabaja conjuntamente con la válvula de carga.

El motor que acciona a la unidad de bombeo posee unas características de funcionamiento que permiten cubrir los requerimientos exigidos por el sistema de

carga, por lo cual se considera que durante la operación normal la velocidad de giro del motor es invariante.

Las bombas son dispositivos empleados para elevar, transferir o comprimir líquidos y gases.

La unidad de potencia hidráulica utilizada en la UTM es una bomba de desplazamiento positivo variable de pistones radiales. Es importante acotar que esta bomba no tiene una inyección de caudal constante pues el eje de su excéntrica es variable, esto significa que la carrera de sus pistones se modifica según la posición del eje de excéntrica.

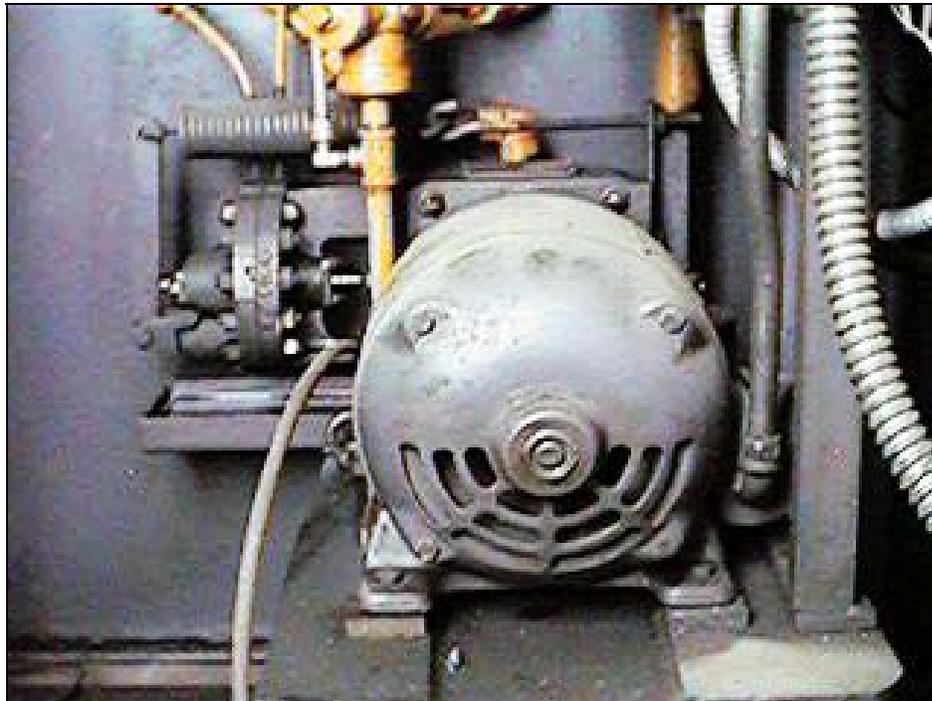


Figura N° 2.4 Fotografía del motor de inducción

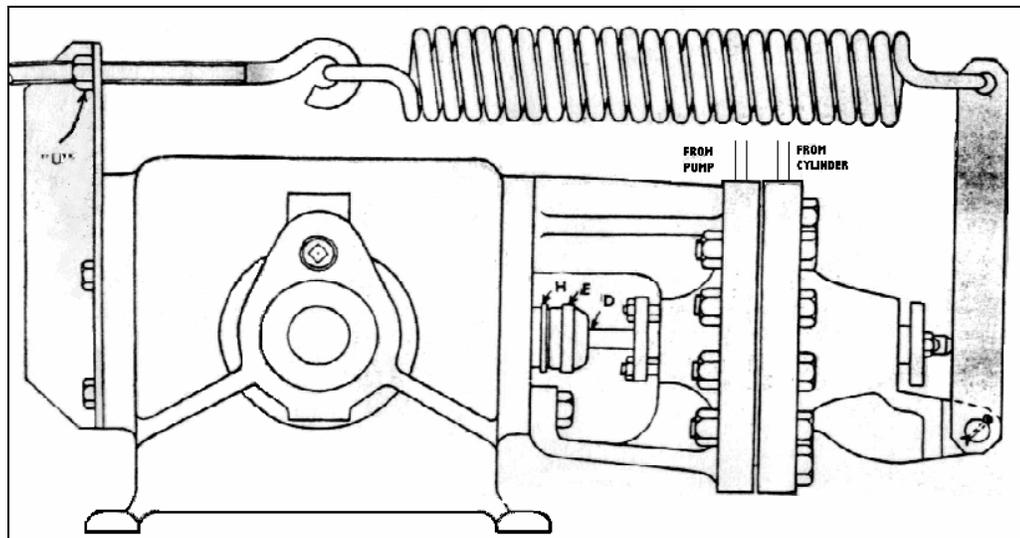


Figura N° 2.5 Bomba y sistema diferencial de la Baldwin 30Tn.

El principio de desplazamiento positivo consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara, en estas máquinas siempre hay una cámara que aumenta de volumen (succión) y otra que disminuye de volumen (impulsión). En las bombas de pistones (figura N° 2.6), el movimiento es recíprocante (alternativo), esto significa que el pistón oscila en un cilindro dotado de válvulas para regular el flujo de líquido hacia el cilindro y desde él. Tenemos entonces que las bombas de desplazamiento positivo recíprocante recibe un volumen fijo de líquido en condiciones casi de succión, lo comprime a la presión de descarga y lo expulsa por la boquilla de descarga (movimiento recíprocante). Con este tipo de bomba se pueden obtener altas presiones a bajas velocidades, lo cual constituye una ventaja de este tipo de bomba, en particular para manejar líquidos muy viscosos. En el caso de flujos bajos y altas presiones, la acción del rotor es en gran medida radial.

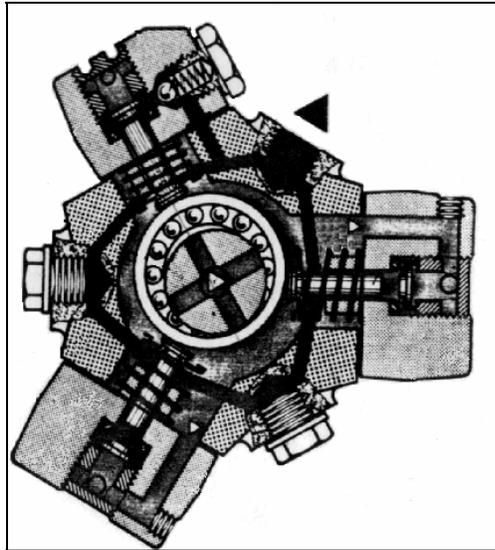


Figura N° 2.6 Bomba de pistón radial

El caudal esta dado además de la velocidad de rotación, por la cantidad y el diámetro de los pistones, por ejemplo en una bomba de acción simple el bombeo sólo se produce en un lado del pistón, por lo cual, el líquido se descarga en una serie de pulsos, y no de forma continua, por ello el número de los pistones se hace impar para reducir las irregularidades en el caudal. En las bombas alternativas se colocan con frecuencia cámaras de aire (acumuladores) en el conducto de salida para reducir la magnitud de estas pulsaciones y hacer que el flujo sea más uniforme.

Para controlar el flujo que suministra la bomba de pistones radiales de desplazamiento positivo variable, se acopla a ésta la unidad diferencial (figura N° 2.7), la cual se constituye de dos cámaras separadas por un diafragma flexible asociado a un sistema mecánico elástico, las cámaras están conectadas para recibir la diferencia de presión a la cual está sometida la válvula de carga. Esta configuración permite transformar los cambios de la presión diferencial dados en la válvula de carga en desplazamientos mecánicos que permiten ajustar el flujo que entrega la bomba.

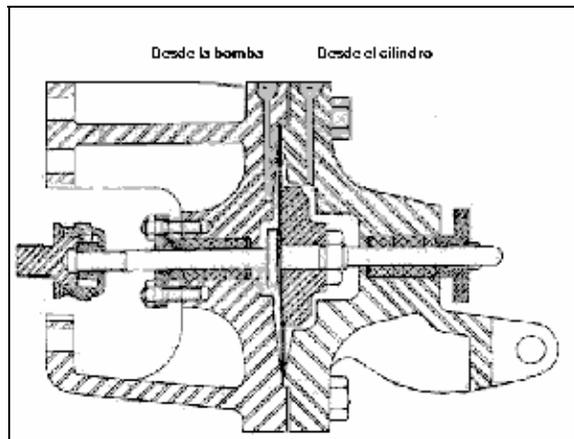


Figura N° 2.7 Unidad diferencial

Unidad de válvulas. Ésta se constituye por la válvula de carga, la válvula descarga y la válvula de seguridad. Las válvulas son dispositivos mecánicos empleados para controlar el flujo y su accionamiento puede ser desde manual hasta automático. Las válvulas de las cuales dispone la UTM, permiten realizar el ajuste tanto de la velocidad de deformación de la muestra durante la carga, como de la velocidad de restitución durante la descarga. Las válvulas de carga y descarga que emplea la UTM, entran en la clasificación de Válvulas de Flujo las cuales se utilizan para influir en la velocidad del desplazamiento del fluido, mediante la variación de la sección de pasaje del fluido, las cuales se conocen como válvulas de estrangulación (figura N° 2.8), y su accionamiento es manual. Además la válvula de seguridad ó de alivio, solo actúa cuando se presentan sobre presiones en el circuito hidráulico, de tal forma que durante el funcionamiento normal no interviene éste componente.

El funcionamiento de la válvula de descarga se asemeja al de una simple válvula de estrangulación, donde el flujo es función tanto de la presión como de la condición de apertura

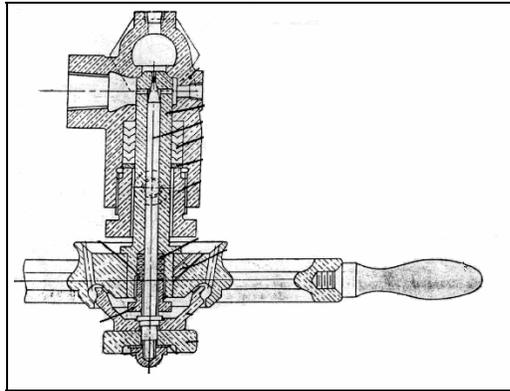


Figura N° 2.8 Válvula de estrangulación

En cuanto al funcionamiento de la válvula de carga, tenemos que ésta trabaja conjuntamente con un sistema diferencial que compensa en forma proporcional la presión presente en los puertos de la válvula para así crear una condición que tiende a mantener una diferencia de presión constante para una apertura dada de la válvula de carga. Por lo tanto se puede decir que el conjunto se comporta como una válvula reguladora de flujo, por su independencia de la presión de trabajo, estando el flujo solo sujeto a la apertura de la válvula.

La válvula de seguridad o de alivio tal y como se indicó anteriormente funciona como una válvula limitadora de presión (figura N° 2.9). Entrando en el detalle de su funcionamiento se considera que el sistema tiene un elemento de cierre apretado por un resorte contra un asiento, la cámara del resorte está descomprimida hacia el reservorio y la presión de bombeo del sistema actúa sobre la superficie del elemento de cierre, cuando la fuerza es mayor que la del resorte el elemento de cierre se levanta y abre la conexión; esto produce una descarga de aceite hacia el reservorio bajando la presión en el sistema.

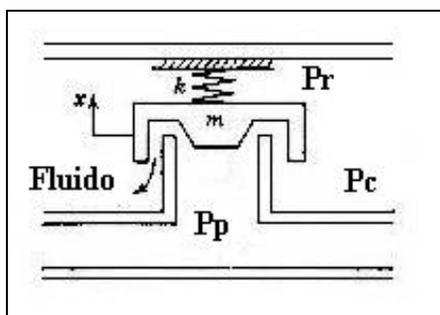


Figura N° 2.9 Esquema del funcionamiento de la válvula de alivio.

Conjunto cilindro-pistón. El sistema consta de un cilindro y un pistón. El pistón está unido a la mesa contenedora de los especímenes, la cual a su vez contiene dos columnas de compresión y el cabezal superior, de manera tal que permitan la compresión y tracción de la muestra según su ubicación. Adicionalmente el cilindro está unido a un cabezal inferior mediante dos columnas de tornillo sin fin. La posición del cabezal inferior es ajustada mediante un motor trifásico.

La máquina de ensayo universal se ajusta para imponer estados de deformación sobre la muestra bajo ensayo y ésta reacciona con una fuerza que tiende a oponerse a la acción de la máquina.

El área del pistón conjuntamente con la presión de aceite define la magnitud de la fuerza que se aplica a la muestra bajo ensayo, dicha presión de aceite es entonces transmitida al sistema de medición a través de sistema de ponderación.

Sistema de ponderación se corresponde con la cápsula (figura N° 2.10), la cual es esencialmente un diafragma flexible posicionado por un anillo puente, el diafragma consiste en una delgada membrana con elementos primarios de deformación elástica, flexible, circular, ésta membrana se encuentra en el extremo de una pequeña cámara en la cual entra el fluido. La cápsula de la U.T.M. es una interfase transmisora entre el aceite del sistema de carga (bastante viscoso) y un aceite muy liviano y poco viscoso que es utilizado para transmitir adecuadamente cualquier cambio de presión que se genere dentro del conjunto cilindro-pistón al sistema de medida de la U.T.M.

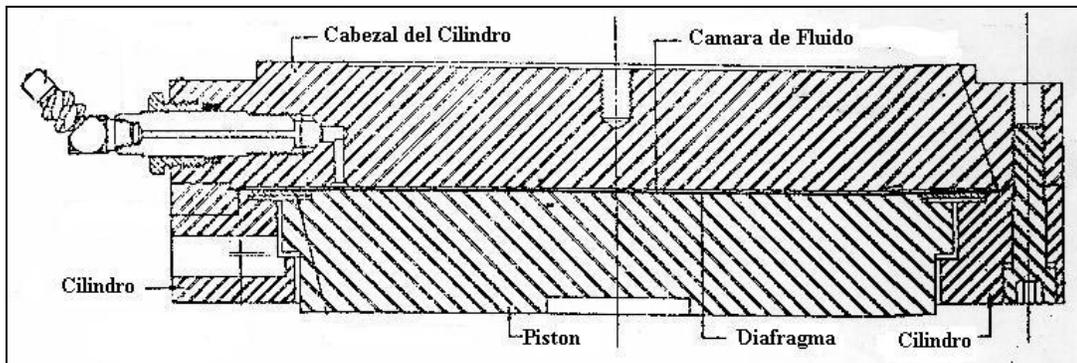


Figura N° 2.10 Cápsula de la U.T.M.

Sistema indicador. Está conformado por los siguientes dispositivos (figura N° 2.11), un conjunto de tubos de Bourdon, un conjunto de aleta tobera, amortiguadores, un fuelle, un conjunto de resortes isoelásticos, elementos de conexión y deslizamiento. Los tubos de Bourdon son instrumentos que dentro de su rango de funcionamiento sufren una deformación elástica al estar sometidos a una presión, los mismos vuelven a su posición original al momento de desaparecer dicha condición.

El fuelle es un actuador lineal accionado neumáticamente de tal forma que si al suministrarle aire a presión este se llena y se desplaza hacia delante y en caso contrario se desplaza hacia atrás.

La operación detallada del sistema indicador se explica muy bien al considerar la acción de un rango simple. Si se asume un pequeño incremento de carga en la máquina, en ese mismo instante se producirá un aumento de presión hidráulica en la cápsula Emery, que a su vez es transmitida al tubo de Bourdon seleccionado según la escala, causando esto en su extremo libre un desplazamiento ascendente. Debido a que el conjunto aleta tobera esta unido al extremo libre del tubo de Bourdon, la deflexión adjunta genera una disminución de la restricción del flujo de aire proveniente de la corriente presurizada que alimenta tanto al conjunto aleta tobera como al fuelle. Este efecto de disminución de la restricción disminuye la presión del aire en la línea, lo cual causa que el fuelle retroceda un poco. El movimiento en descenso del fuelle incrementa la tensión en los resortes isoelásticos también unidos al extremo libre del tubo de Bourdon. Este proceso continua hasta que el efecto de la fuerza de carga es reflejado exactamente en la elongación de los resortes isoelásticos, balanceando así

las fuerzas ejercidas por el tubo de Bourdon con la fuerza desarrollada por el resorte isoelástico, y finalmente el tubo de Bourdon regresa a la deflexión inicial.

Por otra parte, un decrecimiento en la carga en la máquina causa un efecto inverso a lo comentado en el párrafo anterior, es decir la presión hidráulica en el tubo de Bourdon será menor y su extremo libre caerá. Esto hará fluir aire desde el inyector mas restringido y la presión del aire podrá incrementarse. Como resultado los fuelles se levantarán llevando con esto al conjunto de rodamientos deslizantes y la tensión del resorte isoelástico, decrecerá consecuentemente, causando esto que el extremo libre del tubo de Bourdon ascienda a su posición original. El dispositivo sigue el aumento y disminución de la carga manteniendo las condiciones de balance entre la fuerza ejercida por el tubo y la fuerza opositora del resorte, en otras palabras a mayor carga mayor tensión en el resorte y recíprocamente a menor carga menor tensión en el resorte.

De esta manera el extremo libre del tubo de Bourdon esta siempre funcionando alrededor de su posición inicial.

El único movimiento apreciable en el sistema indicador esta en los fuelles, los resortes y el conjunto de rodamientos deslizantes los cuales se mueven como una unidad, este movimiento es usado para manejar el punto del dial mediante la conversión del movimiento lineal a uno rotacional. Tres rangos son previstos en cada conjunto sensor. Estos son acompañados por la utilización de tres tubos de Bourdon, uno para cada rango, y cada uno con su propio resorte de carga e inyector de aire. El desplazamiento de un rango a otro es efectuado por rotación del desplazamiento de la perilla localizada en el panel, de esta manera se selecciona el aire que fluye de los diferentes inyectores. El desplazamiento de la perilla también causa una mascara sobre el dial envolviéndolo en la puesta del dial en su zona.

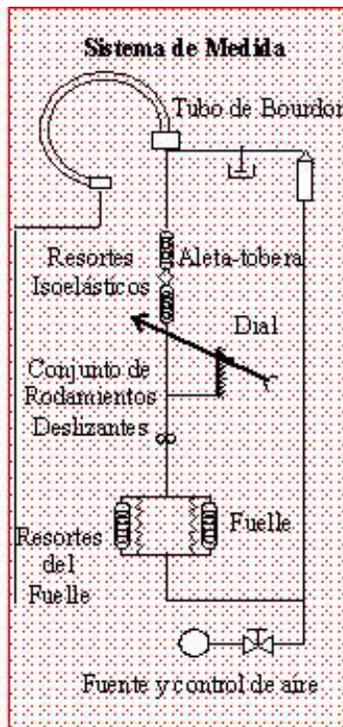


Figura N° 2.11 Sistema de medida.

2.3.-Normas de ensayo de la Prensa Universal de Ensayo.

Las siguientes disposiciones constituyen de manera general las normas requeridas para los ensayos que se efectúan con este equipo, se acota que estas son relativas al tipo de ensayo a realizar. Por tanto se dispone de una extensa cantidad, las cuales sería imposible citar aquí, por lo que se hará referencia únicamente a las más generales que ilustran las necesidades más relevantes y representativas para la instrumentación del sistema hidráulico.

Ensayo de tracción por flexión del concreto en vigas [covenin342-79]:

El dispositivo debe ser capaz de asegurar que las fuerzas aplicadas a la viga se mantengan verticales y sin excentricidad. La distancia entre las placas de carga y las de apoyo deben mantenerse constantes. La carga pueda ser aplicada perpendicularmente a la cara superior de la viga. Que la carga se pueda incrementar gradualmente y libre de impactos. Que la dirección de las reacciones pueda ser paralela a la dirección de la carga aplicada, durante la prueba.

Ensayo de tracción indirecta del concreto en probetas cilíndricas [covenin341-79]:

La maquina debe ser capaz de apreciar 5Kg. Permitir aplicar cargas sin impacto.

Mantener una velocidad constante.

Ensayo resistencia a la tracción por deflexión de morteros [covenin497-1994]:

La distancia entre los puntos de apoyo y el punto de aplicación de la carga deberá mantenerse constante.

La carga debe aplicarse a una velocidad uniforme y sin impactos.

La maquina deberá ser calibrada frecuentemente para asegurar su exactitud.

Ensayo para determinar la resistencia a la flexión de tubos [covenin448-76]:

El aparato de ensayo debe satisfacer las siguientes características como son: permitir que al aplicar una carga esta se pueda aumentar en forma continua y uniforme.

El sistema debe tener dos apoyos metálicos y además debe contar con dispositivos que permitan la medida de las cargas con una aproximación de $\pm 4\%$, adicionalmente debe exhibir un mínimo de inercia, fricción y juego para evitar influencia sensible en la lectura del aparato

Método para elaboración, curado y ensayo a compresión de cilindros de concreto [covenin338-1994].

Es importante que la capacidad sea suficiente para producir la ruptura como también el poder regular la velocidad de la carga de manera de obtener la velocidad requerida para el ensayo.

Finalmente se concluye que el sistema automático de control debe permitir el ajuste de la velocidad de carga o de deformación en cualquier instante de la prueba, además de que el sistema de medición debe tener una resolución que permita visualizar pequeños cambios de carga y deformación, por lo cual se deben emplear sensores de gran precisión y un sistema de recolección de datos de altas prestaciones.

CAPITULO III

3.1.-MODELOS MATEMATICOS Y SIMULACION DEL SISTEMA

En este capítulo se plantean las ecuaciones de los modelos matemáticos que describen el comportamiento de la Prensa Universal de Ensayos, validados mediante la realización de pruebas de funcionamiento sobre la máquina para varias condiciones de operación y su posterior comparación con la simulación numérica de dichos modelos. En la figura 3.1 se muestra un esquema representativo de la prensa hidráulica Baldwin.

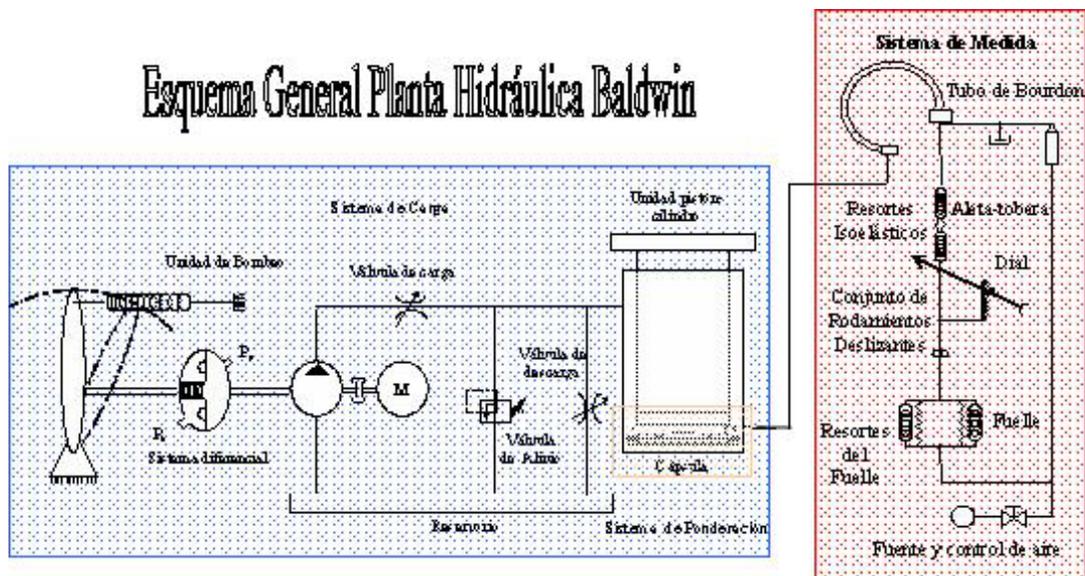


Figura N° 3.1 Esquema de la planta hidráulica Baldwin

3.2.-Fundamento teórico.

Para los efectos de diseño desde el punto de vista de la automatización y control, es de primordial importancia contar con un modelo matemático que explique de manera aproximada los fenómenos físicos que se dan en el sistema durante su funcionamiento normal. En aras de definir un modelo simplificado del sistema se supondrá que durante el funcionamiento normal ciertos elementos operan alrededor de un punto de operación.

La metodología empleada para sintetizar un modelo de la planta se basa en el estudio detallado de cada uno de los subsistemas de la BTM, incluyendo además un modelo

del espécimen bajo prueba. Para iniciar el estudio de los subsistemas, se mencionan algunos conceptos y leyes fundamentales de la mecánica de fluidos, los cuales constituyen la base para determinar el modelo que identifica el funcionamiento de la prensa universal de ensayo.

La mecánica de fluidos es la parte de la Física que se ocupa de la acción de los fluidos tanto en reposo como en movimiento, así como de las aplicaciones y mecanismos de ingeniería que utilizan fluidos. El primer principio de Pascal (Blaise Pascal, 1647) [01], afirma que la presión aplicada sobre un fluido contenido en un recipiente se transmite por igual en todas direcciones y a todas las partes del recipiente, siempre que se puedan despreciar las diferencias de presión debidas al peso del fluido, este principio tiene aplicaciones muy importantes en hidráulica

El teorema de Torricelli, relaciona la velocidad de salida de un líquido a través de un orificio de un recipiente, con la altura del líquido situado por encima de dicho agujero. Isaac Newton formuló las leyes del movimiento. Leonhard Euler, se baso en las leyes de Newton las cuales fueron aplicadas por primera vez a los fluidos deduciendo las ecuaciones básicas, para un fluido sin rozamiento (no viscoso). Euler fue el primero en reconocer que las leyes dinámicas para los fluidos sólo pueden expresarse de forma relativamente sencilla si se supone que el fluido es incompresible e ideal, es decir, si se pueden despreciar los efectos del rozamiento y la viscosidad. Sin embargo, como esto nunca es así en el caso de los fluidos reales en movimiento, los resultados de dicho análisis sólo pueden servir como estimación para flujos en los que los efectos de la viscosidad son pequeños. [01]

El teorema de Bernoulli afirma que la energía mecánica total de un flujo incompresible y no viscoso es constante a lo largo de una línea de corriente las cuales son líneas de flujo imaginarias que siempre son paralelas a la dirección del flujo en cada punto, y en el caso de flujo uniforme coinciden con la trayectoria de las partículas individuales de fluido. El teorema de Bernoulli implica una relación entre los efectos de la presión, la velocidad y la gravedad, e indica que la velocidad

aumenta cuando la presión disminuye. Este principio es importante para la medida de flujos. [01]

Jean Louis Marie Poiseuille, 1839, realizó los primeros experimentos cuidadosamente documentados del rozamiento en flujos de baja velocidad a través de tuberías. Claude Louis Marie Navier, 1827, realizó el primer intento de incluir los efectos de la viscosidad en las ecuaciones matemáticas, George Gabriel Stokes, perfeccionó las ecuaciones básicas para los fluidos viscosos incompresibles. Actualmente se las conoce como ecuaciones de Navier-Stokes, y son tan complejas que sólo se pueden aplicar a flujos sencillos. Uno de ellos es el de un fluido real que circula a través de una tubería recta. El teorema de Bernoulli no se puede aplicar aquí, porque parte de la energía mecánica total se disipa como consecuencia del rozamiento viscoso, lo que provoca una caída de presión a lo largo de la tubería.

Osborne Reynolds, ingeniero británico 1883, demostró la existencia de dos tipos de flujo viscoso en tuberías. A velocidades bajas, las partículas del fluido siguen las líneas de corriente (flujo laminar), y los resultados experimentales coinciden con las predicciones analíticas. A velocidades más elevadas, surgen fluctuaciones en la velocidad del flujo, o remolinos (flujo turbulento), en una forma que ni siquiera en la actualidad se puede predecir completamente. Reynolds también determinó que la transición del flujo laminar al turbulento era función de un único parámetro, que desde entonces se conoce como número de Reynolds. El número de Reynolds carece de dimensiones y es el producto de la velocidad, la densidad del fluido y el diámetro de la tubería dividido entre la viscosidad del fluido, si su valor es menor de 2.100, el flujo a través de la tubería es siempre laminar; cuando los valores son más elevados suele ser turbulento [01].

El ingeniero alemán Ludwig Prandtl observó en 1904 que muchos flujos pueden separarse en dos regiones principales. La región próxima a la superficie está formada por una delgada capa límite donde se concentran los efectos viscosos y en la que puede simplificarse mucho el modelo matemático. Fuera de esta capa límite, se

pueden despreciar los efectos de la viscosidad, y pueden emplearse las ecuaciones matemáticas más sencillas para flujos no viscosos

La ley de Hooke formula la teoría de la elasticidad; que establece que un cuerpo elástico se estira proporcionalmente a la fuerza que actúa sobre él, su característica principal es que la deformación es instantánea y se recupera totalmente. Sin embargo en los cuerpos elásticos compresibles parte de la energía almacenada como deformación elástica no se recupera y es entonces, disipada como calor. Uno de los principios básicos del flujo compresible es que la densidad de un fluido cambia cuando se ve sometido a grandes cambios de velocidad y presión.

3.3.-Modelo matemático del sistema

Para el estudio del sistema (figura 3.1) se ha considerado primordialmente el modelo dinámico del actuador hidráulico, el cual es significativamente complejo así como también las características dinámicas del conjunto válvula-cilindro al cual se le debe sumar el comportamiento no invariante del fluido (aceite), cuyas constantes dinámicas (índice de Bulk, viscosidad, etc.) varían notablemente con la temperatura. Por ultimo las propias líneas de transmisión, tuberías o mangueras, que canalizan al fluido desde la bomba a las válvulas y de estas al actuador, influyen en el comportamiento dinámico del conjunto.

3.3.1.-Sistema de carga.

El sistema de carga esta constituido por la unidad de bombeo, el conjunto de válvulas y el conjunto cilindro pistón, tal y como se mencionó en el capítulo II.

La unidad de bombeo esta constituida por una bomba, un motor, un sistema diferencial y la válvula de carga.

La bomba presente en la máquina es de pistones radiales de flujo variable, la ecuación 3.1, corresponde a la expresión general que define el caudal en régimen permanente de una bomba de pistones radiales con salida constante.

$$q_B = \eta \frac{\omega}{60} N_p v_{cild} \quad (3.1)$$

Donde:

η : Rendimiento, su valor para estas bombas es alrededor de: 0.98

ω : Velocidad del motor

N_p : Número de pistones

v_{cild} : Cilindrada

Se define la cilindrada de los pistones de la bomba como:

$$v_{cild} = x_{cild} A_{cild} \quad (3.2)$$

Entonces la ecuación (3.1) queda:

$$q_B = \eta \frac{\omega}{60} N_p x_{cild} A_{cild} \quad (3.3)$$

Simplificando:

$$q_B = K_{B1} x_{cild} \quad (3.4)$$

Para identificar la ecuación del sistema de bombeo de la prensa hidráulica Baldwin, se definen dos parámetros p_B y x_d , presión de la bomba y desplazamiento de la excéntrica del sistema diferencial respectivamente.

$$x_{cild} = x_d \quad (3.5)$$

Adicionalmente la bomba hidráulica presenta dos características que deben reflejarse en el modelo matemático del flujo, como son el flujo de pérdida por fugas internas y el flujo de líquido que se comprime por efectos de los cambios de presión (compresibilidad volumétrica), ésta última no se considera en el modelo, dado que será incluido en el modelo de la unidad cilindro pistón de la máquina de ensayos.

Por otra parte, el flujo de pérdidas está en función de la diferencia de presión entre el puerto de salida y el de entrada, y dada la alta eficiencia de este tipo de dispositivos éste flujo es muy pequeño en relación con el flujo que ésta maneja. Sin embargo, dado el grado de precisión que debe tener el modelo de la máquina, es necesario

incluir este efecto en la representación matemática de la bomba de pistones radiales de flujo variable, tal y como se muestra en la siguiente ecuación

$$q_B = K_{B1}x_d - K_{B2}p_B \quad (3.7)$$

La bomba tiene acoplado a su eje excéntrico un sistema diferencial (ver figura 3.2), el cual consiste en un diafragma que funciona como un pistón, el cual reacciona contra un resorte, de tal forma que el conjunto funciona como un traductor de presión a desplazamiento.

El sistema diferencial ajusta entonces la excentricidad de la bomba al detectar entre sus puertos una diferencia de presión, lo cual genera una condición de flujo de salida. La diferencia de presión que ve el sistema diferencial en sus puertos es la misma que esta presente en los puertos de la válvula de carga, la cual corresponde con la diferencia de presión entre el pistón de carga y el puerto de salida de la bomba.

El funcionamiento de la unidad diferencial puede ser representado mediante la ecuación (3.8), que se corresponde con la expresión genérica de diseño, que se explicara detalladamente en la sección del sistema de ponderación.

$$Kx_d = A_d(p_B - p_p) \quad (3.8)$$

El término “ x_d ” es el desplazamiento del centro diafragma y K representa la constante total de elasticidad. El funcionamiento del diferencial establece un balance de fuerza, este principio de condición de equilibrio esta regido por las siguientes ecuaciones:

$$\Delta p = p_B - p_p \quad (3.9)$$

$$f_d = A_d \Delta p \quad (3.10)$$

Donde A_d representa el área efectiva del diafragma del sistema diferencial, p_B es la presión de la bomba y p_p es la presión del pistón,

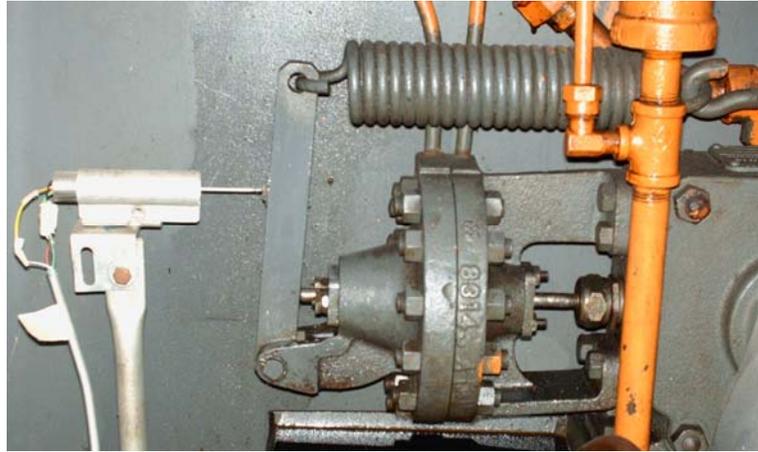


Figura N° 3.2 Fotografía de la unidad diferencial

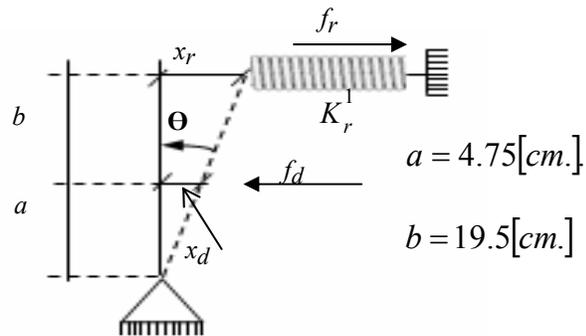


Figura N° 3.3 Control del desplazamiento de X_d

Para obtener la relación entre el desplazamiento del resorte “ x_r ” y el desplazamiento del eje del diafragma diferencial “ x_d ” (ver figura 3.3), se supone que la rotación que experimenta la barra durante su funcionamiento normal es pequeño, de aquí obtenemos la expresión:

$$Tg\theta = \frac{x_r}{(a+b)} = \frac{x_d}{a} \quad (3.11)$$

La ecuación mecánica del modelo dinámico de maquinas del sistema diferencial se presenta a continuación (ver figura 3.4):

$$F_d = m_d \ddot{x}_d + f_d \dot{x}_d + (K_r + K_d)x_d \quad (3.12)$$

$$K_r = K_r^1 \frac{(a+b)^2}{a^2} \quad (3.13)$$

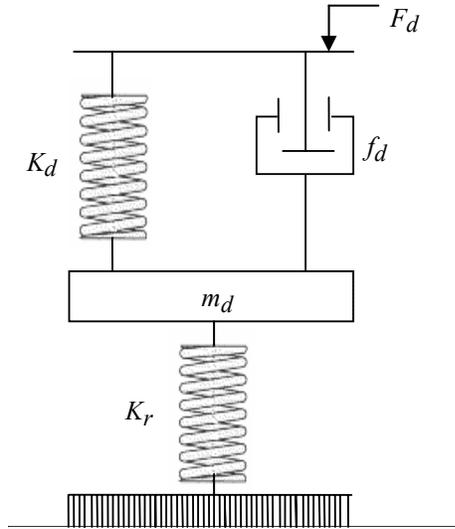


Figura N° 3.4 Modelo dinámico de maquinas del sistema diferencial

Donde:

K_r : Constante de rigidez del resorte mayor reflejada al eje del diferencial.

K_d : Constante de rigidez del diafragma del sistema diferencial.

m_d : Masa del sistema diferencial, este valor fue estimado a: 0.01529[Kg].

f_d : Constante de fricción del movimiento del sistema diferencial.

La unidad de válvulas está constituida por la válvula de carga y la válvula de descarga, y estas se clasifican como válvulas estranguladoras de flujo. Su funcionamiento es como se explica a continuación: al moverse el eje de válvula queda descubierta una cierta área de pasaje A por la que fluye un caudal q a una velocidad \bar{v} , de esta manera para efectos de diseño, se tienen las siguientes ecuaciones generales.

$$q = A\bar{v} \quad (3.14)$$

$$q = C_d A \sqrt{\Delta p} \quad (3.15)$$

Para esta última expresión se tiene que C_d es el coeficiente de descarga de la válvula y Δp la variación de presión en sus terminales.

Los diferentes factores que intervienen en el comportamiento de estas válvulas están representados en la siguiente ecuación:

$$q = X\omega\sqrt{\Delta p} \quad (3.16)$$

Donde ω es el gradiente de área de la válvula y X la apertura de la válvula, de lo que se concluye que el flujo de la válvula esta en función tanto de la diferencia de presión que hay entre sus puertos y el grado de apertura o cierre del área de pasaje.

Es importante acotar que las ecuaciones de la válvula de carga y descarga tienen la misma forma las mismas solo varían los puntos de presión. Como se puede observar esta última ecuación no representa una ecuación lineal así que se pueden linealizar considerando que trabajan alrededor de un punto de operación usando el polinomio de Taylor de primer orden, quedando la ecuación de la válvula como se muestra:

$$q_c = K_{c1}x_c - K_{c2}\Delta p \quad (3.17)$$

donde:

$$K_{c1} = \frac{\partial q}{\partial x_c} \quad (3.18)$$

$$K_{c2} = \frac{\partial q}{\partial (\Delta p)} \quad (3.19)$$

El funcionamiento de la válvula de seguridad se basa en los reguladores de presión. Para la ilustración del funcionamiento en el sistema esta válvula se ha estimado como un regulador auto-operado el cual funciona bajo el principio de equilibrio de fuerzas. Esencialmente, las fuerzas aplicadas en la zona de alta presión “ p_p ” aguas arriba, se equilibran con las fuerzas de la zona de baja presión “ p_c ”, aguas abajo. La fuerza generada por la presión en el pistón puede ser considerada como fuerza de apertura, la cual se balancea a su vez con la fuerza de cierre. Para ajustar la presión aguas abajo, se introduce una tercera fuerza en la ecuación, esta fuerza es llamada

fuerza de control, ejercida por un resorte. El equilibrio matemático de fuerza se expresaría de la siguiente manera:

$$f_{piston} = f_{reservorio} + f_{resorte} \quad (3.20)$$

Cuando la presión del pistón supera el valor máximo preestablecido, se produce el desbalance de las fuerzas y por consecuencia la apertura de la válvula.

A medida que el vástago de la válvula reguladora se desplaza, el resorte se deforma, cambiando de esa manera la fuerza ejercida por el resorte. Los cambios en la fuerza suministrada por el resorte (ley de Hooke) significan cambios en la presión de entrega, esto produce un flujo de alivio por la apertura de la válvula.

Del modelo dinámico de maquinas de la figura N° 2.9 del sistema pistón cilindro se tiene la siguiente expresión matemática que identifica el comportamiento de esta válvula.

$$F_s = m_s \ddot{x}_s + f_s \dot{x}_s + K_s x_s \quad (3.21)$$

Aplicando la transformada de Laplace a la ecuación 3.21 y considerado las condiciones iniciales nulos, se obtiene la función de transferencia que relaciona el desplazamientos del elemento de cierre de la válvula de seguridad respecto a la presión del sistema

$$\frac{X_s}{P_s}(s) = \frac{A_s}{m_s S^2 + f_s S + K_s} \quad (3.22)$$

Considerando $m_s = f_s = 0$ para efectos de modelo, que corresponden a la masa y la fricción de la válvula respectivamente, se tiene:

$$X_s(s) = (A_s/K_s)P_s(s) \quad (3.23)$$

También por la característica definida de válvula de estrangulación la expresión del caudal de esta válvula es

$$q_s = x_s \omega_s \sqrt{P_s} \quad (3.24)$$

Donde:

$$K_A = \frac{A_s \omega_s}{K_s} \quad (3.25)$$

$$q_s = K_A \sqrt{p_s^3} \quad (3.26)$$

La unidad cilindro pistón es esencialmente es un amplificador hidráulico (figura 3.5) controlado por un par de válvulas manuales (válvula de carga y válvula de descarga). Este subsistema mecánico se describe por medio de la dinámica del pistón con la carga considerando los efecto del modulo de Bulk en el fluido.

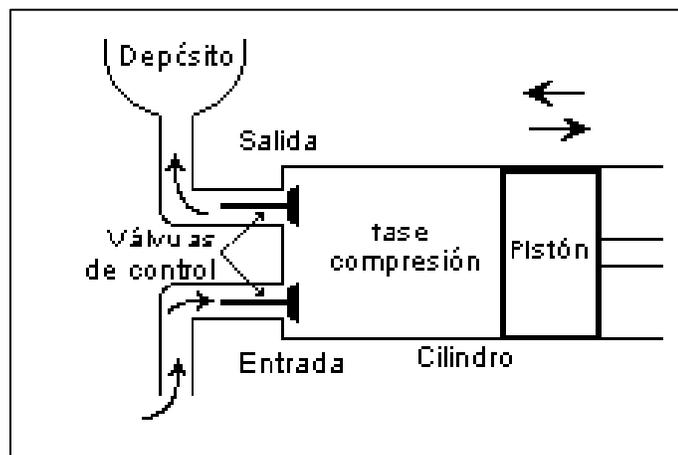


Figura N° 3.5 Funcionamiento del pistón hidráulico.

El modelo dinámico de maquinas del cilindro pistón se supone como un modelo masa resorte amortiguador (figura 3.6), el cual arroja la siguiente ecuación de movimiento del sistema:

$$F_p = m_p \ddot{x}_p + f_p \dot{x}_p + K_p x_p \quad (3.27)$$

Donde:

K_p : Constante de rigidez del espécimen.

m_p : Masa del pistón.

m_p : Constante de fricción del pistón.

x_p : Desplazamiento del pistón

Donde la fuerza desarrollada sobre el cilindro viene dada por la siguiente expresión:

$$f_p = p_p A_p \quad (3.28)$$

P_p : Presión ejercida en el cilindro y A_p : Área del pistón.

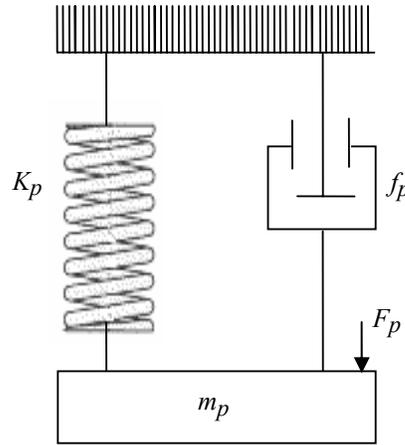


Figura N° 3.6 Modelo dinámico de maquinas del sistema cilindro-pistón

El flujo de aceite entregado al actuador q_p estará determinado por el flujo de aceite establecido por el conjunto válvula de carga y unidad de bombeo q_b , el flujo de aceite por pérdidas generales $q_{pérdidas}$, que consideramos despreciable y el flujo debido a la compresibilidad del fluido q_β , el cual está definido por el módulo de compresibilidad y expresa la capacidad que tiene el fluido de dilatarse o contraerse por los efectos de los cambios de presión.

$$q_b = q_p + q_\beta + q_{pérdidas} \quad (3.29)$$

Entonces se tiene que la ecuación del flujo sobre el cilindro es:

$$q_p = A_p \dot{x}_p \quad (3.30)$$

Las pérdidas por compresibilidad dependen de la característica del fluido cuanto más viscoso es éste, mayor será el esfuerzo necesario para producir una cierta deformación en el mismo tiempo. Esto introduce un flujo de pérdidas por compresibilidad expresado en la siguiente ecuación:

$$q_\beta = \frac{v_p}{bulk} \dot{p}_p \quad (3.31)$$

El volumen de fluido de trabajo está determinado por:

$$v_p = A_p x_p \quad (3.32)$$

3.3.2.-Sistema ponderación.

Capsula de Máquina de Ensayo Universal.

Los transductores mecánicos de diafragma (figura 3.7), pueden estar compensados con relación a las presiones atmosféricas y calibrados en unidades absolutas. Al ser dispositivos mecánicos, las fuerzas disponibles a presiones muy bajas del fluido son tan pequeñas que estos instrumentos no son adecuados para las medidas de alto vacío. Pueden llegar a acoplar dos transductores eléctricos del tipo de galga extensiométrica o capacitivos. [02]

La fórmula común de trabajo en diseño es:

$$x_{cap} = K_c N (p - p_0) t^{-1,5} D^4 \quad (3.33)$$

Donde:

x_{cap} : deflexión en el centro, K_c : constante de la cápsula, N : número de cápsulas, P : presión del pistón, P_0 : presión inicial de la cápsula, D : diámetro activo de la cápsula, y t : espesor de concha.

La ecuación anterior se puede simplificar

$$K_{cap} = K_c N D^4 t^{-1,5} \quad (3.34)$$

$$x_{cap} = K_{cap} \Delta p \quad (3.35)$$

Que corresponde a una constante propia del sistema, por la ley de Hooke aplicable a este elemento elástico se tiene:

$$f_{cap} = A_{cap} \Delta p_{cap} \quad (3.36)$$

Sustituyendo la ecuación (3.40) en (3.39) tenemos que:

$$f_{cap} = \frac{A_{cap}}{K_{cap}} x_{cap} \quad (3.37)$$

Por el equilibrio de presión en la capsula se tiene:

$$\Delta p_{cap} = p_p - p_b \quad (3.38)$$

Como se quiere transmitir al tubo de Bourdon la presión p_p es deseable que la ecuación (3.42) se anule, esta es la condición donde la fuerza en la capsula es nula.

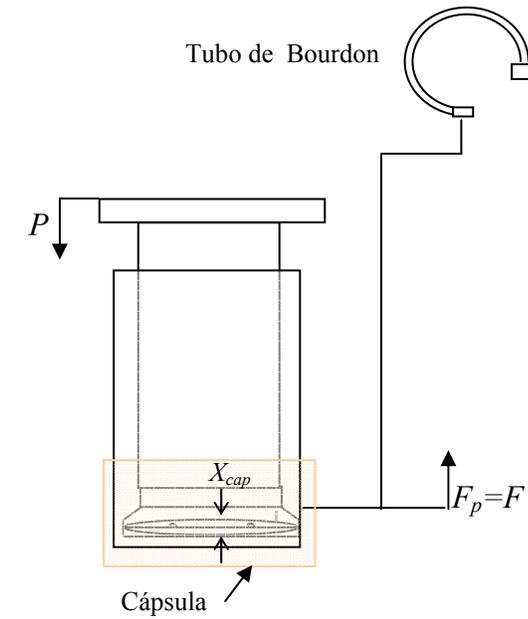


Figura N° 3.7 Sistema de ponderación

$$P_p = P_b \quad (3.39)$$

Donde P_p es la presión en el cilindro aplicada al pistón y P_b es la presión transmitida al tubo de Bourdon.

3.3.3.-Sistema de medida tubo de bourdon.

Los materiales se deforman ante esfuerzos diferenciales de acuerdo con la siguiente ecuación, conocida como Ley de Hooke:

$$F = Ee \quad (3.40)$$

Donde " $F=F_b$ " es el esfuerzo diferencial, " e " es la deformación y " E " es un coeficiente de proporcionalidad, que es una constante para cada material y se denomina módulo de Young (figura 3.8). El módulo de Young representa la magnitud del esfuerzo necesaria para causar una deformación y por lo tanto tiene como unidad la misma que el esfuerzo. Los materiales que responden a la ecuación mencionada se

denominan materiales elásticos o materiales que siguen la ley de Hooke. Debido a que la deformación elástica es recuperable, la misma se encuentra almacenada como una energía elástica dentro de la celda cristalina. Cuando se retira el esfuerzo es esta energía la que permite la recuperación de la deformación. La condición que tienen que cumplir es que dichos esfuerzos sean inferiores al límite de elasticidad.

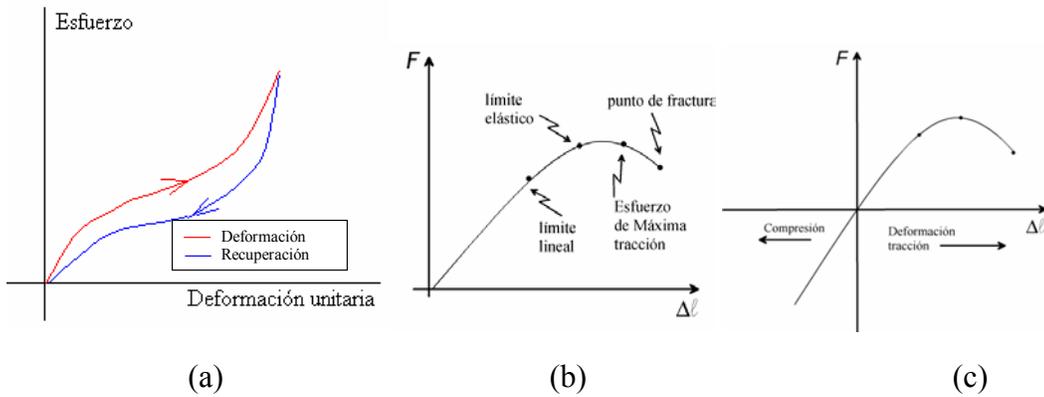


Figura N° 3.8 Zona de Deformación y Linealidad del tubo de Bourdon

Se puede demostrar que la deformación del tubo de Bourdon por el efecto del esfuerzo que le es aplicado (figura 3.8a), está dada por el área encerrada por las curvas de carga y descarga, que es proporcional a la energía disipada en el interior del material elástico. Los tubos Bourdon en “C” son los que registran las menores presiones y para el caso de nuestro estudio esta trabajando en la zona lineal (figuras 3.8b -3.8c).

Una fórmula empírica común de trabajo en diseño es:

$$\Delta a = 0,05 \frac{a}{E} p_b \left(\frac{R}{t} \right)^{1/5} \left(\frac{A}{B} \right)^{1/3} \left(\frac{A}{t} \right)^3 \quad (3.41)$$

Donde: Δa : deflexión angular, a : ángulo sustentado por el tubo, p_b : presión. de Bourdon, A, B son el ancho y largo de la sección del tubo, t : es el espesor de la pared del tubo, R : es el radio de curvatura del tubo.

La expresión que relaciona la fuerza presente en el extremo móvil de tubo de Bourdon y la presión a la cual este es sometido es:

$$F_b = K_A p_b \quad (3.42)$$

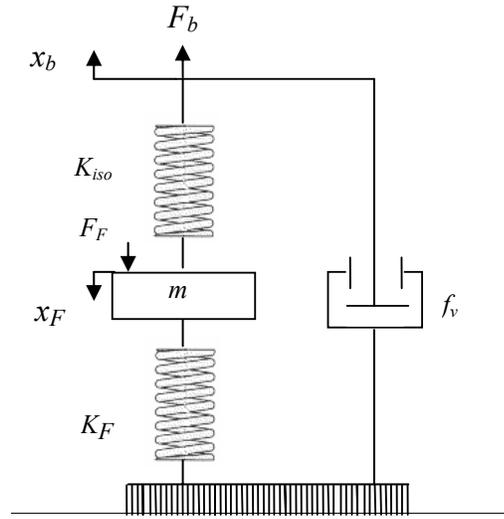


Figura N° 3.9 Modelo dinámico de máquinas del sistema de medida

Donde la constante empírica K_A es la superficie efectiva del tubo de Bourdon, reordenando y simplificando las expresiones (3.41) y (3.42), se identifica la expresión general de la ley de Young donde:

$$K = \frac{20K_A}{(R/t)^{1/5} (A/B)^{1/3} (A/t)^3} \quad (3.43)$$

$$e = \frac{\Delta a}{a} K \quad (3.44)$$

Basados en el diagrama esquemático del modelo dinámica de máquinas del sistema de medida presentado en la figura 3.9, se plantean las ecuaciones dinámicas del sistema:

$$F_b = f_v \dot{x}_b + K_{iso} (x_b + x_F) \quad (3.45)$$

$$F_F = m\ddot{x}_F + K_F x_F + K_{iso} (x_F + x_b) \quad (3.46)$$

Del acople de estas ecuaciones se tiene que:

$$F_b = m\ddot{x}_F + f_v \dot{x}_b + K_F x_F + F_F \quad (3.47)$$

Transformando por Laplace se tiene:

$$F_b(s) = ms^2 X_F(s) + f_v s X_b(s) + K_F X_F(s) + F_F(s) \quad (3.48)$$

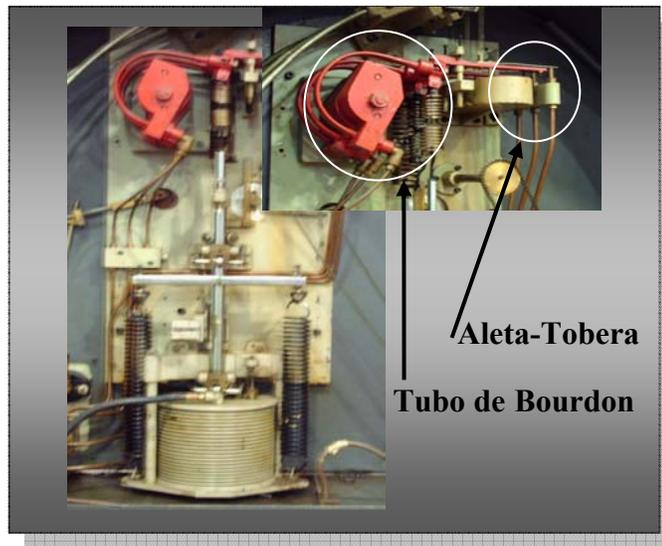


Figura N° 3.10 Fotografía del sistema de medida

Seguidamente se presenta la ecuación del fuelle, la cual relaciona los cambios de presión con cambios en la fuerza que éste actuador neumático aplica sobre el conjunto de rodamientos deslizantes y el dial, la cual esta dada por:

$$F_F = p_f A_f \quad (3.49)$$

El control neumático proporcional dado por la aleta tobera se encuentra conectado en el extremo móvil del tubo de Bourdon, éste control actúa como elemento proporcional, convirtiendo pequeños desplazamientos en grandes cambios de presión, según el siguiente modelo matemático:

$$p_f = -K_{at} x_b \quad (3.50)$$

Donde P_f es la presión tanto de la salida de la aleta tobera como del fuelle, y K_{at} es la constante de proporcionalidad que indica la ganancia de presión por la variación del desplazamiento.

En la figura 3.11 se muestra el diagrama de bloques del sistema de medida original de la Prensa de Ensayos donde se reflejan algunas señales de interés. Nótese que el sistema de medida de la prensa es un sistema de control de posición por balance de fuerzas (lazo cerrado), en este sistema se debe mantener una perfecta calibración de los resortes isoelásticos ya que estos son los elementos que regulan la realimentación.

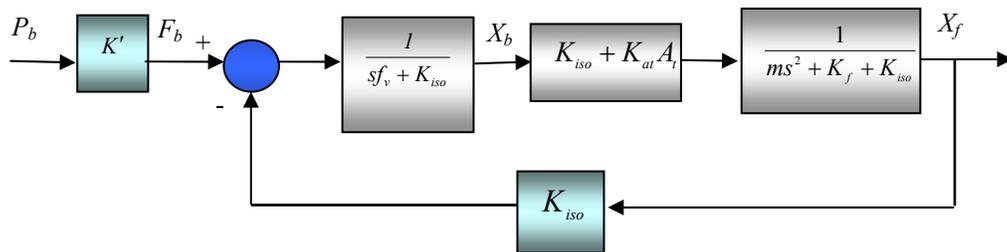


Figura N° 3.11. Diagrama de bloques del sistema de medida original de la Prensa Universal de Ensayos.

La función de transferencia que relaciona la posición del fuelle que se corresponde con la posición del dial indicador de la carga, respecto a la presión de la cámara del pistón de carga se deriva del diagrama de bloques de la figura 3.11, resultando en la siguiente ecuación.

$$\frac{X_f}{P_p} = \frac{(K_{iso} + K_{at} A_f) E K}{m f_v s^3 + (K_f f_v + K_{iso} m) s^2 + (f_v + K_f) K_{iso} s + (2K_{iso}^2 + K_{at} K_{iso} A_f)} \frac{\Delta a}{a} \quad (3.51)$$

3.3.4.-Modelo matemático del sistema hidráulico.

Función de transferencia de la planta.

Con el objeto de sintetizar un controlador usando la Teoría de Control Clásico para regular el desplazamiento del conjunto pistón-cabezal y la velocidad de carga que él aplica sobre un espécimen, es necesario contar con una función de transferencia que describa lo más cercano posible a la realidad el comportamiento del sistema en las condiciones de operación normal. Dado que se cuenta con un grupo de ecuaciones matemáticas descriptivas de los distintos procesos internos de la máquina, considerando un punto de operación normal (dentro del rango de operación de la prensa universal de ensayos de 30 Tnf), se obtiene un conjunto de ecuaciones lineales mediante la aplicación de Series de Taylor.

Identificando la entrada y la salida de interés del sistema, se pueden plantear la función de transferencia mediante la aplicación de la Transformada de Laplace sobre las ecuaciones linealizadas del sistema.

Tal y como se mencionó anteriormente, solo se tiene interés en dos funciones de transferencia, la primera es la que relaciona la posición del conjunto pistón-cabezal

respecto a la condición de apertura de la válvula de carga, y la segunda es la que relaciona la carga (fuerza) que aplica el pistón de la máquina sobre un espécimen respecto a la condición de apertura de la válvula de carga. Una condición común para las funciones de transferencia anteriormente mencionadas, es la consideración que tanto la válvula de descarga como la válvula de alivio permanecen cerradas en el rango de validez de dichas funciones.

Debido a la complejidad y la limitación del espacio de escritura, se presentan continuación funciones de transferencia parciales, las cuales están incluidas en las dos funciones de transferencia de interés, como lo es la función transferencia de la deformación respecto a los cambios de posición de la excéntrica del sistema diferencial.

$$G_1 = \frac{X_p(s)}{X_d(s)} = - \left(\frac{m_d A_p}{m_p A_d} \right) \cdot \frac{S^2 + (f_d/m_d)S + [(K_r + K_d + A_d K_{1b}/K_{2b})/m_d]}{S^2 + [(f_p - A_p^2/K_{2b})/m_p]S + A_p K_p/m_p} \quad (3.51)$$

Seguidamente se muestra la función transferencia de la posición de la excéntrica del sistema diferencial respecto a la apertura de la válvula de carga.

$$G_2 = \frac{X_d(s)}{X_c(s)} = - \frac{(K_{1c} \cdot A_d / K_{2c} \cdot m_d)}{[S^2 + [(f_d - A_d^2/K_{2c})/m_d]S + (K_r + K_d)/m_d] - (A_d \cdot A_p / K_{2c} \cdot m_d) S G_1} \quad (3.52)$$

Adicionalmente se presenta la función transferencia de la deformación respecto a la apertura de la válvula de carga.

$$\frac{X_p(s)}{X_c(s)} = G_{xp} = G_1 \cdot G_2 \quad (3.53)$$

Seguidamente se presenta la función de transferencia de la Fuerza aplicada por el cilindro sobre un espécimen “ K_p ” respecto a la apertura de la válvula de carga:

$$G_p = \frac{F_p(s)}{X_c(s)} = \left(A_p^2 / K_{2b} \right) S G_{xp} - A_p [S^2 + (f_d/m_d)S + [(K_r + K_d) + A_d K_{1b}/K_{2b}]/m_d] G_2 \quad (3.54)$$

3.4.-Identificación experimental del modelo de la máquina Universal de Ensayos.

El proceso de identificación del modelo matemático de la Prensa Universal de Ensayos, se llevo a cabo con mediante la realización de pruebas sobre la máquina, la cual se instrumentó con transductores de presión, desplazamiento y fuerza. Éstas pruebas consistieron en el monitoreo del funcionamiento de la máquina para dos condiciones de generales operación, como lo son las pruebas de vacío y de carga.

Las pruebas de vacío consisten en poner la prensa en funcionamiento sin que ésta aplique carga sobre espécimen alguno, para esta condición se realizaron pruebas de funcionamiento para distintas aperturas de la válvula de carga, manteniendo siempre cerradas las válvulas de descarga y alivio.

Para la prueba de carga, se dispuso de un cilindro macizo de concreto de alta resistencia como espécimen al cual se le aplicó carga a compresión a distintas velocidades de deformación, condición que se logró alcanzar mediante la manipulación de la apertura de la válvula de carga, manteniendo cerradas las válvulas restantes.

Instrumentación de los ensayos sobre la Prensa Universal.

Para el registro de las variables necesarias para la identificación de la planta de acuerdo con los parámetros definidos en el modelo matemático, se estableció la disposición mostrada en la figura 3.12.

Para realizar la medición de los desplazamientos del pistón y del eje diferencial ó excéntrica de la bomba, se dispusieron dos transductores transformadores variables lineales diferenciales (LVDT) de Hewlett Packard, modelos: 7dcdt-1000 y 7dcdt-500, cuyos recorridos son de: +/- 1" y +/- 1/2", respectivamente.

En lo referente a la presión, se emplearon dos celdas de presión de la casa BLH Electronic, tipo DHF de 750 psig de capacidad, con las cuales se tomaron lecturas de la presión en la cámara del pistón y en el puerto de alta presión de la bomba.

Por último, se dispuso una celda de carga marca Interface, modelo 1040, de 100.000 lbs, para medir la carga que se le aplica directamente al espécimen utilizado durante el ensayo bajo carga.

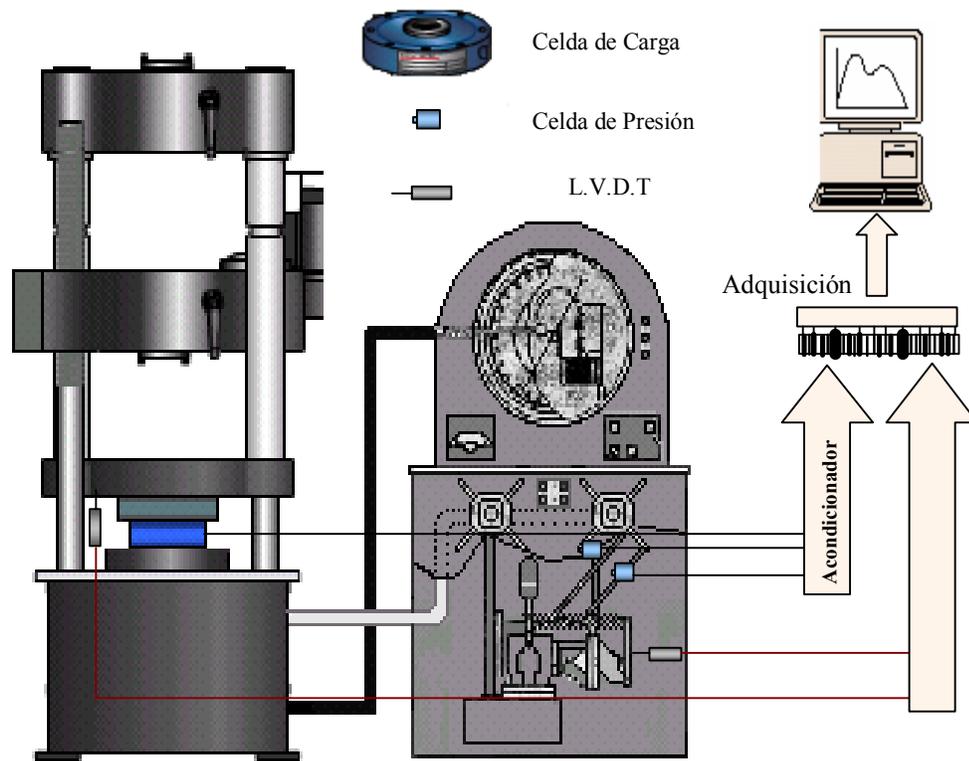


Figura N° 3.12 Esquema de la instrumentación sobre la Prensa Universal de Ensayos.

La adquisición y almacenaje de la data se llevó a cabo mediante el uso de un sistema de adquisición de datos basado en un computador personal equipado con una tarjeta de adquisición de datos DAQcard-AI-16XE-50, una regleta de conexiones SCB-68 y la plataforma “LabVieW 4.1”, de la casa “National Instruments”. Adicionalmente se empleó durante las pruebas de la prensa una tarjeta acondicionadora de señal con amplificadores instrumentales y una fuente bipolar de tensión regulada. Para cada experiencia práctica se tomó un registro continuo de todos los sensores en forma casi simultánea con una frecuencia de muestreo 1 KHz.

Para el procesamiento de la data de los ensayos realizados a la prensa, se implementaron en “Matlab”, rutinas para el filtraje digital en baja frecuencia de las señales, con el propósito de eliminar el ruido de alta frecuencia (filtros pasa bajos).

Presentación de los datos experimentales de la Prensa Universal de Ensayos.

3.4.1.-Prueba de ensayos de vacío.

A continuación se muestran los gráficos de las señales registradas durante los ensayos de vacío de la prensa universal de ensayo, entre las cuales se muestran las curvas de desplazamiento del pistón de carga, la presión en la cámara del pistón de carga, la presión en el puerto de salida de la bomba y el desplazamiento de vástago de la unidad de bombeo, para posiciones de la válvula de carga que van desde 10 hasta 60 grados de apertura con incremento de 10. Cabe destacar que 60 grados de apertura se corresponden con una vuelta completa de la perilla de la válvula de carga.

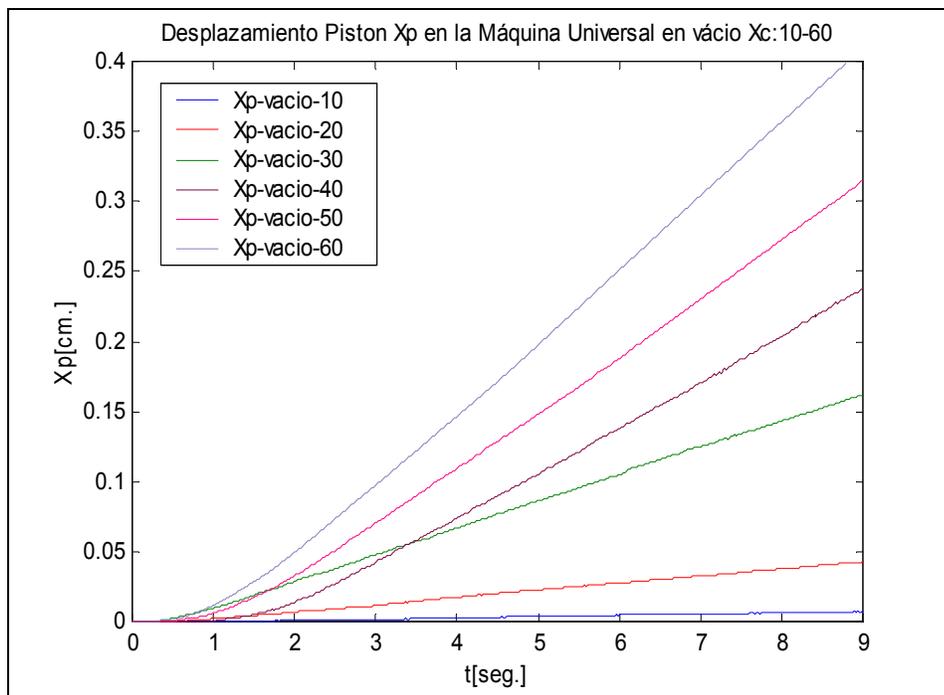


Figura N° 3.13 Gráfico de los desplazamientos del pistón de carga para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa en vacío.

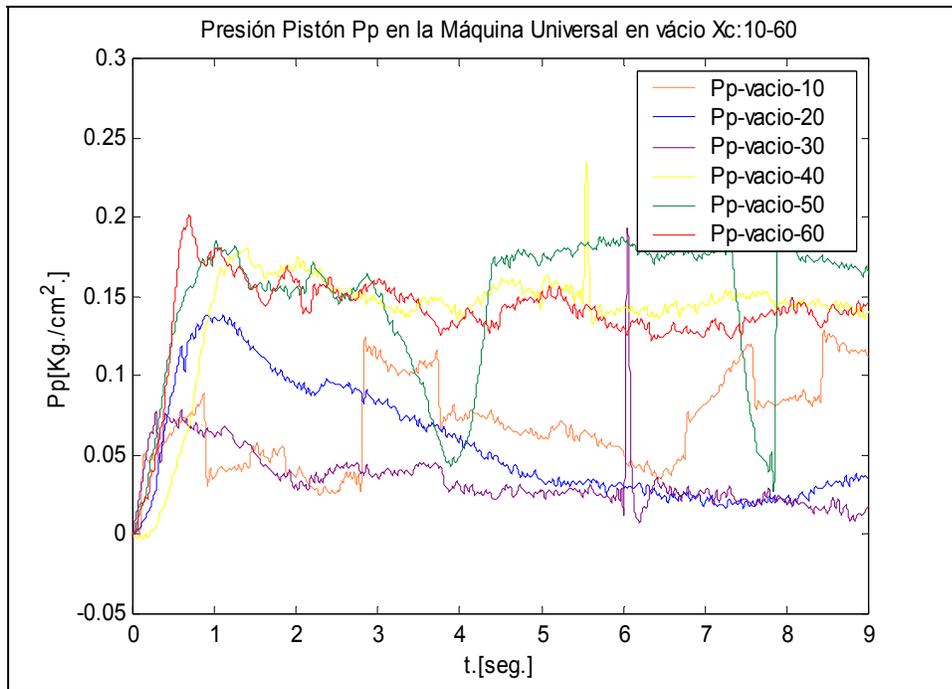


Figura N° 3.14 Gráfico de presión en la cámara del pistón de carga para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa en vacío.

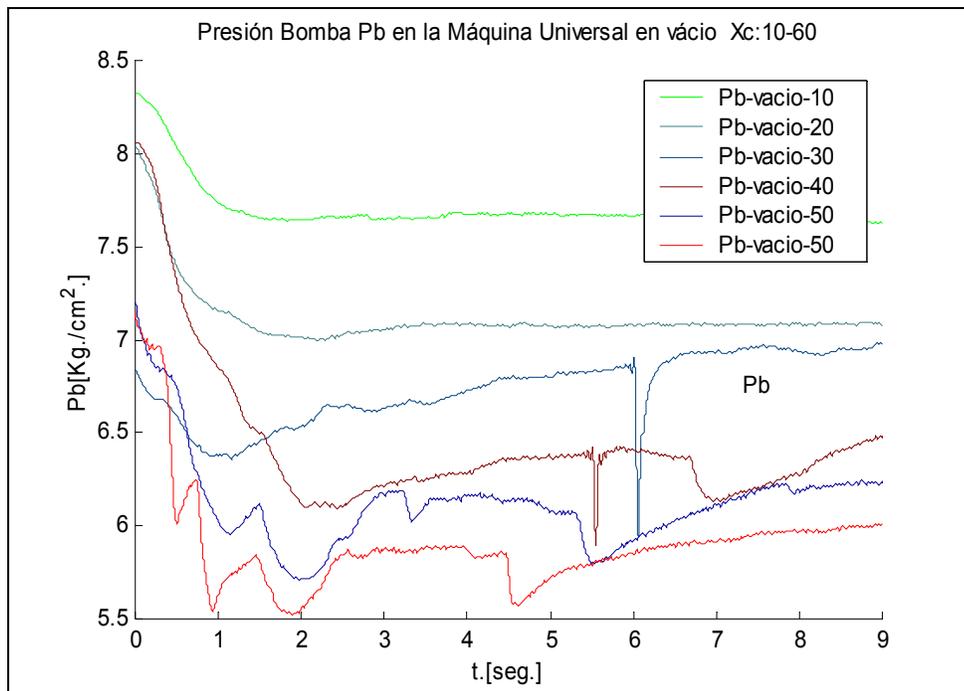


Figura N° 3.15 Gráfico de presión del puerto de salida de la bomba para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa en vacío.

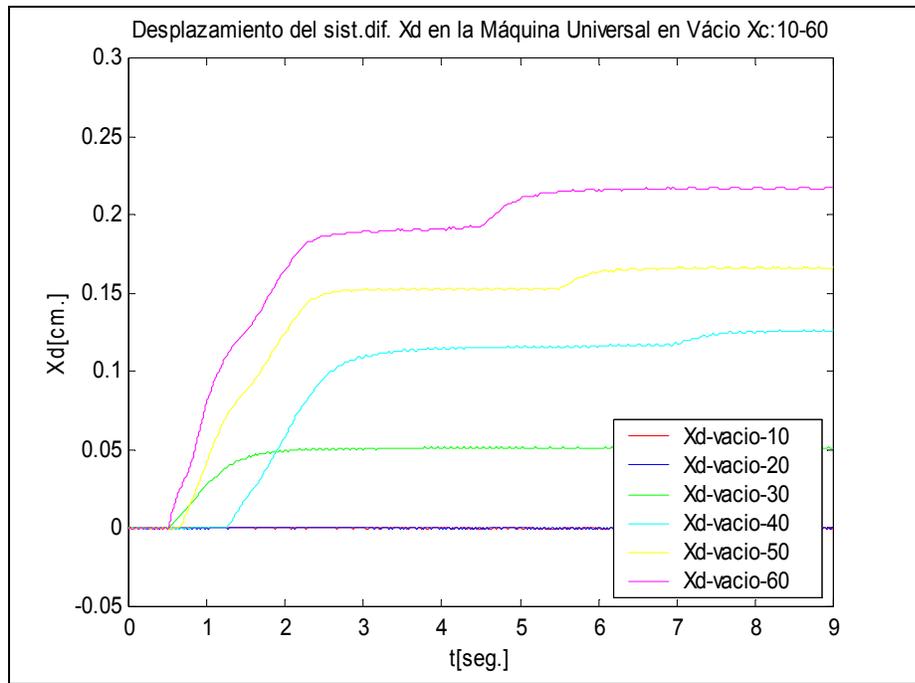


Figura N° 3.16 Gráfico del desplazamiento del eje del diafragma diferencial para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa en vacío.

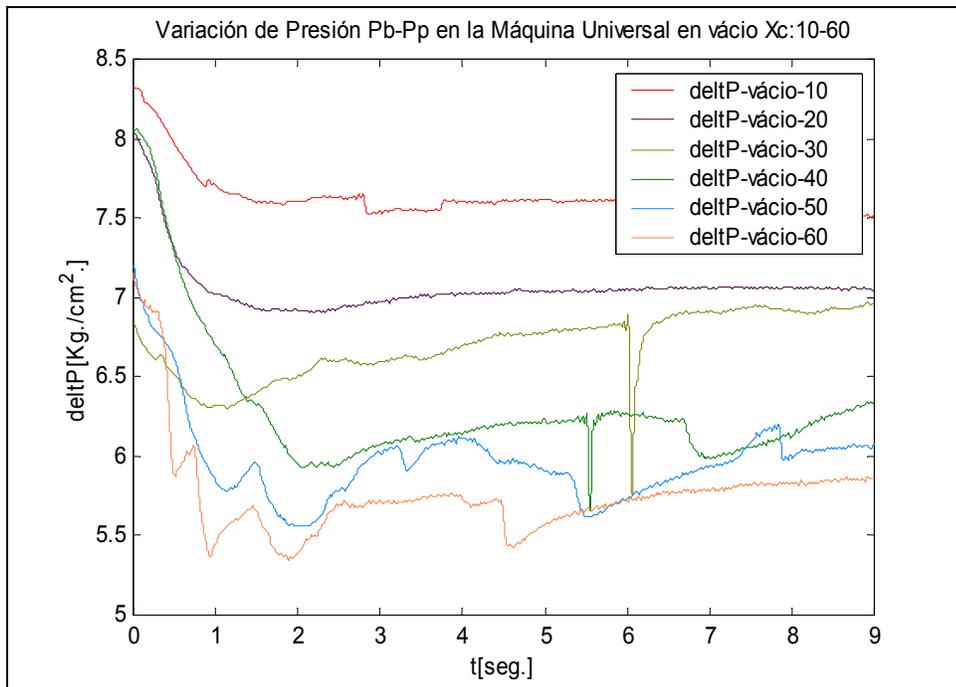


Figura N° 3.17 Gráfico de la diferencia de presión entre el puerto de salida de la bomba y la cámara del pistón de carga para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa en vacío.

Análisis de los resultados, ensayos en vacío.

El gráfico de la figura N° 3.13 muestra el desplazamiento del pistón de carga para las diferentes aperturas de la válvula de carga, en éste se observa que la pendiente de la curva de desplazamiento aumenta con el incremento de la apertura de la válvula de carga, además de que en régimen estacionario la curva se puede aproximar por una rampa, lo cual indica que el pistón se mueve a una velocidad constante y por lo tanto en esa condición se le entrega a el un flujo constante.

La figura N° 3.14 muestra la variación de presión de la cámara del pistón de carga arrancando desde la presión necesaria para suspender el pistón ($P_{po} = 1.2 \text{ Kg/cm}^2$), para las distintas condiciones de operación de la válvula de carga, de la cual se nota que en régimen estacionario, la variación de presión (ó de fuerza) para distintas velocidades del pistón de carga es despreciable, lo cual conduce a suponer que la constante de fricción viscosa es nula ($f_p = 0$).

En la figura N° 3.15 que corresponde a la presión vista en la salida de la bomba se ve claramente como al aumentar la apertura de la válvula de carga la presión baja y para aperturas mayores los cambios de nivel son cada vez menores esto es consecuencia del establecimiento del equilibrio de fuerzas entre las cámaras del sistema diferencial que define un punto de operación.

Observado las figuras 3.16 y 3.17, las cuales se corresponden con el desplazamiento del eje diferencial y la diferencia de presión a la cual es sometida la válvula de carga, se nota que hay una correspondencia directa entre la condición de apertura de la válvula con el desplazamiento del eje diferencial y la diferencia de presión de la válvula. Esto se explica por la interconexión entre la bomba, el sistema diferencial y la válvula de carga, de tal forma que para mayores aperturas de ésta última, se tendrá un mayor desplazamiento del eje diferencial, lo cual incrementa la el flujo que entrega la bomba.

3.4.2.-Prueba de ensayos de Carga.

Seguidamente, se muestran los gráficos de las señales registradas durante los pruebas de carga de la Prensa Universal de Ensayos, entre las cuales se muestran las curvas de

desplazamiento del pistón de carga, la presión en la cámara del pistón de carga, la fuerza aplicada directamente sobre el cilindro, la presión en el puerto de salida de la bomba y el desplazamiento de vástago de la unidad de bombeo, para posiciones de la válvula de carga que van desde 10 hasta 60 grados de apertura con incremento de 10.

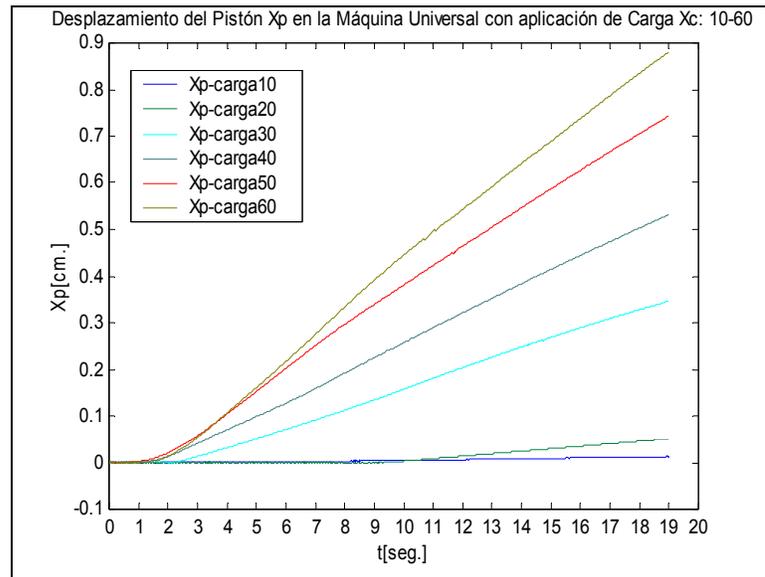


Figura N° 3.18 Gráfico de los desplazamientos del pistón de carga para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa aplicando carga sobre un cilindro.

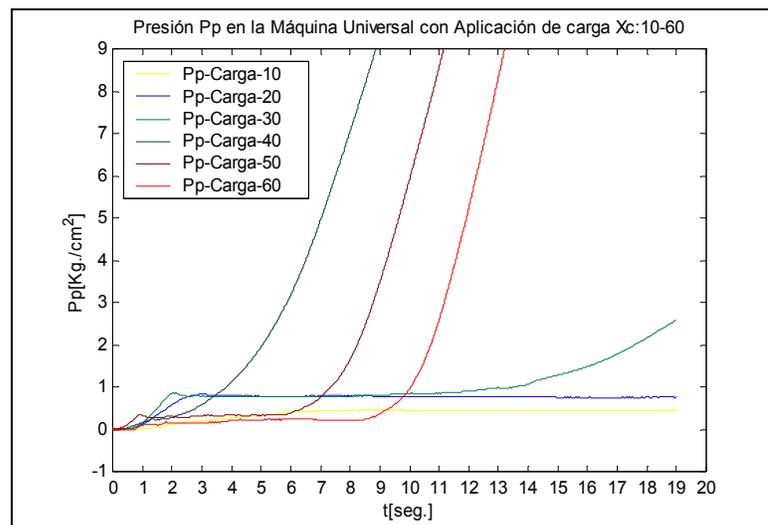


Figura N° 3.19 Gráfico de las presiones en la cámara del pistón de carga para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa aplicando carga sobre un cilindro

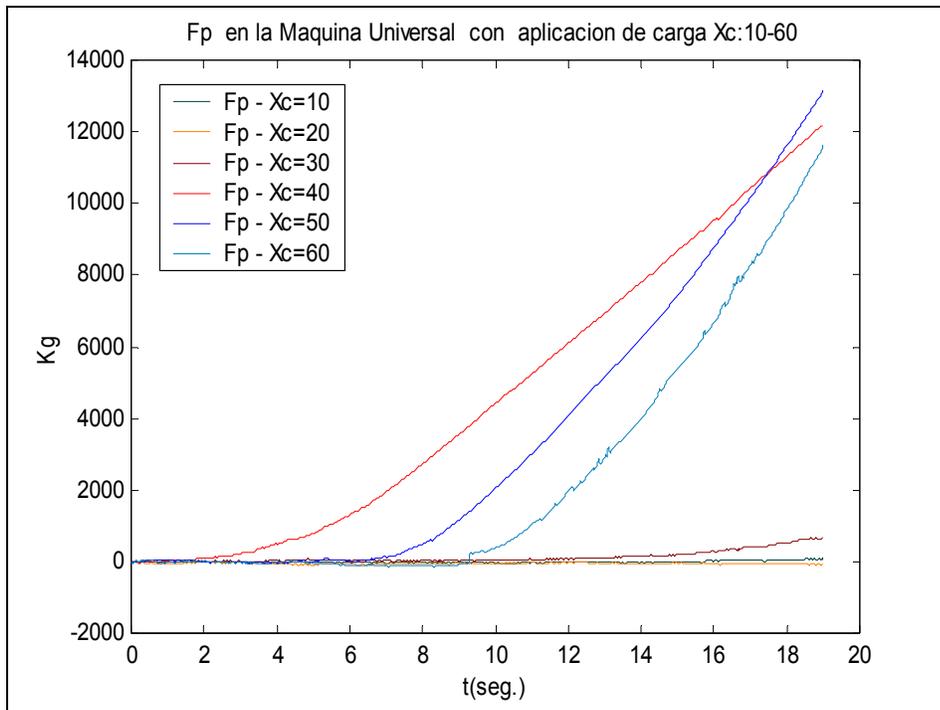


Figura N° 3.20 Gráfico de las fuerzas aplicada por el pistón de carga para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa sobre un cilindro.

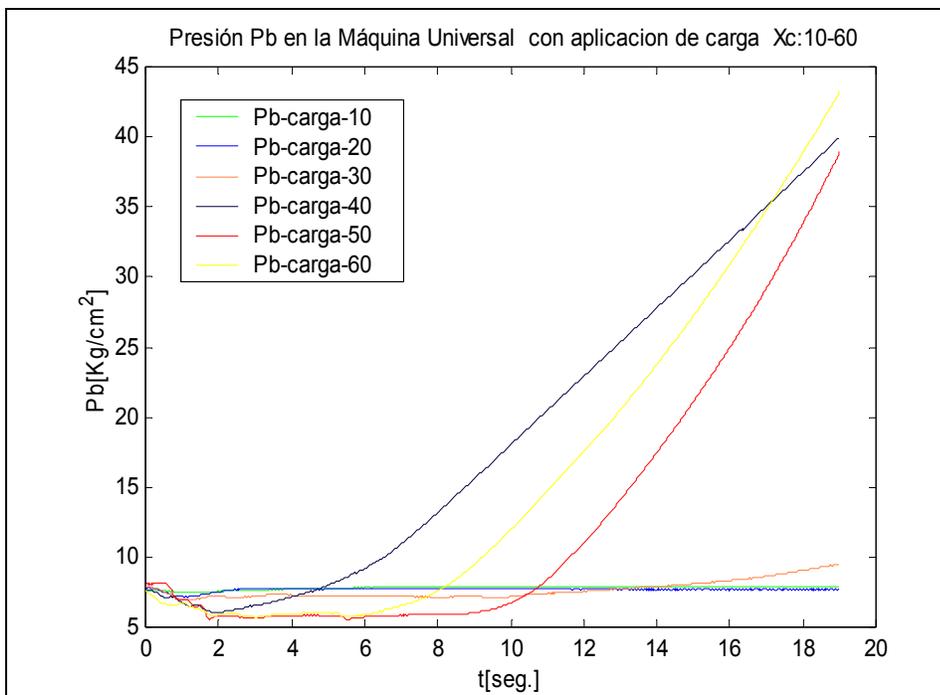


Figura N° 3.21 Gráfico de las presiones en el puerto de salida de la bomba para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa aplicando carga sobre un cilindro.

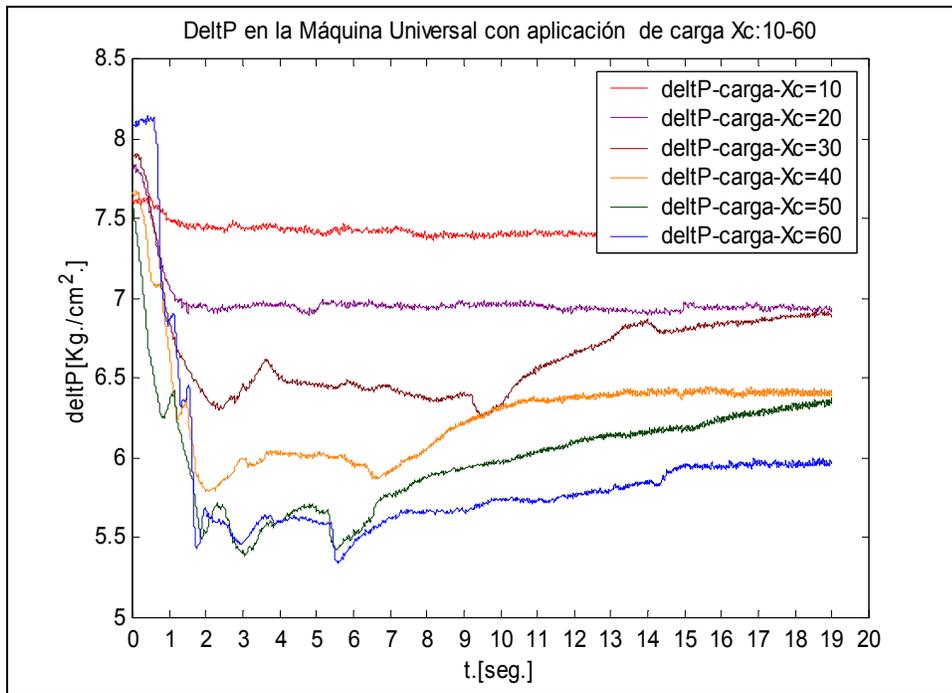


Figura N° 3.22 Gráfico de las diferencias de presiones en el puerto de salida de la bomba para diferentes aperturas de la válvula de carga de la prensa aplicando carga sobre un cilindro.

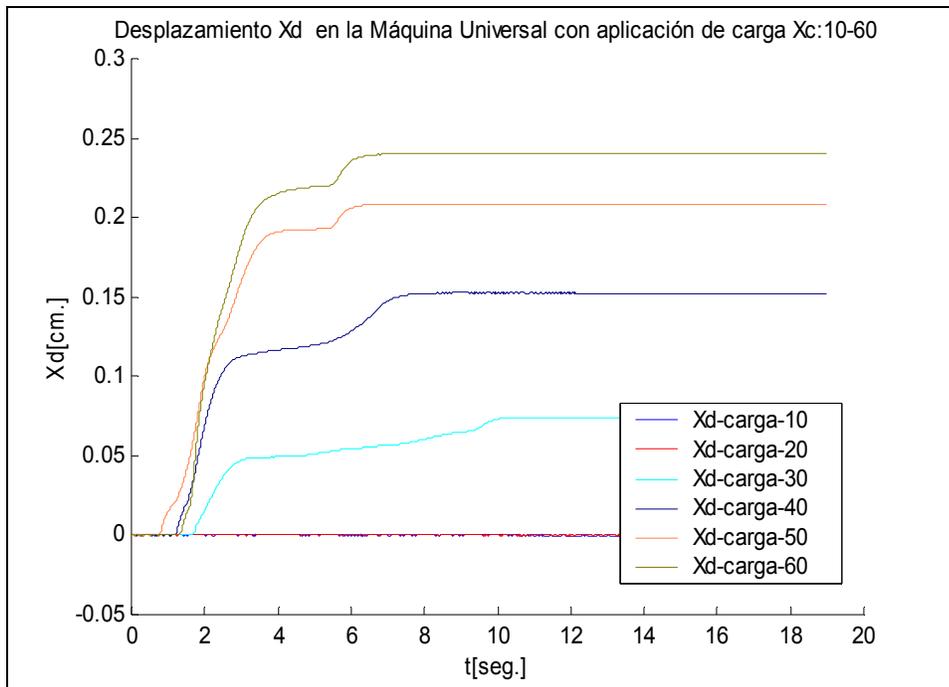


Figura N° 3.23 Gráfico de los desplazamientos del eje diferencial para distintas aperturas de la válvula de carga de la prensa aplicando carga sobre un cilindro.

Análisis de resultados, ensayos bajo carga.

El gráfico de la figura N° 3.18 muestra el desplazamiento del pistón de carga para diferentes aperturas de la válvula de carga, en éstas se observa que la pendiente de la curva de desplazamiento aumenta con el incremento de la apertura de la válvula de carga.

La figura N° 3.19 muestra la variación de presión en el pistón de carga, se ve que en el arranque la presión sufre un aumento y luego decae esa presión es necesaria para vencer la fricción estática la cual se presenta cuando el pistón está en reposo, luego al entrar el pistón en contacto con la muestra bajo ensayo, se incrementa la presión dentro de la cámara del pistón dado la aplicación de carga (ver figura N° 3.20). Esta situación se repite para todas las condiciones e apertura de válvula pero con la diferencia de que la velocidad de crecimiento aumenta con la apertura de la válvula.

De los datos reflejados en las figuras 3.19 y 3.20 se obtiene un valor promedio del área del pistón.

En la figura 3.21 se muestran las presiones experimentados en el puerto de salida de la bomba durante la experiencia con carga, ésta parte desde un valor inicial común para todos los ensayos y luego se presenta una caída de presión en proporción con la apertura de la válvula de carga y cuando el pistón de carga aplica fuerza sobre la muestra se dan incrementos, tanto en la presión del pistón como en la bomba.

Observado la figura 3.22, donde se muestra la diferencia de presión a la cual está sometida la válvula, una vez ajustada la apertura de la válvula de carga se tiene una diferencia de presión constante, pero cuando el pistón de carga empieza a aplicar fuerza sobre la muestra, ésta presión se incrementa levemente en el tiempo, lo cual indica un aumento sutil del flujo de la válvula de carga.

Finalmente, en la figura 3.23 se muestra el desplazamiento del eje diferencial el cual ajusta el flujo que entrega la bomba en vacío, de su observación podemos decir que la manipulación de la válvula de carga genera de forma casi instantánea un cambio en la posición del eje diferencial. Cuando el pistón aplica carga, el desplazamiento del eje diferencial presenta un aumento casi imperceptible, pero su efecto se nota en el leve

incremento del flujo que pasa por la válvula de carga, el cual es entregado por la bomba.

Partiendo de la estimación del área del pistón ($A_p = 380 \text{ cm}^2$), se obtienen los flujos de las experiencias en vacío y bajo carga en la Prensa Universal de Ensayos, las cuales se muestran en la figuras 3.24 y 3.25 respectivamente.

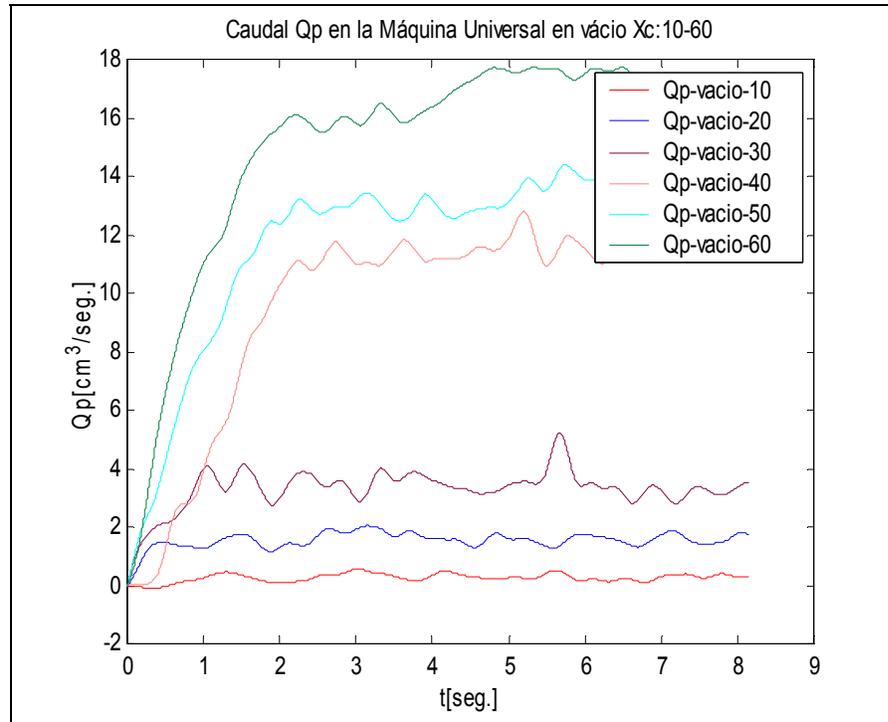


Figura N° 3.24 Gráfico de flujos entregados al pistón de carga para distintas aperturas de la válvula de carga de la prensa en vacío.

3.4.3.-Comparación de los ensayos

Basados en los ensayos realizados sobre la prensa se puede decir que la diferencia fundamental entre ambas experiencias es que durante las pruebas de vacío no se registraron cambios significativos en la presión de la cámara del pistón de carga, en cambio durante las experiencias con aplicación de cargas sobre una muestra, si se produjeron cambios apreciables en la presión del pistón, lo cual desencadenó a su vez una serie de reajustes en la máquina, básicamente en el ajuste de la bomba, de forma automática, pero que sin embargo no compensan completamente las variaciones en

las velocidad de deformación de la muestra ó la velocidad de aplicación de carga, tarea que debe ser completada por el operador.

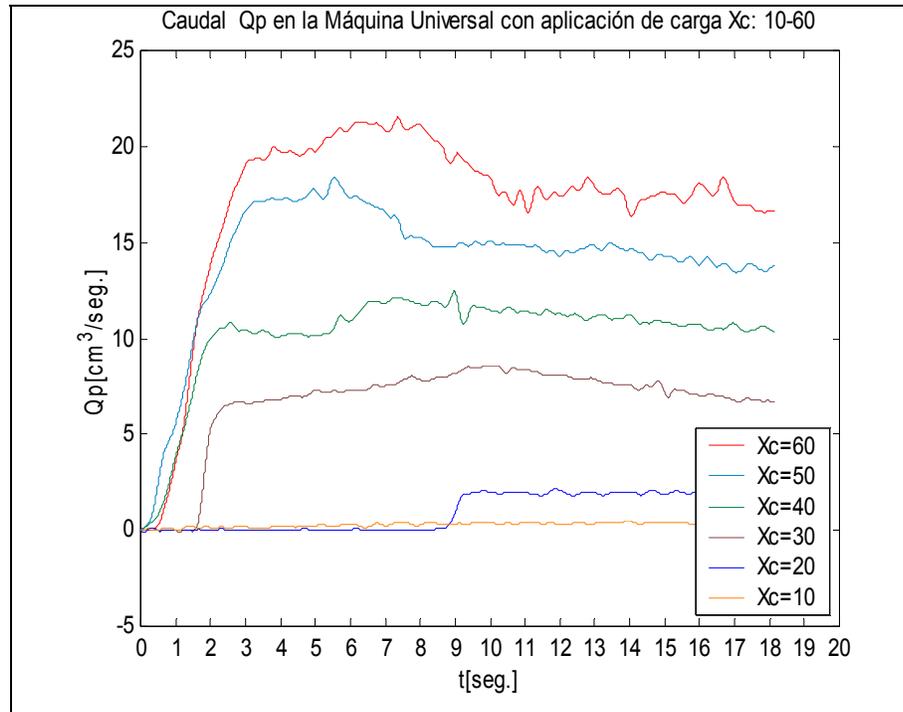


Figura N° 3.25 Gráfico de flujos entregados al pistón de carga para distintas aperturas de la válvula de carga de la prensa aplicando carga sobre un cilindro.

En lo referente a la identificación de los parámetros del modelo matemático teórico desarrollado durante éste capítulo, las diferentes pruebas permiten crear condiciones reales que se explican aproximadamente mediante los modelos obtenidos, lo cual indica que dichas pruebas son suficientes para la identificación paramétrica del modelo matemático de la máquina.

3.4.4.-Cálculo de los parámetros definidos en el modelo matemático.

Con los datos de los ensayos de vacío y carga efectuados sobre la prensa, a continuación se ilustran los cálculos con las ecuaciones requeridas que permiten determinar los parámetros de interés del modelo de la planta.

Refiriéndonos a las ecuaciones y las pruebas de vacío de la bomba las constantes del modelo lineal de esta unidad son:

$$K_{B1} = \frac{\Delta Q_B}{\Delta X_d} = 62.11 \text{ [cm}^2/\text{s]} \quad (3.55)$$

$$K_{B2} = \frac{Q_{BX_{c1}} - K_{B1} X_{dX_{c1}}}{P_{BX_{c1}}} = 0.67 \text{ [cm}^2/\text{s]} \quad (3.56)$$

El promedio del modulo de Bulk para los fluidos hidráulicos es 250 000[PSi] que es equivalente a 17572,5[Kg./cm²] este valor fue tomado como referencia para el modelado del sistema, que para los efectos de simulación se ajusto a 25000[Kg./cm²].

Para el modelo linealizado de la válvula de carga, se plantearon y consideraron los resultados de las pruebas, obteniéndose las siguientes constates:

$$K_{c1} = \frac{\Delta Q_p}{\Delta X_c} = 0.378 \text{ [cm}^2/\text{s]} \quad (3.57)$$

$$K_{c2} = \frac{\Delta Q_p}{\Delta(\Delta P)} = -10.6 \text{ [cm}^2/\text{s]} \quad (3.58)$$

Considerando el modelo no lineal de la válvula de carga, se plantea la ecuación 3.59 para los datos de los diferentes ensayos en condiciones estacionarias, cuyos resultados se muestran en la tabla 3.1.

$$K_v = \frac{Q_c}{\sqrt{\Delta p}} \quad (3.59)$$

Tabla N° 3.1 Parámetros del modelo no lineal de la válvula de carga

Var.	Magnitud.						Unidad
X_c	10	20	30	40	50	60	[div.]
K_v	0.1089	0.5662	1.3494	4.6318	5.5534	7.3335	[cm. ⁴ /Kg. ^{1/2} s.]
ω	0.0109	0.0283	0.0449	0.1157	0.1110	0.1222	[cm. ⁴ /Kg. ^{1/2} s.div.]
Δp	7.5889	7.0182	6.7272	6.1647	5.9093	5.6948	[Kg/cm. ²]

$$K_v = X_c \omega \quad (3.60)$$

El valor promedio de ω (figura N° 3.19) calculado directamente con los datos de la tabla N° 1 será: $\omega = 0.0722$ [$\text{cm}^4/\text{Kg}^{1/2}\text{s.div.}$]. Con un ajuste de la recta promedio se determina que:

$$\omega = \frac{K_v}{X_c} = 0.1553 [\text{cm}^4/\text{Kg}^{1/2}\text{seg.div.}] \quad (3.61)$$

Una vez obtenidos los parámetros, se propone un esquema de simulación del sistema utilizando la herramienta computacional Matlab Simulink (ver figura 3.27), para validar el modelo matemático de la prensa contra los resultados experimentales en términos de la respuesta dinámica y estática. Al efectuar este procedimiento, se realizaron una serie de ajustes finos de algunos parámetros, considerando para esto tanto los modelos completos (con características no lineales ver figura 3.29), incluyendo la compresibilidad volumétrica del aceite, así como el modelo linealizado simple (sin incluir el efecto Bulk).

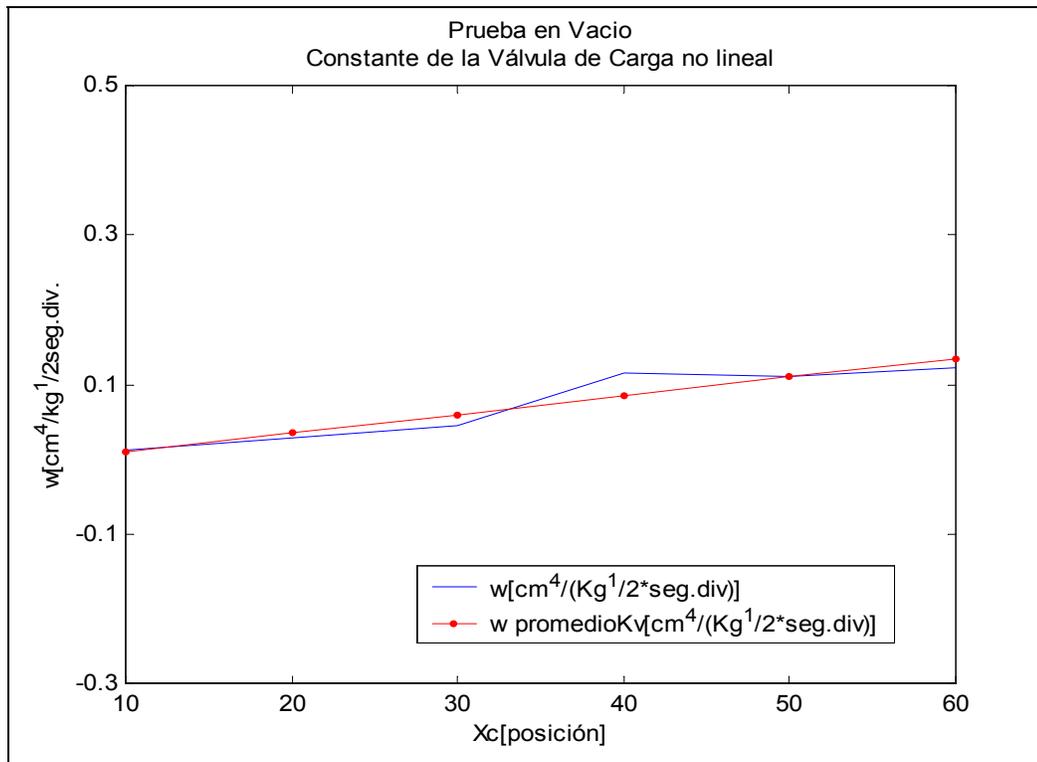


Figura N° 3.26 Determinación de la constante de la válvula no lineal.

Tanto la identificación como el ajuste conducen a los siguientes valores numéricos de los parámetros descriptivos del sistema de la prensa mostrados en la tabla 3.2

Tabla N° 3.2 Parámetros del modelo lineal

Tipo de Parámetro	Magnitud Calculada	Magnitud Simulación	Unidades
$Kr+Kd$	629	495	[Kg.-f/cm.]
md	0.015	0.015	[Kg.]
Mp	0.4828	0.4828	[Kg.]
fp	0.77	0.8	[Kg./seg.]
fd	199	200	[kg./seg.]
Ap	380	390	[cm ²]
Ad	40	53	[cm ²]

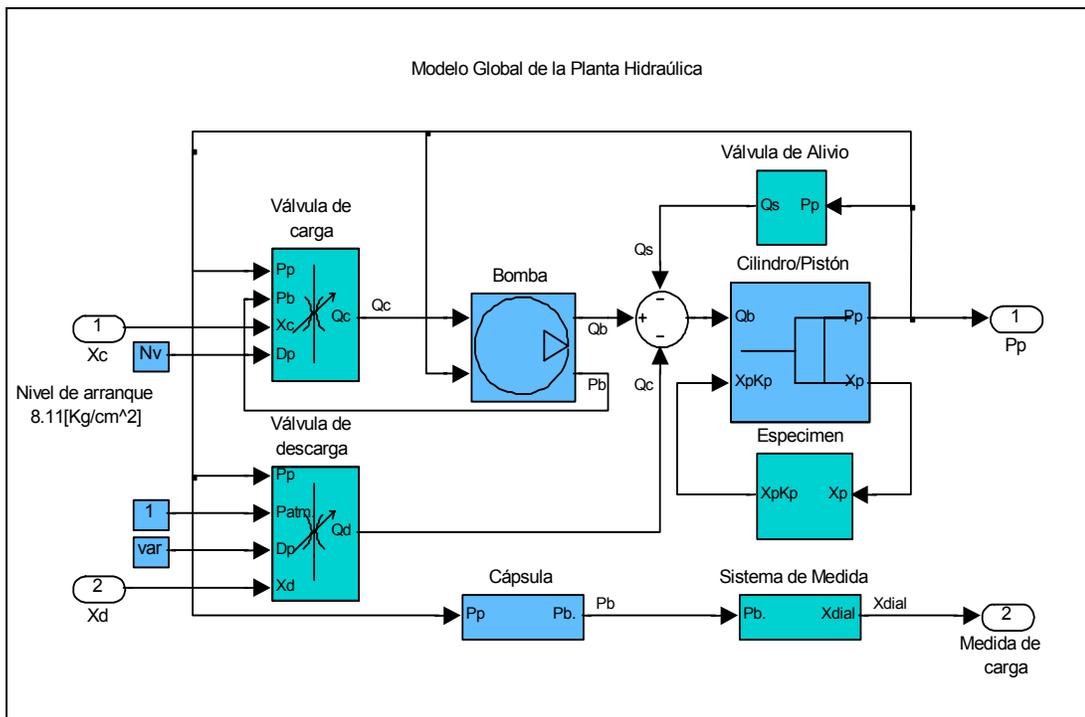


Figura N° 3.27 Esquema de simulación de la Prensa universal

En la figura N° 3.28, se muestran algunas comparaciones (Q_p, X_p, F_p, P_p, X_d) entre la respuestas de los distintos modelos de simulación y la curvas reales para la condición de máxima apertura de la válvula de carga, con lo cual quedan validados los modelos que incluyen características no lineales y el modelo simplificado o linealizado, el cual conduce a las funciones de transferencia que se muestran a continuación.

Funciones de transferencia identificadas.

Con carga (rigidez de la muestra $K_p = 24913$ [Kg/cm]):

$$\frac{F_p}{X_c}(s) = \frac{-0.1532 s + 33.63}{s^2 + 1.75 s + 0.01309} \quad (3.68)$$

$$\frac{X_p}{X_c}(s) = \frac{-6.17e^{-6}[s - 219.78]}{s^2 + 1.75 s + 0.01309} \quad (3.69)$$

En vacío:

$$\frac{X_p}{X_c}(s) = \frac{-6.17e^{-6}[s - 0.219.78]}{s^2 + 1.737 s} \quad (3.70)$$

Funciones de transferencia ajustadas mediante simulación.

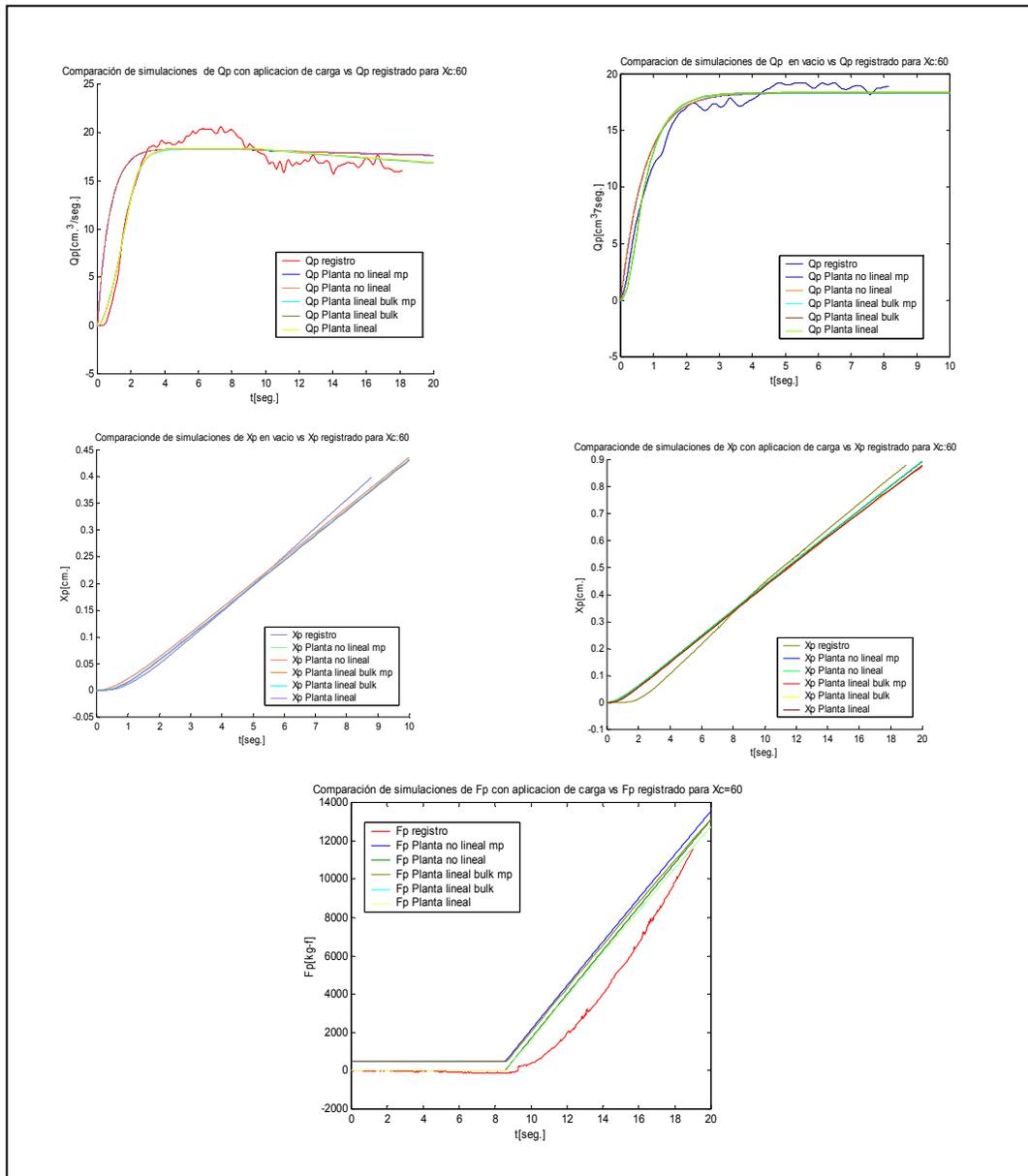
Con carga:

$$\frac{F_p}{X_c}(s) = \frac{-0.155 s + 34.27}{s^2 + 1.766 s + 0.01321} \quad (3.71)$$

$$\frac{X_p}{X_c}(s) = \frac{0.001375}{s^2 + 1.766 s + 0.01321} \quad (3.72)$$

En vacío:

$$\frac{X_p}{X_c}(s) = \frac{-6.267e^{-6} s + 0.001375}{s^2 + 1.753 s} \quad (3.73)$$



**Figura N° 3.28 Comparación de curvas de simulación de la planta y data procesada.
(Q_p, X_p, F_p, P_p, X_d)**

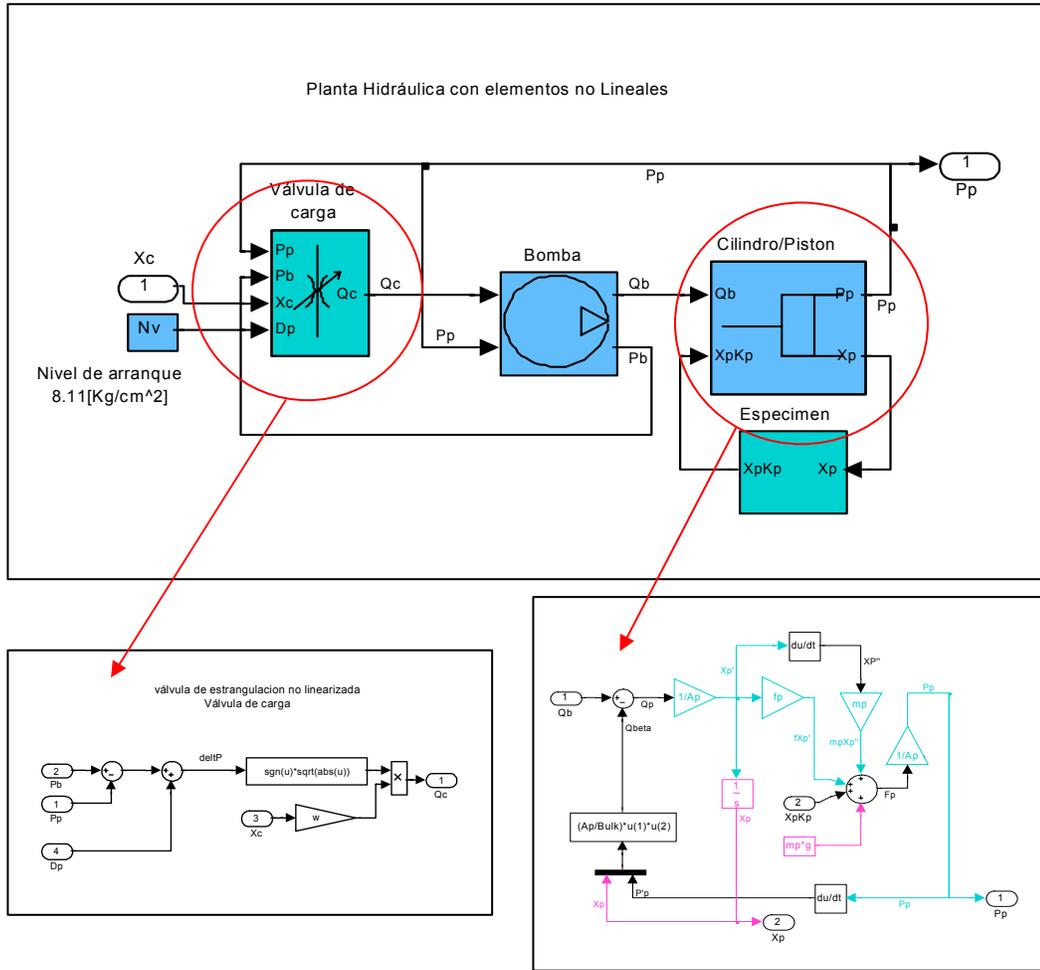


Figura N° 3.29 Detalles del Esquema de simulación de la Prensa universal.

CAPITULO IV

ESTRATEGIAS DE CONTROL

4.1.-Introducción.

En el capítulo anterior se realizó el estudio del modelo matemático del sistema de la P.U.E. la cual inicialmente fue concebida en su diseño para funcionar en forma manual, en donde un operador experto manipula las válvulas de carga y descarga para mantener las condiciones de ensayo. Entre los objetivos de este trabajo está la automatización del sistema de control de la PUE, es decir que el sistema experto-operador será sustituido por un sistema de control automático. Para lograr esto es indispensable considerar un control a lazo cerrado por lo que se hace necesaria una instrumentación apropiada que permita obtener la información de la variable bajo control (carga o deformación) que eran supervisadas por el experto operador.

4.2.-Consideraciones de diseño

El modelo matemático del sistema hidráulico cuenta con ciertas características preponderantes que definen su comportamiento, y su correcta interpretación nos permite establecer estrategias de control para las variables de interés.

Estrategia de control.

La prensa Universal de Ensayos estudiada en este trabajo es básicamente una máquina que permite aplicar carga mecánica tanto a tracción como compresión, sobre especímenes de diversas características, cuyo efecto se traduce en variaciones del modelo matemático que explica su comportamiento, ya que el modelo de la muestra está incluido en él.

Dada la condición de operación de la máquina de ensayo, se plantea un sistema de control a lazo cerrado (ver figura 4.2) que conmute entre las dos variables que se desean controlar, como lo son la posición instantánea del pistón de carga respecto al cabezal de reacción y la fuerza instantánea que aplica el pistón sobre la muestra bajo ensayo.

4.3.-Estudio de la respuesta en frecuencia del sistema hidráulico a lazo abierto

Para el estudio del comportamiento en frecuencia de la planta se tomo un valor nominal de K_p ; ($K_p=24913[\text{Kg/cm.}]$) correspondiente a un espécimen específico, esto permitió, además de observar la correspondencia teórica con la simulada de las ecuaciones, visualizar la actuación de un cero en el semiplano derecho, que determina el comportamiento de fase no mínima del sistema, el cual es consecuencia de la inercia que presenta el sistema en su arrancada por los efectos propios de sus componentes mecánicos, la unidad de bombeo y el motor. Del estudio se encuentra un ancho de banda muy angosto esto nos refiere a su lentitud la cual permite identificar el diseño de la maquina para bajos caudales y altas presiones

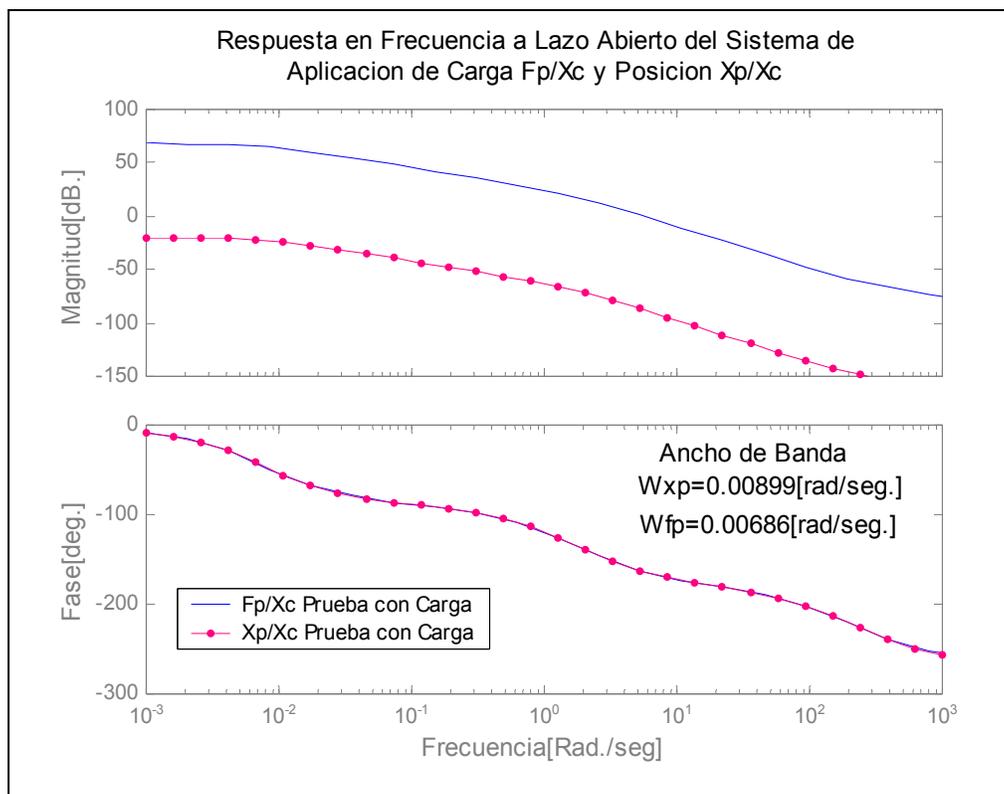


Figura N° 4.1 Ancho de banda planta en lazo cerrado.

Es de conocimiento que los sistemas hidráulicos con características similares al modelo estudiado presentan una respuesta lenta, esto queda corroborado al observar el ancho de banda que presenta la planta (figura N° 4.1), el cual esta alrededor

1[mHz], esta característica es uno de los elementos que nos permite identificar los requerimientos mínimos necesarios para su automatización, que definirá posteriormente la elección de los elementos de adquisición, transducción y actuadores mas idóneos.

4.4.-Sistemas de control en lazo cerrado.

En los sistemas de control en lazo cerrado, la acción de control tiene en cuenta la evolución del error del sistema. El sistema de control es capaz de reaccionar ante circunstancias no previstas en el diseño del controlador [02].

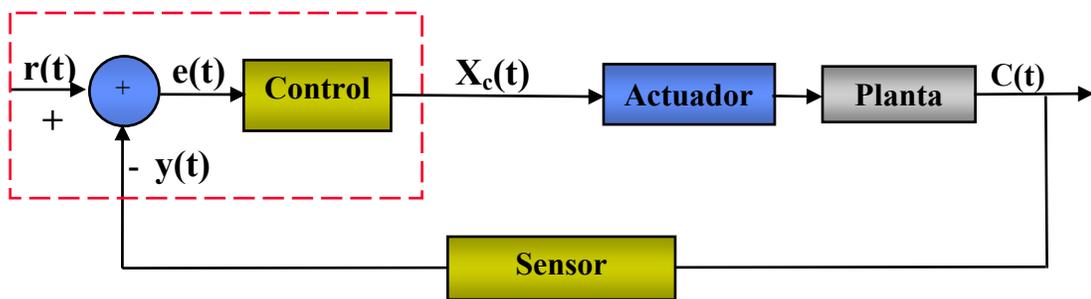


Figura N° 4.2 Sistema Control Planta Lazo Cerrado

Efectos de la realimentación:

Reduce el error entre la entrada de referencia y la salida del sistema

Modifica la ganancia global del sistema.

Disminuye la sensibilidad ante la variación de los parámetros del sistema.

Modifica la estabilidad del sistema (por ejemplo, puede llegar a estabilizar un sistema inestable o inestabilizar un sistema estable).

Reduce los efectos de las perturbaciones externas y del ruido.

Especificaciones más frecuentes:

- **Tiempo de respuesta**, que será el máximo aceptado para que se alcance el equilibrio después de un cambio de la consigna.
- **Banda pasante**, que es la gama de frecuencias para las que el sistema debe responder sin una pérdida excesiva de su ganancia.

- **Margen de fase y margen de ganancia**, que constituyen una medida de la estabilidad del sistema.
- **Error estacionario**, que es una medida de la exactitud de un sistema de control.

4.5.-Controlador PID.

Históricamente, ya las primeras estructuras de control usaban las ideas del control PID. Sin embargo, no fue hasta el trabajo de Minorsky de 1922, sobre conducción de barcos, que el control PID cobró verdadera importancia teórica. Hoy en día, a pesar de la abundancia de sofisticadas herramientas y métodos avanzados de control, el controlador PID es aún, el más ampliamente utilizado en la industria moderna, controlando más del 95 % de los procesos industriales en lazo cerrado. La estructura PID ha mostrado empíricamente ofrecer suficiente flexibilidad para dar excelentes resultados en muchas aplicaciones. Al diseñar un PID en el dominio de la frecuencia se necesita un modelo matemático linealizado en torno a un punto de trabajo. El objeto primordial que nos compete es conseguir que el sistema en lazo cerrado elimine el error estacionario lo más rápidamente posible, sin que por ello se perjudique en gran medida la estabilidad del sistema para el control de fuerza y deformación, la elección del PID es debida a que este controlador es indicado para procesos lentos sin ruidos, además de ser robustos y extremadamente beneficiosos en el control.

La acción de un controlador PID está dada por el siguiente conjunto de ecuaciones:

$$e(t) = r(t) - y(t) \quad (4.1)$$

$$u(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (4.2)$$

Donde $e(t)$ representa el error actuante, $u(t)$ la salida del controlador $r(t)$ la entrada de referencia y $y(t)$ la señal de realimentación.

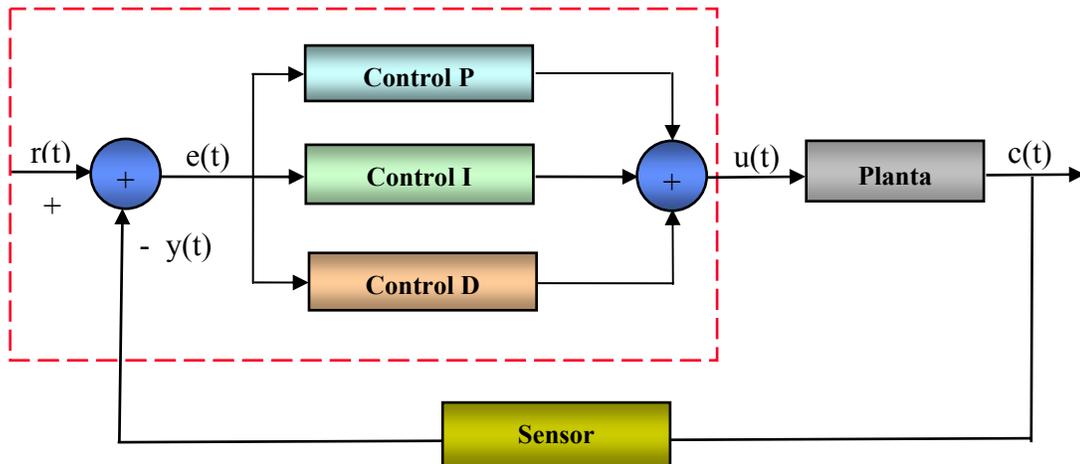


Figura N° 4.3 Topología del Controlador PID Paralelo Puro.

Identificación de las ecuaciones simplificadas del PID paralelo puro

$$\frac{K_p}{T_i} = K_i \quad (4.3)$$

$$K_p T_d = K_d \quad (4.4)$$

$$U(s) = \frac{K_p s + K_i + K_d s^2}{s} E(s) \quad (4.5)$$

Varios métodos empíricos pueden usarse para determinar los parámetros de un PID para una aplicación dada. Sin embargo, el ajuste que se implemento debe tomarse como un primer paso en el proceso de diseño. En la práctica se llevan a cabo los siguientes puntos para obtener la sintonía del controlador PID:

- Modelado del sistema a controlar.

Función de transferencia de la planta en lazo abierto y en lazo cerrado.

Función de transferencia a lazo cerrado planta controlador.

Estudio de la sensibilidad.

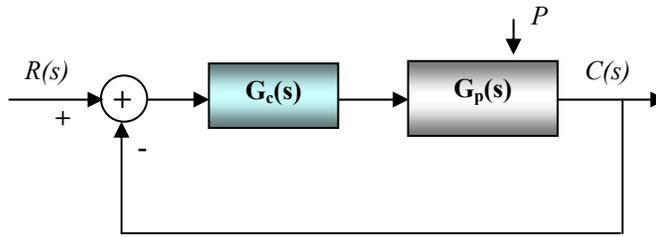


Figura N° 4.4 Sensibilidad ante variación de un parámetro P de la Planta y el Controlador PID

Es de hacer notar que en la regulación del caudal y de presión en los líquidos es esencial la acción integral pero la acción derivativa es perjudicial porque amplifica las perturbaciones que producen los sensores de medida en este tipo de variables. Bajo esta premisa se recomendaría un PI con un tiempo integral elevado, mas sin embargo debido a la lentitud de accionamiento en esta planta esta variante pudiera no ser altamente significativa ya que se puede corregir al determinar acertadamente el filtro a colocar en el sensor que adquiere la muestra de interés.

4.5.1.- Método implementado para la Sintonía del PID.

Debido a su difundido uso en la práctica, se presenta a continuación uno de los métodos de ajuste empírico referido como clásico de controladores PID.

El ajuste empírico de controlador PID se baso en mediciones realizadas sobre la planta modelada bajo simulación. El siguiente paso del proceso fue la sintonización del controlador PID que se ha elegido como algoritmo de control (Figura 4.1). Para determinar los valores de los parámetros (K_p , T_i y T_d) se aplica el método basado en la caracterización del sistema mediante un modelo lineal y en el estudio de la respuesta del sistema controlado ante los cambios de la referencia, su análisis se efectúa utilizando las técnicas de simulación que ofrece MATLAB SIMULINK, mediante las cuales se modelo gráficamente todo el sistema realimentado, diferenciando cada uno de sus componentes, y tras la simulación, se obtiene la evolución de todas las señales de interés del sistema observando siempre que éstas se mantengan dentro del rango de operación de la planta (variable de entrada o referencia, señal de error, señal de control, variable manipulada, variable de salida o controlada). Simulando y analizando el comportamiento de la respuesta de la planta a

lazo cerrado ante una entrada escalón unitario, se observa la forma de la respuesta dinámica de dicho sistema. Seguidamente se le aplica como entrada de referencia una rampa de posición (referencia de velocidad), ya que se desea controlar la velocidad de la deformación que sufre la muestra bajo ensayo. Se introduce un controlador proporcional **P** que es simplemente una ganancia regulable, la cual le imprime velocidad a la respuesta del sistema de control, sin embargo este efecto produce un corrimiento en el error en régimen estacionario, luego se agrega el controlador integral **I** para lograr la corrección proporcional a la integral del error, esta acción tiene la ventaja de asegurar que en última instancia se aplicará suficiente acción de control para reducir el error estacionario de regulación a cero, sin embargo, la acción integral también tiene un efecto desestabilizador debido al corrimiento de fase agregado, finalmente se agrega el término derivativo **D** para darle propiedades predictivas a la actuación, y generar una acción de control proporcional a la velocidad de cambio del error. Este último término tiende dar más estabilidad al sistema pero suele generar grandes valores en la señal de control (ver figura 4.3). De esta manera se encontraron los valores de las constantes del PID tanto para el sistema de control de posición y el sistema de control de aplicación de carga a lazo cerrado.

4.6.-Respuesta en frecuencia del sistema hidráulico modelado.

Las expresiones de la función de respuesta en frecuencia de la planta controlada se calculan considerando una rigidez del espécimen de $K_p = 24913$ [Kg/cm], la cual corresponde a la presentada por el espécimen usado durante las pruebas experimentales, en cascada con el controlador PID ajustado para cada caso.

Respuesta en frecuencia del Sistema de control de Aplicación de carga:

Función de transferencia de la fuerza que aplica el pistón de carga respecto a una referencia de fuerza:

$$G_{Fp} = \frac{(4.9e-4)S^2 + (0.3426)S + (0.34276e-3)}{S^3 + (1.766)S^2 + (0.3439)S + (0.3427e-3)} \quad (4.6)$$

Las constantes del controlador PID del sistema de control de aplicación de carga son:

$$K_i = 0.01 \quad (4.7)$$

$$K_d = 6e - 5 \quad (4.8)$$

$$K_p = 1e - 5 \quad (4.9)$$

El ancho de banda de lazo cerrado de esta función de transferencia es de 0.112[rad/seg] (ver figura 4.5).

Respuesta en frecuencia del sistema de control de posición:

Función de transferencia del desplazamiento del pistón de carga respecto a una referencia de posición:

$$G_{xp} = \frac{(0.001375)S^2 + (0.275)S + (0.0020625)}{S^3 + (1.76737)S^2 + (0.2821)S + (0.002062)} \quad (4.10)$$

Las constantes del controlador PID del sistema de control del desplazamiento del pistón de carga son:

$$K_i = 1.5 \quad (4.11)$$

$$K_d = 1 \quad (4.12)$$

$$K_p = 200 \quad (4.13)$$

El ancho de banda del sistema a lazo cerrado es de 0.139[rad/seg] (ver figura 4.6)

La realimentación mejora la velocidad de la respuesta transitoria del sistema, lo cual se traduce en un aumento del ancho de banda. Para el estado estacionario es notorio que el sistema es muy preciso ya que el error para esta condición es nulo ante entradas constantes y es muy pequeño si consideramos entradas tipo rampa.

4.7.-Estudio de la sensibilidad del sistema

Interesa que la salida de un sistema sea sensible lo menos posible a la variación de sus parámetros para evitar problemas debidos a la imprecisión de sus componentes, o

incluso por falta de linealidad de los mismos, por lo tanto es importante minimizar los errores en la zona de frecuencias de trabajo es mayor la sensibilidad del sistema debido a las variaciones de K_p . Se define la sensibilidad (ver figura 4.4) como el cociente entre la variación unitaria de la salida entre la variación unitaria del parámetro respecto del cual deseamos calcular la sensibilidad. [03]

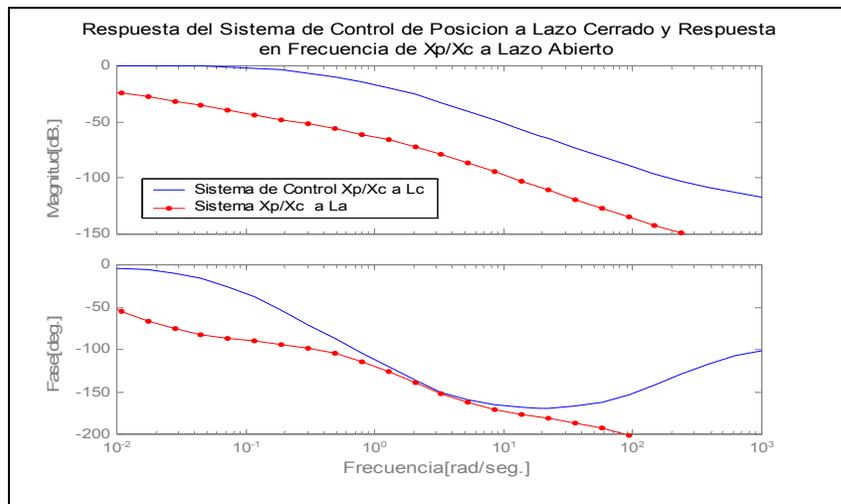


Figura N° 4.5 Respuesta en Frecuencia del Sistema de Control de Aplicación de Carga y de Posición en Lazo Abierto y Lazo Cerrado.

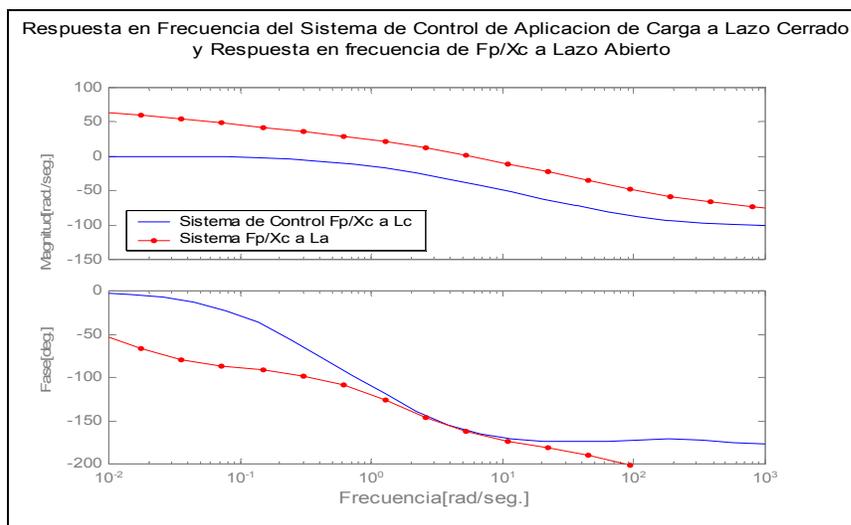


Figura N° 4.6 Respuesta en Frecuencia del Sistema de Control de Aplicación de Carga y de Posición en Lazo Abierto y Lazo Cerrado.

$$C(s) = \frac{G_c(s)G_p(s)}{1+G_c(s)G_p(s)} R(s) \quad (4.14)$$

$$\text{Sensibilidad} = \frac{K_p}{T} \frac{\partial T}{\partial K_p} \quad ; \quad T = \frac{C(s)}{R(s)} \quad (4.15)$$

Función de transferencia de la sensibilidad del sistema respecto a los cambios en el espécimen.

Es importante definir los efectos del espécimen en el comportamiento de la planta, para esto se calculo teóricamente la expresión de la sensibilidad del sistema en la respuesta los cambios de las muestras obteniendo que las variables de interés que se necesitan para establecer los efectos generales para las muestras bajo ensayo son las siguientes:

Ecuaciones de Sensibilidad en Lazo abierto

$$S_{K_p}^{X_p/X_c} = K_p \cdot \frac{(5.22e^{-7})(S+1)}{S^2 + [1.737 + (5.22e^{-7})K_p]S + (5.256e^{-7})K_p} \quad (4.16)$$

$$S_{K_p}^{F_p/X_c} = \frac{S(S+1.737)}{S^2 + [1.737 + (5.22e^{-7})K_p]S + (5.256e^{-7})K_p} \quad (4.17)$$

Ecuaciones de Sensibilidad en Lazo Cerrado –

$$S_{K_p}^{X_p/X_c} = -K_p \frac{(5.22e^{-7})S(S+1)}{S^3 + [1.737 + (5.22e^{-7})K_p]S^2 + [0.27 + (5.256e^{-7})K_p]S + 1.85e^{-3}} \quad (4.18)$$

$$S_{K_p}^{F_p/X_c} = \frac{S^2 [S + (1.737)]}{[1 - (3.79)e^{-10}]K_p]S^3 + [1.737 + (0.6e^{-6})K_p]S^2 + [(14e^{-6})K_p]S + (1.35e^{-8})K_p} \quad (4.19)$$

Se observa que dentro del ancho de banda de la respuesta en frecuencia del sistema de control de posición la sensibilidad de la planta frente a las variaciones de K_p (espécimen) es baja, es decir que el cambio de éste parámetro no influye significativamente en la respuesta dinámica del sistema, y tampoco afecta la respuesta estática ya que la ganancia estática del sistema de control no cambia en absoluto con el cambio de rigidez del espécimen.

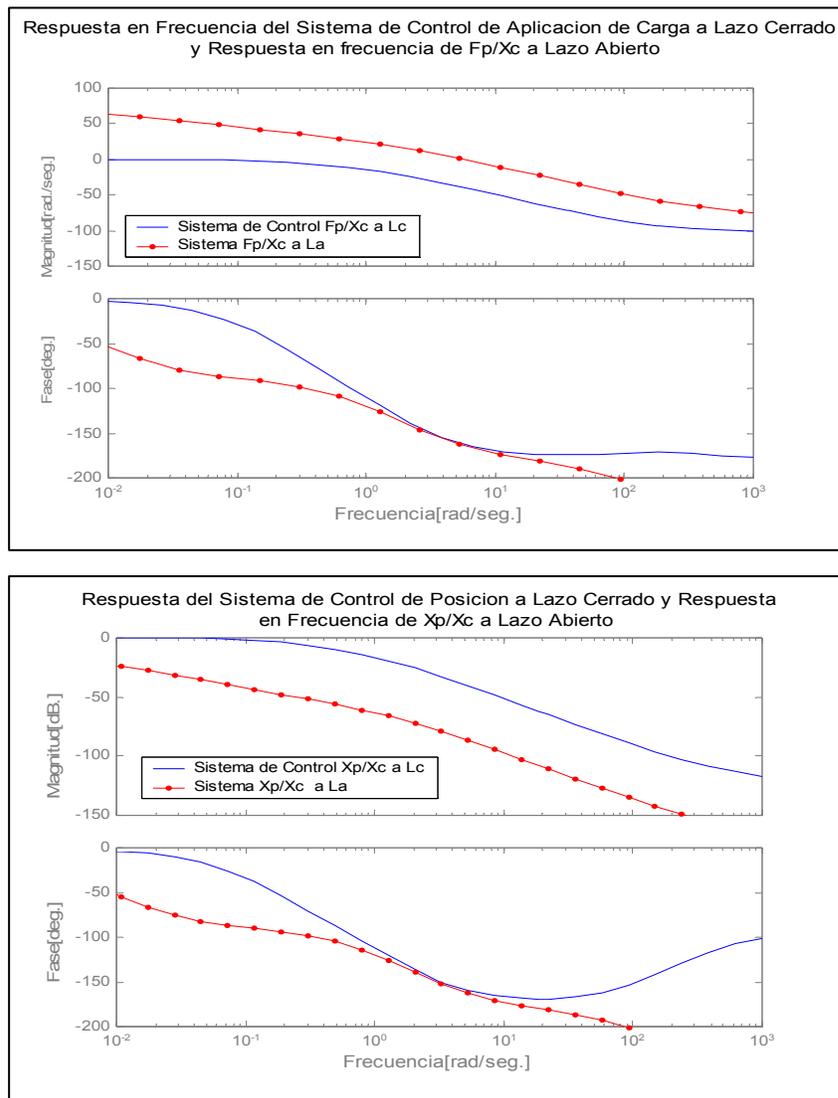


Figura N° 4.6 Respuesta en frecuencia del sistema de control de aplicación de carga y de posición en lazo abierto y lazo cerrado.

$$C(s) = \frac{G_c(s)G_p(s)}{1 + G_c(s)G_p(s)} R(s) \quad (4.20)$$

$$\text{Sensibilidad} = \frac{K_p}{T} \frac{\partial T}{\partial K_p} \quad ; \quad T = \frac{C(s)}{R(s)} \quad (4.21)$$

Función de transferencia de la sensibilidad de la planta respecto al espécimen.

Es importante definir los efectos del espécimen en el comportamiento de la planta, para esto se calculo teóricamente la expresión de la sensibilidad obteniendo que las variables de interés que se necesitan para establecer los efectos generales para las muestras bajo ensayo son las siguientes:

Ecuaciones de sensibilidad en lazo abierto.

$$S_{K_p}^{X_p/X_c} = K_p \cdot \frac{(5.22e^{-7})(S+1)}{S^2 + [1.737 + (5.22e^{-7})K_p]S + (5.256e^{-7})K_p} \quad (4.22)$$

$$S_{K_p}^{F_p/X_c} = \frac{S(S+1.737)}{S^2 + [1.737 + (5.22e^{-7})K_p]S + (5.256e^{-7})K_p} \quad (4.23)$$

Ecuaciones de sensibilidad en lazo cerrado.

$$S_{K_p}^{X_p/X_c} = -K_p \frac{(5.22e^{-7})S(S+1)}{S^3 + [1.737 + (5.22e^{-7})K_p]S^2 + [0.27 + (5.256e^{-7})K_p]S + 1.85e^{-3}} \quad (4.18)$$

$$S_{K_p}^{F_p/X_c} = \frac{S^2 [S + (1.737)]}{[1 - (3.79)e^{-10}]K_p]S^3 + [1.737 + (0.6e^{-6})K_p]S^2 + [(14e^{-6})K_p]S + (1.35e^{-8})K_p} \quad (4.24)$$

Se observa que dentro del ancho de banda de la respuesta en frecuencia del sistema de control de posición la sensibilidad de la planta frente a las variaciones de Kp (especimen) es baja, es decir que el cambio de éste parámetro no influye significativamente en la respuesta dinámica del sistema, y tampoco afecta la respuesta

estática ya que la ganancia estática del sistema de control no cambia en absoluto con el cambio de rigidez del espécimen.

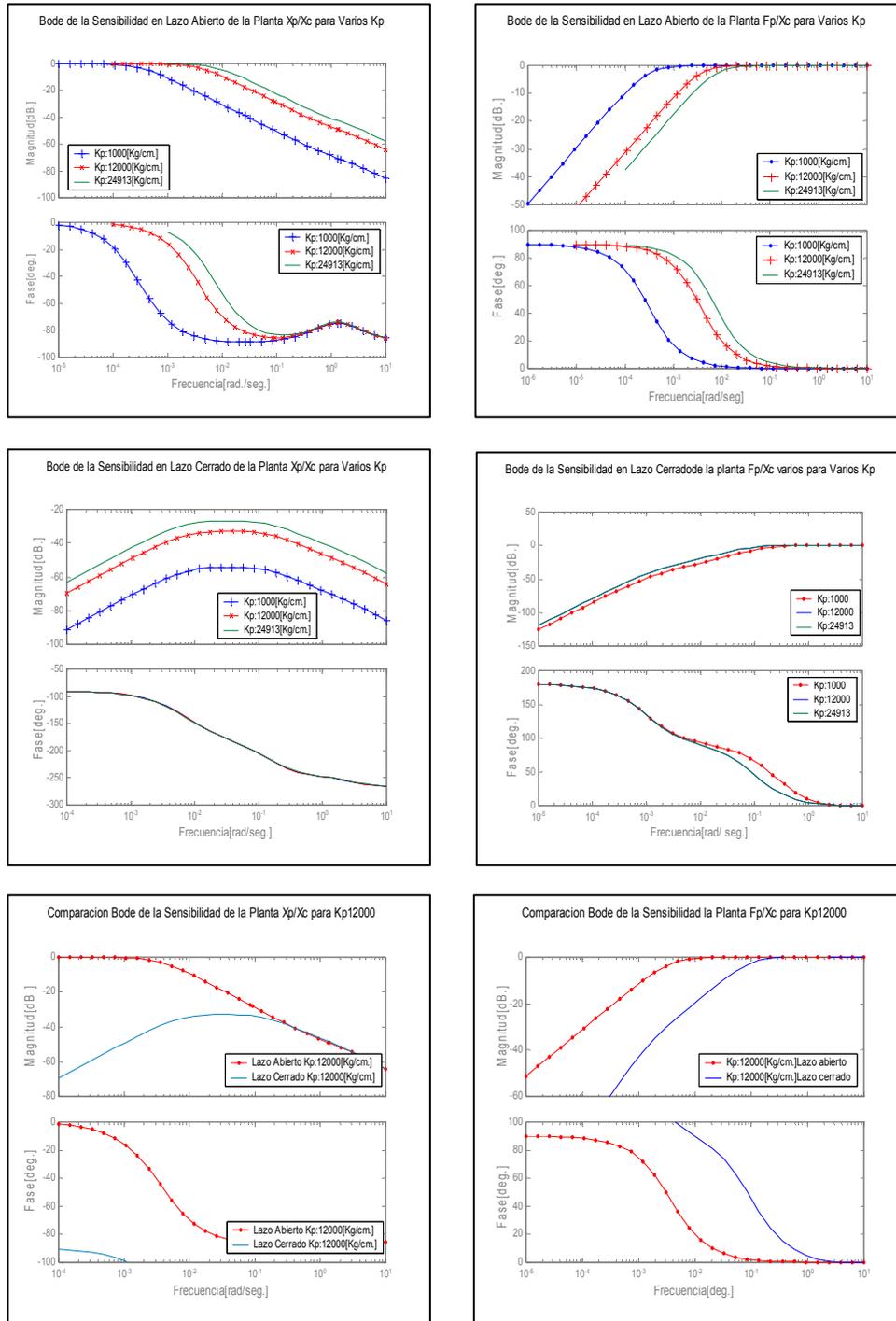


Figura N° 4.7 Curvas de sensibilidad de la planta.

CAPITULO V

DISEÑO DEL SISTEMA DE MEDICION DE FUERZA Y DESPLAZAMIENTO.

5.1.-Introducción.

Entre los bloques que conforman una prensa universal de ensayo uno de los más importantes (e indispensables) es el sistema de medida.

Este sistema de medida debe garantizar la calidad de la información en términos de precisión y exactitud de las variables físicas de interés, como es el caso de la fuerza aplicada por la prensa y el desplazamiento relativo del pistón de carga respecto al marco de reacción (o cabezal). La medición de estas variables además de las que se registraron para un determinado ensayo, constituyen el producto de un sistema de ensayo de esta naturaleza. Es esta información la que permite a los especialistas caracterizar la muestra bajo ensayo. Por otro lado la fuerza desarrollada por la prensa y el cabezal corresponden a las variables de interés a efectos del control de la prensa universal de ensayo.

El sistema de medida se debe desarrollar considerando además de su desempeño en régimen estacionario (exactitud, precisión), las características de su respuesta dinámica del conjunto. Estas características se suelen indicar en forma de la respuesta temporal o de la respuesta en frecuencia del sistema.

En la figura 5.1 se presenta un sistema de medición básico, conformado por el elemento sensor, el sistema de acondicionamiento de señal y el sistema de indicación, registro y almacenamiento de la información.

Del estudio teórico del sistema de medida original de la prensa universal de ensayos, se verifica que presenta una topología que se comporta como un filtro pasa bajo, su funcionamiento esta fundamentando en el principio de balance de fuerza; cuya función de transferencia esta dada por la siguiente ecuación (3.5).

$$\frac{X_f}{P_p} = \frac{(K_{iso} + K_{at} A_f) EK}{mf_v s^3 + (K_f f_v + K_{iso} m) s^2 + (f_v + K_f) K_{iso} s + (2K_{iso}^2 + K_{at} K_{iso} A_f)} \frac{\Delta a}{a} \quad (5.1)$$

En el sistema de medición de la planta no se registraron pruebas para obtener los valores de los parámetros de las ecuaciones que lo describe, así, que se define el ancho de banda para la adquisición en función del ancho de banda obtenido del modelo hidráulico estudiado con su control. El estudio teórico del sistema de medida original de la planta, y el ancho de banda del sistema controlado nos permite obtener una noción básica de los requerimientos mínimos del mecanismo de medida a implementar en caso de ser necesaria su sustitución.



Figura N° 5.1 Sistema de medición básico.

5.2.-Estudio de los transductores y los elementos de adquisición requeridos para el diseño del elemento de medida de la Prensa Universal de Ensayo.

Es de importancia el registro del desplazamiento del pistón de carga y de la carga que el aplica, además de otras tales como la deformación unitaria que el espécimen experimenta, u otras variables de interés, se explicara de forma breve en que consisten estos tipos de transductores. Definiremos al transductor como un elemento o grupo de elementos que responde a la cantidad física a ser medida y que utiliza la energía de dicha cantidad para transformar su propio estado en tal forma que el resultado de dicha transformación pueda ser utilizado como información útil y representativa de esta. En la mayoría de los casos los niveles y formas de la señal de salida que producen estos dispositivos no son apropiados, luego para que esta pueda ser almacenada, indicada, transmitida o usada como acción de control es necesario la introducción de un bloque intermedio que reproduzca niveles y formas apropiados para dichas tareas, dicho bloque es el acondicionador de señales, este incluye elementos como filtros, amplificadores, convertidores A/D, convertidores D/A y actuadores (ver figura 5.1).

Para la adquisición de la información de las variables más importantes en los ensayos que se realizan en IMME como son aplicación de carga, deformación, etc. existe una extensa gama de elementos transductores que permite la captación de estas variables de manera directa o indirecta como son los transductores Magnéticos, de inductancia variable, reluctancia variable, potenciómetros de hilo, sensores de desplazamiento ó L.V.D.T., celdas de presión, celdas de carga etc., estas ultimas basadas en galgas extensométricas ver figura 5.2.

Los transductores eléctricos usados del laboratorio de ingeniería estructural son:

Transductores de Fuerza (celdas de carga).

Transductores de Presión (celdas de presión).

Los transductores de fuerza y presión están basados en la medición de deformaciones mediante el empleo de galgas extensométricas (“strain gauge”) elementos conductores o semiconductores que experimentan un cambio relativo en su resistencia eléctrica proporcional a un cambio relativo de su longitud, y esta según Robert Hooke es lineal con el esfuerzo para ciertos límites, esta relación esta dada por:

$$\frac{\delta R}{R} = k \frac{\delta L}{L} \quad (5.2)$$

Estos dispositivos poseen resistencia eléctrica de valor apropiado para su instrumentación y son de un espesor que está por el orden de unas décimas de milímetros, estas pueden ser adheridas mediante cementos apropiados, sobre el material en el cual se desea medir de tal forma que si usamos un actuador hidráulico de área conocida, se deduce la fuerza que este aplica a una estructura mediante la presión resultante (ver figuras 5.2 y 54).

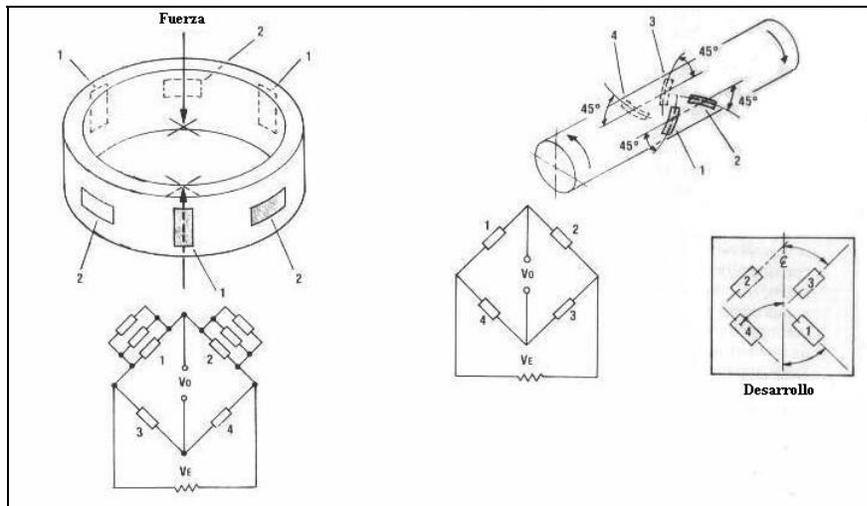


Figura N° 5.2 Montaje de galgas extensométricas.

Los montajes de las galgas sobre la superficie a la cual se desea medir su deformación es hecha de muchas maneras, pero por lo general la conexión eléctrica de estas forman un puente de Wheatstone, el cual es alimentado con tensión DC, la señal de interés es la diferencia de tensión dada por el desequilibrio del puente (ver figura 5.3). La mayoría de los fabricantes de estos dispositivos en la actualidad colocan un amplificador en la etapa de salida del puente para modificar la amplitud de la señal y reducir el ruido modo común, además de aumentar la capacidad de corriente disponible para la señal.

Transductor de fuerza. Muchos fabricantes producen montajes de galgas sobre configuraciones mecánicas que permiten al usuario evitar el diseño mecánico del transductor, algunos de estos se les llama celdas de carga. Si se somete un área a cierta presión, la fuerza resultante será:

$$F = pA \quad (5.3)$$

Transductor de presión. Estos dispositivos son usados para la medición de presión mediante el conocimiento de la deformación en una membrana sometida a esta, dicha configuración se conoce como celda de presión. El uso de galgas extensométricas en forma de espiral, montadas en un diafragma que se deforma aproximadamente lineal con la presión es de uso general en la medición de la presión en los fluidos.

Transductor de desplazamiento. transformador variable diferencial lineal (L.V.D.T.), es un dispositivo usado con éxito en las mediciones de desplazamiento a nivel industrial el cual consiste de un transformador diferencial con un primario y dos secundarios conectados en serie de tal forma que sus magnetizaciones tiendan a cancelarse. El núcleo del transformador se desplaza sin roce de forma que el número de enlaces de flujo comunes entre el primario y alguno de los secundarios depende de su posición, luego con un circuito electrónico apropiado conectado en la salida de los secundarios se obtiene una tensión d.c. proporcional al desplazamiento del núcleo para cierto rango.

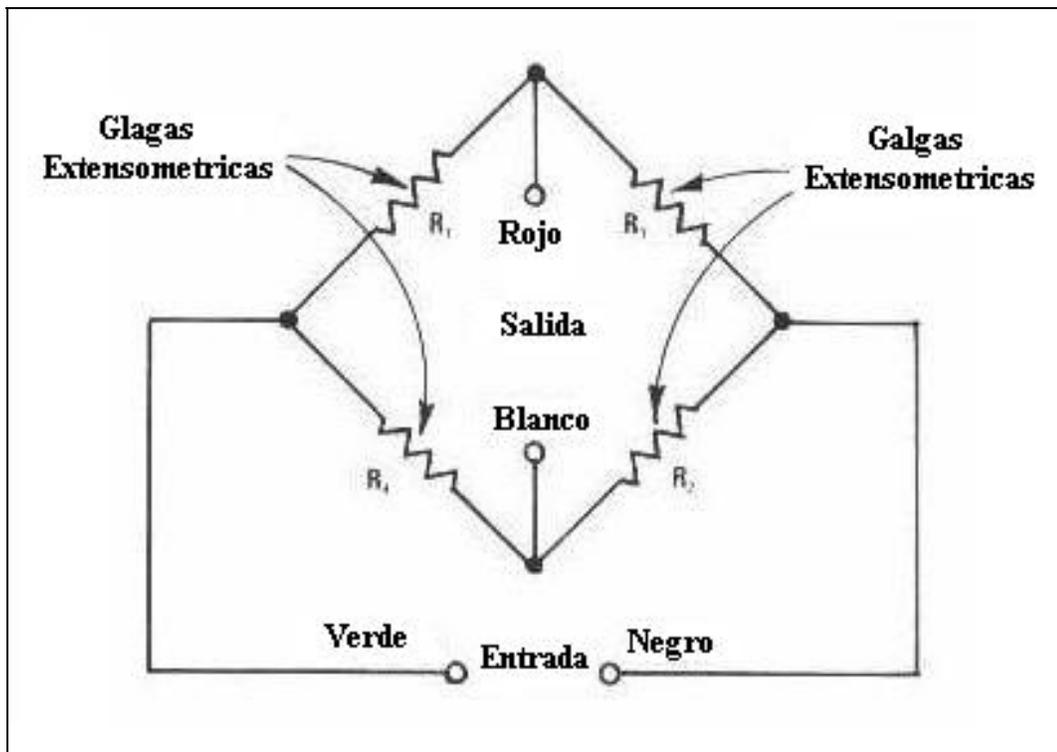


Figura 5.3 Configuración en puente de Wheatstone de galgas extensométricas.

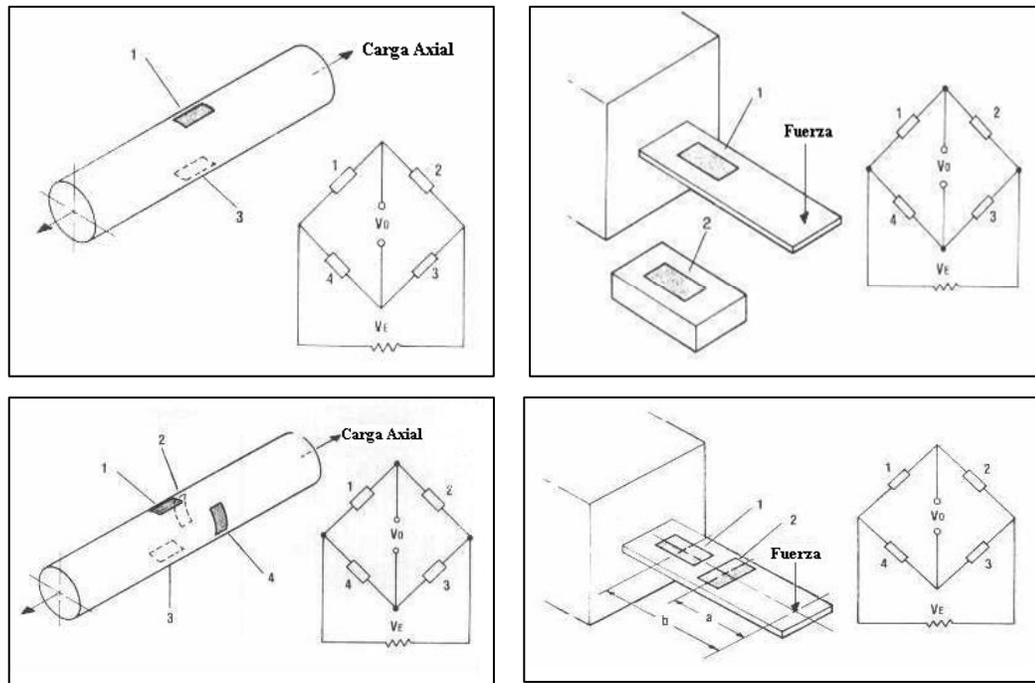


Figura 5.4 Varias disposiciones de las galgas.

5.3.-Sistema de adquisición de datos.

En los sistemas de medida, las funciones de transducción, acondicionamiento, procesamiento y presentación, no siempre se pueden asociar a elementos físicos distintos. Además, la separación entre el acondicionamiento y el procesamiento puede ser a veces difícil de definir.

Para llevar a cabo el procesamiento digital se debe realizar un proceso de muestreo (en nuestro caso periódico) de la señal continua, este a su vez es seguido por un proceso de cuantificación, este consiste en que la amplitud analógica muestreada se reemplaza por un número binario. Si se usan n bits en la codificación se pueden representar 2^n niveles de amplitud. Puesto que n es finito la conversión A/D da como resultado una resolución finita, esto produce un error de cuantización, sin embargo gracias a la exactitud que alcanzan hoy los convertidores, este error se hace muy pequeño por lo que en ciertas situaciones se puede ignorar. Para reconstruir la señal original a partir de la señal muestreada, existe una frecuencia mínima que la operación de muestreo debe satisfacer, y esta dada por la frecuencia de Nyquist. Este parámetro se obtiene del conocimiento espectral (contenido frecuencial de interés) de

la señal continua, que en este caso depende de las características del proceso bajo medición.

En la figura 5.5 se presenta la constitución por bloque de un sistema de adquisición de datos general, donde el procesador es el centro del sistema y es responsable no solamente del procesamiento propiamente dicho de la información, sino también, se encarga del control de los demás bloques para que operen en forma coordinada. Como fue señalado antes el primer bloque constitutivo es el transductor, la señal que proviene de los sensores constitutivos de este es acondicionada para que presente características adecuadas como ancho de banda (filtros anti aliasing), nivel, impedancia y ruido para poder muestrearla. El muestreador selecciona en el momento oportuno (según el procesador) una de las señales provenientes de los acondicionadores, luego el retentor mantiene constante la señal muestreada para que el convertidor Analógico/Digital (A/D) cuantifique y codifique el valor de modo que el procesador pueda leer y procesar el dato. En la actualidad la mayoría de los bloques expuestos anteriormente se encuentran en dispositivos llamados tarjetas de adquisición de datos.

En la práctica las señales están afectadas por ruido o por error de medición aleatorio, luego mediante el uso de técnicas digitales se puede mejorar la relación señal a ruido.

Las señales que varían poco con el tiempo, por consiguiente poseen bajo contenido frecuencial. Una técnica apropiada para este tipo de señal es la técnica de promediación de señales, esta consiste en tomar n muestras de la señal y suponemos

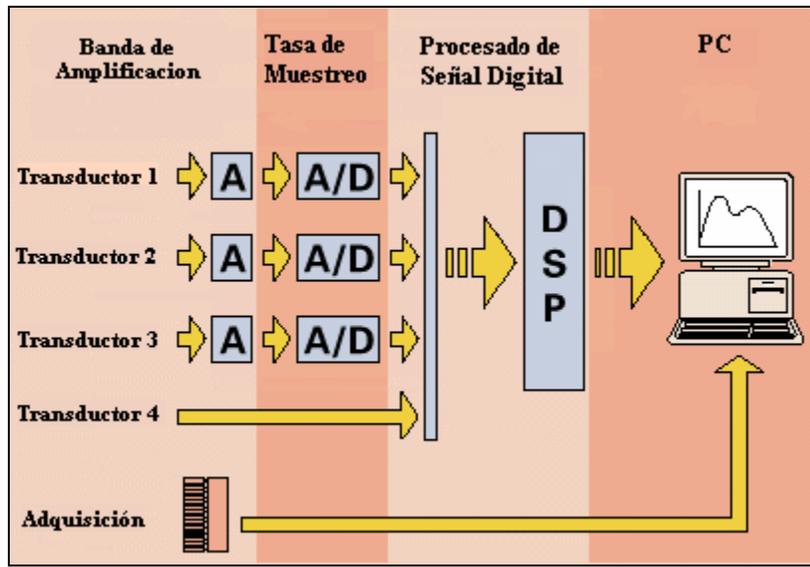


Figura 5.5 Diseño de adquisición de datos.

que para cada muestra S_i contiene un nivel de ruido N_i , siendo entonces la relación señal a ruido de una muestra:

$$\frac{S_i}{N_i} = \frac{S}{\sigma_e} \quad (5.4)$$

Donde S es la señal libre de ruido y σ_e es la desviación estándar del ruido (valor RMS). Ahora promediando n muestras obtenemos que la relación señal a ruido resultante será:

$$\frac{S}{N} = \sqrt{n} \frac{S}{\sigma_e} \quad (5.5)$$

En la última ecuación N representa el valor RMS del ruido resultante, tomado el cociente de la relación señal a ruido para n muestras y aquella para una muestra se obtiene que la relación señal a ruido se ha incrementado en \sqrt{n} , siendo n el número de muestras.

Un promediador digital de señales toma muestras a intervalos fijos de tiempo, las convierte a digital y almacena sus valores en memorias separadas, el tiempo entre muestra y muestra debe respetar la tasa de Nyquist. Las características de frecuencias

del promediador lo asemejan por su efecto a un filtro pasa bajos no recursivo con un espectro de frecuencia repetitivo por tratarse de señales muestreadas. La función de transferencia de dicho filtro es: [04]

$$H(z) = \frac{1 + z^{-1} + z^{-2} + \dots + z^{-(n-1)}}{n} \quad (5.6)$$

5.4.-Características de los elementos recomendados para la adquisición y el sistema de medida.

Para la elección del Sistema Adquisición se debe considerar lo siguiente: El control nunca puede ser más exacto que el método de medición aplicado, teniendo en cuenta que los sistemas de medición se caracterizan por el factor de transducción, es decir, la relación entre la tensión o corriente de salida y la magnitud medida. La exactitud del sistema de medición debe ser por lo menos 10 veces mayor que la exactitud de regulación requerida, además debe acompañar en forma continua las variaciones de la magnitud que mide. El factor de transducción y el punto cero deben permanecer constantes bajo cualquier condición de servicio. Por tanto considerando la resolución del mecanismo de medida original el cual permite hacer una medida mínima de 1Kg es notorio que cualquier sistema digital permitirá un rango mayor, por lo tanto se recomienda que el registro de datos inteligentes sea mínimo de 16 bit, el cual garantiza la resolución del sistema de medida original.

Para el sistema procesador se pudiera utilizar un elemento simple, como un PIC o un PLC, los cuales poseen diferentes tipos y tamaño de la memoria, variedad del número de líneas E/S, módulos de control de periféricos, lenguajes de programación como el Basic, el C, y el ensamblado etc., sin embargo para soportar los algoritmos comunes de procesamiento digital de señales y sus aplicaciones típicas, se recomiendan los procesadores digitales más avanzados, (procesador de señal digital DSP), ya que estos procesan, recolectan información, visualizan la data procesada, y controlan la información eficazmente y de forma rápida. Los DSP pueden hacer un muestreo de varios canales de medición a 40 Khz. y permitir hacer el procesado de las señales a

alta velocidad, muchos DSP incluyen puertos de interfase especializados (serial, paralelo o ambos).

Finalmente para la elección de los elementos requeridos para el diseño del sistema de adquisición o medida de fuerza y desplazamiento, se toma en consideración la estructura presentada en la figura 5.5, tomando de referencia el ancho de banda de la respuesta del sistema de control y la frecuencia mínima que la operación de muestreo debe satisfacer, dada por la frecuencia de Nyquist, de esta manera se define la velocidad de muestreo necesaria para la adquisición, la cual considerando la experiencia en la respuesta en estos sistemas se establece en el orden de $20f_c$ siendo $f_c=18\text{mhz}$, se observa dada la magnitud del ancho de banda de la planta bajo control que los transductores y actuadores deberán estar ajustados al mínimo que exige la banda de respuesta de la planta, esto nos da la idea de un bajo costo de estos. Por otra parte en cuanto al procesamiento de la señal digital, debe considerarse fundamentalmente la resolución en la medida del sistema mecánico original, de tal manera que se estiman 16 bit mínimos, para el registro de datos inteligentes. Para la elección de los elementos transductores y actuadores deberá respetarse las características técnicas de la maquina como son presión, caudal, potencia etc.

Para la elección del software se debe considerar la respuesta que este pueda ofrecer en tiempo real en cuanto a la adquisición y procesamiento de la data según sea la exigencia de las aplicaciones del ensayo.

CONCLUSIONES

En el presente trabajo se realizó un estudio minucioso de una prensa universal de ensayo, marca Balwin de la serie Tate Emery, el cual condujo al planteamiento de parámetros de los dispositivos y su configuración final, para implementar un sistema de control automático de la velocidad de deformación y de la velocidad de aplicación de carga sobre los especímenes bajo ensayo.

Con el modelo matemático de la planta se planeó el esquema de automatización que contempla desde los requisitos mínimos en términos de precisión y velocidad de respuesta de los transductores a utilizar, hasta las capacidades que deben tener los elementos de acondicionamiento y de registros de las señales, además de la capacidad para su presentación y almacenaje.

Las normas establecidas para los ensayos, son de gran importancia para operar la prensa hidráulica de manera conveniente y obtener así la información de las características del espécimen en estudio de manera correcta.

El controlador diseñado para la aplicación, se basa en la respuesta dinámica obtenida del modelo matemático formulado y simulado de la prensa hidráulica, este modelo de control permite identificar de manera fiable los cambios de la deformación y la aplicación de carga para un espécimen dado.

Con la realización de la descripción completa del funcionamiento de la prensa, se plantearon las ecuaciones matemáticas que describen el funcionamiento teórico de la máquina. y a su vez, se realizaron pruebas experimentales para observar el funcionamiento bajo diversas condiciones de operación.

Partiendo de la experiencia práctica, se identificaron los parámetros dados en el modelo matemático teórico para validarlo y, mediante la simulación Matlab Simulink se ajustaron empíricamente dos controladores PID para los dos lazos de control. Las consideraciones descritas anteriormente permitieron conseguir la identificación del sistema y su control

Con el estudio teórico del funcionamiento del sistema de medida de la planta, se planteó la función de transferencia de este, esta expresión permite identificar el modelo de estructura básico del mecanismo de medida a implementar en caso de ser necesaria su sustitución, además de definir el tipo de características que debe brindar el sistema de adquisición y el sistema de control.

Del estudio de la sensibilidad en lazo abierto y lazo cerrado de la planta respecto al espécimen se observó que este no influye significativamente en la respuesta dinámica y estática.

RECOMENDACIONES

En vista de la variedad de especímenes que se pueden ser sometidos a pruebas y el comportamiento del sistema en función de este, se recomienda hacer la validación del controlador diseñado mediante una herramienta de software robusta de tal forma que permita identificar y validar el controlador tanto con la planta teórica como la real, en tiempo real (sus parámetros se ajustan a los requerimientos que ofrece la carga), es importante acotar que para determinar esta prueba será necesario implementar un sistema servocontrolado que permita el desarrollo de este ajuste.

La automatización o semi-automatización según el caso de este sistema se puede desarrollar en cualquier tecnología que sea capaz de programar y ejecutar ensayos para ingeniería estructural, mediante un software que permita realizar la adquisición de datos en lazo cerrado, controlar y procesar la información en tiempo real, respetando el ancho de banda obtenido del estudio del sistema hidráulico. Los siguientes dispositivos como DSP, PIC PLC o un Computador permiten cada uno según sus bondades llevar a cabo la automatización del sistema, por lo tanto las condiciones para la elección más idónea estarán definidas específicamente por el número de parámetros que se requiera adquirir y al tipo de proceso que se tenga que aplicar, según estos requerimientos se precisara la velocidad de muestreo necesaria basada en la respuesta en frecuencia de la planta, el tipo de resolución del sistema original y las características técnicas de la B.T.E., de tal manera que los transductores y actuadores a implementar respeten dichas condiciones de trabajo.

La Prensa Universal puede ser automatizada de manera parcial o total siempre y cuando se defina el servo más recomendado ya que la elección del actuador a implementar según los requerimientos deberá ser elegido con sumo cuidado debido a lo delicado que es un sistema hidráulico y la antigüedad del sistema, así que se recomienda respetar celosamente las características del modelo original a la hora de sustituir un actuador mecánico por un servo automatizado, ya que pudiera no responder a las expectativas planteadas.

Para llevar a cabo la automatización completa de la máquina, se deben emplear dos válvulas proporcionales, una para la carga y otra para la descarga, las cuales serán operadas por el sistema de control, en donde la señal positiva del controlador accionará la válvula de carga y para una señal negativa del controlador accionará la válvula de descarga.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.

[01] Enciclopedia Microsoft®- Encarta® 98 © 1993-1997

[02]).Dpto. de Ingeniería de Sistemas y Automática Escuela Superior de Ingenieros (UPV/EHU)

[03] www.es.geocities.com/jeesusmeeerino/rocesos/teoriapid/

[04] ROMERO, José y MORALES, Simón. 1999. Desarrollo e Implementación de un Sistema Flexible de Control de Ensayos para Laboratorios de Ingeniería Estructural. Presentado como Trabajo de Grado. Escuela de Ingeniería Eléctrica, Facultad de Ingeniería, U.C.V.

BIBLIOGRAFIAS

Tesis.

ROMERO, José y MORALES, Simón. 1999. Desarrollo e Implementación de un Sistema Flexible de Control de Ensayos para Laboratorios de Ingeniería Estructural. Presentado como Trabajo de Grado. Escuela de Ingeniería Eléctrica, Facultad de Ingeniería, U.C.V.

Normas.

Ensayo de Tracción por Flexión del Concreto en Vigas. Norma Venezolana Sector Construcción [covenin342-79].

Ensayo de Tracción Indirecta del Concreto en Probetas cilíndricas. Norma Venezolana Sector Construcción [covenin341-79].

Ensayo resistencia a la tracción por deflexión de morteros. Norma Venezolana Sector Construcción [covenin497-1994].

Ensayo para Determinar la Resistencia a la Flexión de Tubos. Norma Venezolana Sector Construcción [covenin448-76].

Método Para Elaboración, Curado Y Ensayo A Compresión De Cilindros De Concreto Norma Venezolana Sector Construcción [covenin338-1994].

Libros.

NAVARRO D., Héctor A. 1995. Instrumentación Electrónica Moderna para ingenieros y científicos. Editorial Innovación Tecnológica. Facultad de Ingeniería., U.C.V.

MANUEL VIEJO ZUBICARAY. Bombas Teoría Diseño y Aplicaciones-Limusa Editorial. Segunda Edición.

A. Creus, cap4, Marcombo editores.

OGATA, Katsuhiko. 1993. Ingeniería de Control Moderna. Segunda Edición. Traducción de la Edición en Inglés. Prentice-Hall Hispanoamericana, S.A.

QUILLET Enciclopedia Autodidáctica Tomo II, Edición 1974. Editorial 1968 Promotora Latinoamericana. S.A

KENNETH McNAUGHTO, Bombas, Selección Uso y Mantenimiento, Edición McGraw-Hill.

ROBERT RESNICK & DAVID HALLIDAY, Física Parte I, Editorial Continental S.A.

Enciclopedia Microsoft®- Encarta® 98 © 1993-1997

A. Creus, Cap. 4, Marcombo Editores

Entrevistas.

Entrevista realizada al Ingeniero Juan Heafeli en la escuela Básica de Ingeniería. U.C.V. febrero 2000

Entrevista realizada al Dr. Jean Pierre Chassande en la escuela de Ingeniería Eléctrica. U.C.V. mayo 2000

Entrevista realizada al Ingeniero Mario Dubois en la escuela de Ingeniería civil. U.C.V. febrero 2000

Entrevista realizada al Ingeniero Valerio Chechelev profesor de Instrumentación en la escuela de Ingeniería Mecánica. U.C.V. noviembre 2004.

Entrevista realizada al Ingeniero Carmen Hernandez profesora de Dinámica de Maquinas en la escuela de Ingeniería Mecánica. U.C.V. noviembre de 2004.

Entrevista realizada al Ingeniero Arturo Gil profesor de instrumentación en la escuela de Ingeniería Mecánica. U.C.V. mayo 2000.

Internet.

www.filtercouncil.org. Filter Manufacturers Council Boletín de Servicio Técnico 96-1

www.fluidpower.net (Application of singular perturbation theory to hydraulic servo drives sistem analysis and control designe)

www.kraus-hydraulics.com. (Bomba de pistón radial)

www.fluidos.cia.edu.com. (modulo de elasticidad)

CiberCrazy5000@yahoo.com.mx (Documento cedido por: **JORGE L. CASTILLO T.**)

www.es.geocities.com/jeeesusmeeerino/procesos/teoriapid/teoriapid2.html - 21k

www.analog.com.

<http://sunaut.uab.es/cat/docencia/22891/Practica3.pdf>

Manuales.

THE MATH WORKS INC., Kermit Sigmon, 1992. Introducción a Matlab, Segunda edición. Department of Mathematics University of Florida.

BALDWIN-TATE-EMERY UNIVERSAL TESTING MACHINE. Instruction Manual.

BALDWIN HYDRAULIC UNIVERSAL TESTING SYSTEMS. Boletín H 3032, Satec Systems; Inc.

SCHMITT Training Hidráulico. Volumen 1 Mannesmann Rexroth GmbH.

NATIONAL INSTRUMENTS. 1999. Measurement and Automation Catalogue. Chapter: Motion Control Tutorial.

