

**REDISEÑO DE SISTEMA DE CONTROL DE HIDROTRANSMISIÓN DEL
LABORATORIO DE SERVO SISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA**

DANIEL FELIPE CEDIEL PINZON

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2016

**REDISEÑO DE SISTEMA DE CONTROL DE HIDROTRANSMISIÓN DEL
LABORATORIO DE SERVO SISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA**

DANIEL FELIPE CEDIEL PINZON

**Trabajo de Grado para optar el título de:
Ingeniero Mecánico**

**Director:
ABEL ANTONIO PARADA CORRALES
Ingeniero Mecánico, MS.c**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2016

DEDICATORIA

A mis padres, a las personas que estuvieron conmigo durante este camino y a los interesados en mi producción intelectual.

Daniel Felipe Cediél Pinzón

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a la escuela de Ingeniería Mecánica y su recurso humano por el apoyo en el desarrollo del presente proyecto.

Al Director, Ingeniero Abel Parada Corrales, por la oportunidad de realizar este trabajo y en el transcurso del mismo por su paciencia, conocimiento, orientación, consejos y apoyo.

A todos y cada uno de los profesores, quienes en el transcurrir de la carrera brindaron los conocimientos necesarios para la formación integral de futuros ingenieros mecánicos.

A mis padres, quienes siempre estuvieron presentes en cada circunstancia a lo largo de mi formación como profesional.

A mis compañeros y amigos, quienes colaboraron en las diversas etapas de desarrollo de este trabajo de grado y en la formación de mi perfil como persona y profesional.

Daniel Felipe Cediél Pinzón

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	18
1. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	20
1.1 OBJETIVO GENERAL	20
1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS	20
2.SINTESIS DEL BANCO	22
2.1 COMPOSICIÓN GLOBAL DEL BANCO	23
2.2 POTENCIA HIDRAULICA Y ACTUADOR DE LA PLACA.....	24
2.2.1 Servovalvula	26
2.2.2 Cilindro Actuador	26
2.3 HIDROTRANSMISIÓN.....	27
2.3.1 Motor Eléctrico	28
2.3.2 Bomba de desplazamiento variable.	28
2.3.3 Motor de desplazamiento constante.	29
2.3.4 Eje principal de la transmisión.	29
2.3.5 Sistema de precarga.....	30
2.3.6 Elementos de Seguridad.....	30
2.4 PERTURBACIÓN	31
2.4.1 Bomba Hidráulica.....	32
2.4.2 Electroválvula y control de presión máxima	33
2.5 SENSORES Y CONTROL	33
2.5.1 Encoder incremental en el eje principal.	34
2.5.2 LVDT en el cilindro actuador.....	34
2.5.3 Tarjeta de adquisición de datos.	35
2.5.4 Controlador.	35
2.5.5 Centro de Conexiones.	35
2.6 OPERACIÓN DEL BANCO	36

3. MODELAMIENTO MATEMÁTICO DEL SISTEMA	37
3.1 GENERALIDADES DE LA INGENIERIA DE CONTROL	37
3.1.1 Transformada de la place.	37
3.1.2 Algebra de bloques.	39
3.2 SISTEMA DE POTENCIA Y ACTUADOR DE LA PLACA.....	41
3.2.1 Servovalvula.	42
3.2.2 Cilindro actuador.....	42
3.3 HIDROTRANSMISIÓN.....	50
3.3.1 Bomba Hidráulica.....	50
3.3.2 Motor hidráulico.	50
3.4 MODELO GLOBAL DEL SISTEMA.....	54
4. DESARROLLO DE LA INTERFAZ.....	56
4.1 ADQUISICIÓN DE DATOS Y CONEXIÓN CON LA SERVOVALVULA.....	58
4.2 VARIEDAD DE OPCIONES DE CONTROL	60
4.3 CONTROLADOR	63
4.4 CALCULO DE PARAMETROS COMPLEMENTARIOS.....	65
4.5 ALMACENAMIENTO EXTERNO DE DATOS.....	65
5. ANALISIS MATEMATICO DE CONTROLADORES	67
5.1 ACCIONES BASICAS DE CONTROL	70
5.1.1 Acción proporcional.....	70
5.1.2 Acción integral.	70
5.1.3 Acción derivativa.....	71
5.1.4 Control proporcional-integral-derivativo	72
5.1.5 Controlador elegido.....	72
5.2 CONTROL PI DE POSICION DE LA PLACA OSCILANTE	72
5.3 CONTROL PI DE VELOCIDAD DE LA HIDROTRANSMISIÓN	75
5.4 CONTROL PI CON FEEDFORWARD DE VELOCIDAD DE LA HIDROTRANSMISIÓN.....	78

6. SINTONIZACIÓN EXPERIMENTAL DE CONTROLADORES.....	81
6.1 SINTONIZACIÓN DEL SUBSISTEMA SERVOVALVULA-ACTUADOR POR ZIEGLER NICHOLS EN LAZO CERRADO.....	81
6.3 SINTONIZACIÓN DE LA HIDROTRANSMISIÓN POR ZIEGLER-NICHOLS EN LAZO ABIERTO.....	83
6.4 AJUSTE FINAL DE CONSTANTES DE LOS CONTROLADORES.....	87
7. PRUEBAS Y ANALISIS DE RESULTADOS.....	88
7.1 PRUEBAS DE CONTROL DE POSICIÓN DE LA PLACA DE LA BOMBA VARIABLE.....	88
7.2 PRUEBAS DE CONTROL DE VELOCIDAD DE LA HIDROTRANSMISIÓN SIN FEEDFORWARD.....	89
7.3 PRUEBAS DE CONTROL DE VELOCIDAD DE LA HIDROTRANSMISIÓN CON FEEDFORWARD.....	92
7.4 ANALISIS DE RESULTADOS.....	95
7.4.1 Respuesta de posición.....	95
7.4.2 Respuesta de velocidad sin feedforward.....	95
7.4.3 Respuesta de velocidad con feedforward.....	96
7.4.4 Comparación entre los dos controladores.....	97
8. CONCLUSIONES.....	99
BIBLIOGRAFIA.....	101
ANEXOS.....	104

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.	Esquema básico de una hidrottransmisión	23
Figura 2.	Circuito hidráulico del subsistema.....	25
Figura 3.	Sistema global de potencia	26
Figura 4.	Servoválvula presente en el banco	26
Figura 5.	Cilindro actuador presente en el banco	27
Figura 6.	Circuito hidráulico correspondiente al subsistema	28
Figura 7.	Conjunto Motor eléctrico - Bomba hidráulica	29
Figura 8.	Motor hidráulico de desplazamiento fijo	29
Figura 9.	Eje principal de la hidrottransmisión	30
Figura 10.	Elementos de seguridad de la hidrottransmisión	31
Figura 11.	Sistema de perturbaciones presente en el banco	32
Figura 12.	Circuito hidráulico de la perturbación	33
Figura 13.	Encoder incremental presente en el banco.....	34
Figura 14.	LVDT presente en el banco	34
Figura 15.	Tarjeta de adquisición de datos presente en el banco.....	35
Figura 16.	Centro de conexiones correspondiente al banco	36
Figura 17.	Representación en diagrama de bloques del ejemplo	39
Figura 18.	Ejemplos de diagramas de bloques básicos	40
Figura 19.	Reglas de reducción de diagramas de bloques.	41
Figura 20.	Volumen de control realizado en la cámara presurizada del cilindro ..	43
Figura 21.	.Diagrama de cuerpo libre del vástago del cilindro	45
Figura 22.	Diagrama de bloques del actuador sin reducir.....	46
Figura 23.	Lugar de las raíces de la función de transferencia del subsistema en lazo cerrado.	48
Figura 24.	Diagrama de bloques equivalente para el subsistema servoválvula y actuador en lazo abierto.....	49

Figura 25. Diagrama de bloques equivalente para el subsistema servoválvula y actuador en lazo cerrado	49
Figura 26. Volumen de control en el motor hidráulico	51
Figura 27. Diagrama de cuerpo libre del eje principal	52
Figura 28. Diagrama de bloques de la hidrotransmisión sin reducción	53
Figura 29. Diagrama de bloques final del sistema.	54
Figura 30. Interfaz desarrollada para el control de posición.....	57
Figura 31. Interfaz desarrollada para el control de velocidad.....	58
Figura 32. Representación gráfica de la configuración "CountEdges"	59
Figura 33. Bloque DAQ assistant y configuración necesaria para el encoder.....	59
Figura 34. Bloque DAQ assistant y configuración necesaria para el encoder.....	60
Figura 35. Bloque DAQ assistant y configuración para salida a la servoválvula..	60
Figura 36. Panel configurado para trabajar velocidad en lazo cerrado con PID clásico.....	61
Figura 37. Controlador de velocidad.	62
Figura 38. Controlador de velocidad en lazo abierto.....	62
Figura 39. Bloque correspondiente para convertir el número de pulsos en velocidad de rotación.	63
Figura 40. Corrección de cero al LVDT	63
Figura 41. Programación correspondiente al controlador de posición.	64
Figura 42. Bloque de fricción implementado.	64
Figura 43. Diagrama de bloques para modelamiento teórico de la respuesta.	65
Figura 44. Cálculo del error.....	65
Figura 45. Bloque encargado de almacenar datos externamente.....	66
Figura 46. Panel de control de la interfaz desarrollada.....	66
Figura 47. Posición de la placa en lazo cerrado con control P unitario	67
Figura 48. Posición de la placa en lazo cerrado con control P de ganancia 3	68
Figura 49. Velocidad de la hidrotransmisión en lazo abierto	68
Figura 50. Velocidad de la hidrotransmisión en lazo cerrado con control P unitario en velocidad.....	69

Figura 51. Bloque correspondiente al control proporcional.	70
Figura 52. Bloque correspondiente al control integral.....	71
Figura 53. Bloque correspondiente al control derivativo.	71
Figura 54. Bloque correspondiente al control PID.....	72
Figura 55. Respuesta teórica del control PI de posición	75
Figura 56. Respuesta teórica del sistema con control PI en velocidad	77
Figura 57. Diagrama de bloques de la hidrottransmisión con feedforward	78
Figura 58. Ángulo de compensación.....	79
Figura 59. Representación gráfica del diseño del compensador	80
Figura 60. Respuesta teórica del PI con feedforward.	80
Figura 61. Diagrama de bloques del método de oscilaciones sostenidas y respuesta temporal esperada.	82
Figura 62. Diagrama de bloques del método de curva de reacción y respuesta temporal esperada.	84
Figura 63. Curva de reacción de la hidrottransmisión.....	85
Figura 64. Posición con controlador diseñado por método de Ziegler-Nichols en lazo cerrado.	86
Figura 65. Velocidad con controlador diseñado por método de Ziegler-Nichols en lazo abierto.	86
Figura 66. Respuesta de posición a dos valores de referencia con controlador ajustado.	88
Figura 67. Respuesta de velocidad a dos valores de referencia con controlador ajustado.	89
Figura 68. Respuesta a perturbación a 300 [RPM] con controlador PI ajustado..	91
Figura 69. Respuesta a perturbación a 500 [RPM] con controlador PI ajustado..	91
Figura 70. Respuesta a perturbaciones a 300 [RPM] con controlador PI con feedforward.....	94
Figura 71. Respuesta a perturbaciones a 500 [RPM] con controlador PI con feedforward.....	94
Figura 72. Perturbación en venteo.....	111

Figura 73. Perturbación en nivel intermedio de presión.....	112
Figura 74. Perturbación en nivel alto de presión.....	113
Figura 75. Plano eléctrico de la fuente de alimentación de los periféricos del sistema.....	117
Figura 76. Plano esquemático de la fuente de alimentación de los sensores y salida hacia la servoválvula	117
Figura 77. Plano eléctrico de la tarjeta de conexión del encoder con la DAQ.....	118
Figura 78. Plano esquemático de la tarjeta de conexión del encoder y la DAQ...	118
Figura 79. Manual del usuario – control de posición. Página 1.....	122
Figura 80. Manual del usuario – control de posición. Página 2.....	123
Figura 81. Manual del usuario – control de velocidad. Página 1.....	124
Figura 82. Manual del usuario – control de velocidad. Página 2.....	125

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.	Parámetros de respuesta previos.....	20
Tabla 2.	Reglas de transformación necesarias.....	38
Tabla 3.	Parámetros de diseño del control de posición	73
Tabla 4.	Parámetros de diseño del controlador de velocidad.....	75
Tabla 5.	Regla de sintonización de Ziegler-Nichols basada en la ganancia crítica Kcr y periodo crítico Pcr	82
Tabla 6.	Parámetros de diseño del controlador de posición experimental.	82
Tabla 7.	Constantes del controlador de posición diseñado por metodo de Ziegler- Nichols en lazo cerrado.....	83
Tabla 8.	Regla de sintonización de Ziegler-Nichols basada en la respuesta escalón de la planta.	84
Tabla 9.	Parámetros de diseño del controlador de velocidad experimental.	85
Tabla 10.	Constantes del controlador de velocidad diseñado por método de Ziegler-Nichols en lazo abierto.....	85
Tabla 11.	Constantes de controladores analíticos.	87
Tabla 12.	Constantes de controladores ajustadas experimentalmente.....	87
Tabla 13.	Comparación de parámetros del control de posición	89
Tabla 14.	Comparación de los parámetros de respuesta transitoria para el control PI.....	90
Tabla 15.	Comparación de parámetros de respuesta a perturbación con controlador PI.....	92
Tabla 16.	Comparación de los parámetros de respuesta transitoria para el control PI con feedforward.	93
Tabla 17.	Comparación de parámetros de respuesta a perturbación con controlador PI.....	95
Tabla 18.	Comparación de parámetros entre los dos controladores implementados.....	97

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. SERVOVALVULA	104
Anexo B. BOMBA VARIABLE.....	107
Anexo C. MOTOR FIJO	109
Anexo D. NIVELES DE PRESIÓN EN LA PERTURBACIÓN.....	111
Anexo E. ENCODER.....	114
Anexo F. LVDT	115
Anexo G. TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	116
Anexo H. PLANOS ELÉCTRICOS Y ESQUEMÁTICOS	117
Anexo I. OPERACIÓN DEL BANCO Y MANUAL DEL USUARIO.....	119

RESUMEN

TITULO: REDISEÑO DE SISTEMA DE CONTROL DE HIDROTRASMISION DEL LABORATORIO DE SERVO SISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA.*

AUTOR: DANIEL FELIPE CEDIEL PINZON.**

PALABRAS CLAVES: Hidrotransmisión, control PID, feedforward, LabVIEW, servoválvula, posición, velocidad.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto de grado es el rediseño del sistema de control de velocidad de la hidrotransmisión presente en el laboratorio de potencia fluida. Comprende desde el modelamiento matemático, diseño teórico de controladores, desarrollo de una nueva interfaz gráfica y sintonización experimental del sistema de control.

El principal motivo para realizar este trabajo fue la necesidad de mejorar las características de respuesta del sistema utilizando técnicas de control clásico (PID) y de adelanto de señal (feedforward) ya que el controlador previo no respondía de manera correcta a diferentes velocidades de referencia ni a perturbaciones.

Tiene como fin principal brindar a los estudiantes una herramienta didáctica, funcional, sencilla y acertada para realizar control sobre una máquina similar a las encontradas en la industria y en la que se pueda ver reflejada la teoría aprendida en materias como ingeniería de control, potencia fluida o servosistemas de potencia fluida para así complementar lo aprendido en todas ellas y mejorar la experiencia de los estudiantes dentro de las prácticas de laboratorio.

Para el desarrollo del proyecto se usó el software LabVIEW y productos de National Instrument, como la tarjeta de adquisición de datos, para generar el control sobre los elementos presentes en el banco; complementado de modelos matemáticos desarrollados con el fin de simular el sistema y lograr obtener un resultado confiable.

* Trabajo de Grado.

**Facultad de Ingeniería Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Abel Parada.

ABSTRACT

TITLE: REDESIGN OF THE HYDROSTATIC TRANSMISSION CONTROL SYSTEM OF THE FLUID POWER SERVOSYSTEMS LABORATORY.*

AUTHORS: DANIEL FELIPE CEDIEL PINZON.**

KEY WORDS: hydrostatic transmission, PID control, feedforward, LabVIEW, servo valve, position, speed.

DESCRIPTION:

The objective of this bachelor thesis is the redesign of the speed control system of the hydrostatic transmission present in the fluid power laboratory. It comprehend the mathematic modeling, theoretical design of controllers, new graphic interface development and experimental sintonization of the control system.

The main reason to do this thesis was the need to improve the response characteristics of the system using classic control techniques (PID) and feedforward because the previous controller did not respond in the right way to different reference speeds nor perturbations.

It has as main purpose offer to the students a didactic tool, functional, simple and acurated for make control to a similar machine to that found in the industry and where they can see reflected the theory learned in subjects as control engineering, fluid power or fluid power servosystems to complement what they learned in all of them and improve the experience of the students in the lab practices.

For the development of this thesis it was used LabVIEW software and National Instrument products, like the data acquisition card, to generate the control over present elements in the hydrostatic transmtion; complemented of mathematical models developed with the purpose of simulate the system and reach a reliable result.

* Bachelor thesis.

**Physic-mechanical Engineering Faculty. Mechanical Engineering School. Director M. Sc. Abel Parada.

INTRODUCCIÓN

La hidrotransmisión del laboratorio de servosistemas de potencia fluida cuenta con un controlador que buscaba eliminar el controlador análogo previo y volverse una herramienta didáctica donde se pudiera manipular a voluntad del estudiante el controlador y observar las variaciones en la respuesta del sistema. Sin embargo, el controlador cuenta con ciertas falencias en la operación pues la sintonización de este no funciona para un amplio rango de velocidades y sus parámetros de operación no son los deseados. De modo que la necesidad de rediseñar el controlador es primordial para mejorar la práctica de velocidad del laboratorio.

Para poder solucionar el comportamiento del sistema y mejorar la relación planta-estudiante, se requiere desarrollar una nueva interfaz que contenga dos estrategias de control: PID clásico y PID con FEEDFORWARD. El controlador se desarrolla en LabVIEW, software en el que se encontraba programada la interfaz anterior, con ayuda de la herramienta CONTROL, DESIGN AND SIMULATION.

El nuevo controlador requiere introducir un modelo matemático correspondiente del sistema a controlar. El desarrollo del modelo se hace en funciones de transferencia mediante transformaciones de Laplace de las ecuaciones características de los equipos. Las funciones de transferencia correspondientes se usaron en el diseño matemático de los controladores implementados, tanto el PID como el FEEDFORWARD.

El controlador desarrollado aprovecha el montaje ya presente de sensores en el banco (LVDT y encoder) y de control de la servoválvula mediante el uso de una tarjeta de adquisición de datos NI DAQ-6212 como vínculo entre el control digital y la planta.

También, aprovecha el sistema de perturbaciones visualizar la respuesta de la planta con los diferentes controladores cuando se aplican cargas externas que simulan situaciones de operación reales de equipos industriales.

En los primeros capítulos se busca describir los equipos contenidos en el sistema y obtener un modelo matemático correspondiente que posteriormente, en los siguientes capítulos, será usado para desarrollar los dos controladores previamente mencionados. Previo al diseño, se dedica un capítulo a explicar la interfaz desarrollada en el proyecto, sus diferentes componentes y las diferentes opciones de configuración programadas. Luego, se realiza una sintonización experimental y los respectivos ajustes a los controladores diseñados para finalmente realizar las pruebas necesarias y poder comparar las respuestas con los controladores previos.

1. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.1 OBJETIVO GENERAL

Cumplir con la misión de la Universidad Industrial de Santander como propósito en la generación, divulgación y adecuación de conocimientos al rediseñar el sistema de control para la hidrotensión del laboratorio de potencia fluida, implementando los conocimientos adquiridos durante la formación como futuro profesional.

1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Diseñar y programar el algoritmo de control para la práctica de control de velocidad de la hidrotensión basado en técnicas de control clásico (control PID) y técnicas de control avanzado como adelanto de señal (feedforward) con el fin de mejorar un 10% los parámetros de respuesta obtenidos con el controlador actual. El control de velocidad se realizará con una señal de control tipo escalón con magnitud de 500 RPM. El diseño del controlador PID se realizará con métodos analíticos (asignación de raíces) y experimentales (Ziegler – Nichols en lazo cerrado). El diseño del controlador PID con feedforward se realizará con métodos analíticos (asignación de raíces) y el compensador por el método basado en el estado estacionario.

Tabla 1. Parámetros de respuesta previos

Tiempo de retardo	1.8 [s]
Tiempo de levantamiento	3.25 [s]
Tiempo pico	3.5 [s]
Sobrepaso máximo en % y en rpm	3.23% ; 621 [rpm]
Tiempo de asentamiento	13.25 [s]
Respuesta del sistema a perturbación alta	2.7 [s]

Fuente: Implementación de un sistema de control y medición en la transmisión hidrostática del laboratorio de control automático.

- Desarrollar una nueva interfaz para control de velocidad angular de la hidrottransmisión para dicha práctica que permita monitorear y almacenar los valores censados. La interfaz contará con opción de modificar la señal de referencia (tipo escalón de magnitud predeterminada a 500 RPM), constantes proporcional, integral y derivativa de los controladores (PID y PID con feedforward) además de mostrar la velocidad medida en el eje principal y el valor del error absoluto y el set-point. Para complementar, se incluirá la representación gráfica de la variable controlada y punto de referencia.
- Diseñar y programar el algoritmo de control para la práctica de control de posición de la placa oscilante de la bomba de la hidrottransmisión basado en técnicas de control clásico (control PID) con el fin de complementar la práctica de control de posición. El control de posición se realizará con una señal de control tipo escalón con magnitud de 10° . El diseño del controlador PID se realizará con métodos analíticos (asignación de raíces) y experimentales (Ziegler – Nichols en lazo cerrado).
- Desarrollar una interfaz únicamente para control de posición angular de la placa oscilante de la bomba de la hidrottransmisión para complementar la práctica de control de posición con servovalvulas. Dicha interfaz permitirá monitorear y almacenar los valores censados con el sensor de posición (LVDT). La interfaz también contará con opción de modificar la señal de referencia (tipo escalón de magnitud predeterminada a 10°), constantes proporcional, integral y derivativa de los controladores (PID) además de mostrar la velocidad medida en el eje principal y el valor del error absoluto y el set-point. Para complementar, se incluirá la representación gráfica de la variable controlada y punto de referencia.

2.SINTESIS DEL BANCO

El laboratorio de servosistemas de potencia fluida de la escuela de ingeniería mecánica cuenta con una hidrotransmisión para realizar prácticas tanto en potencia fluida como en la materia en cuestión. El sistema básicamente es la combinación de una bomba y un motor hidráulico destinada al movimiento del segundo por medio del caudal proporcionado por el primero, complementado por elementos necesarios para el funcionamiento del conjunto.

Dicha combinación puede tener variaciones en el esquema de funcionamiento ya que las hidrotransmisiones se presentan en diferentes configuraciones. Existen sistemas abiertos o cerrados, bombas y motores fijos o variables.

La diferencia entre un sistema abierto o cerrado se encuentra en la conexión de la vía de salida del motor y la entrada de la bomba. Mientras que en uno abierto la entrada de la bomba toma aceite de un depósito y el motor entrega el caudal al mismo depósito; un sistema cerrado tiene la entrada de la bomba y la salida del motor conectados entre sí. La hidrotransmisión presente en el laboratorio es de circuito cerrado.

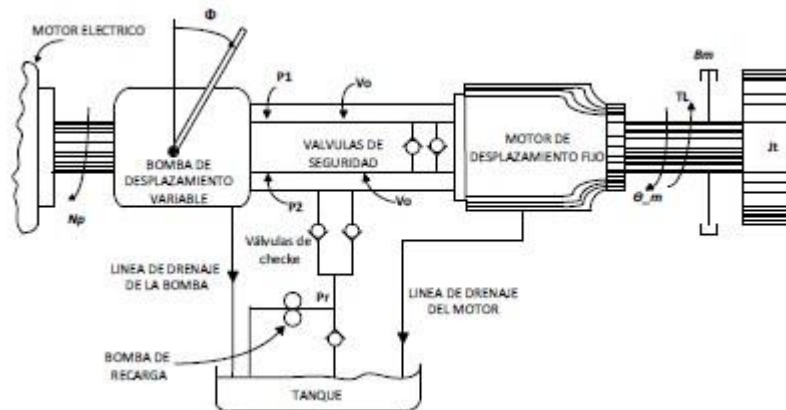
El sistema cerrado también tiene un depósito de menor tamaño donde acumula el aceite que se drena del motor y la bomba y debe ser restituido en la línea de succión de la bomba por medio de una bomba de precarga que a su vez mantiene una presión mínima en dicha línea para evitar la cavitación en la entrada a la bomba.

Los motores y bombas hidráulicas pueden ser fijas o variables. Una bomba fija entrega un caudal constante por revolución mientras que una variable puede variar el caudal impulsado desplazando una placa oscilante. De manera similar, los motores fijos generan un torque constante y los motores variables pueden variar el

torque entregado variando la posición de la placa. La hidrotransmisión del laboratorio posee una bomba variable y un motor fijo.

En la siguiente figura se encuentra un esquema de la hidrotransmisión presente en el laboratorio.

Figura 1. Esquema básico de una hidrotransmisión



Fuente: Tomado y editado de Herbert, E. Merrit. Hydraulic control systems.

En la figura se puede identificar elementos principales dentro del sistema como el motor de desplazamiento fijo, la bomba de desplazamiento variable, la conexión entre motor y bomba, el depósito o tanque y la bomba de precarga. Sin embargo, el sistema global comprende una mayor cantidad de elementos, los cuales se pueden clasificar en cuatro diferentes:

2.1 COMPOSICIÓN GLOBAL DEL BANCO

Es importante identificar los diferentes sistemas dentro del banco para facilitar su comprensión y posterior modelamiento matemático. Se tiene, entonces, el conjunto principal que es la transmisión hidráulica. Para poder controlar la posición de la placa oscilante se requiere un sistema complementario que incluye un sistema de potencia y un actuador. Para simular las cargas externas de una implementación industrial se utiliza una bomba secundaria para crear dicha perturbación.

Finalmente, para medir las variables necesarias (la velocidad de rotación de la transmisión y posición del cilindro) y realizar el respectivo control de la servoválvula se usan dos sensores (encoder incremental y LVDT), un computador, una tarjeta de adquisición de datos y un sistema electrónico complementario.

El banco cuenta con un sistema de potencia hidráulica destinado a entregar el caudal a la servoválvula que a su vez se encarga de desplazar el cilindro acoplado a la placa de la bomba. Se puede, entonces, identificar diversos elementos importantes dentro de este subsistema: sistema global de potencia, servoválvula y cilindro.

De modo que se puede dividir el sistema global en los siguientes cuatro subsistemas:

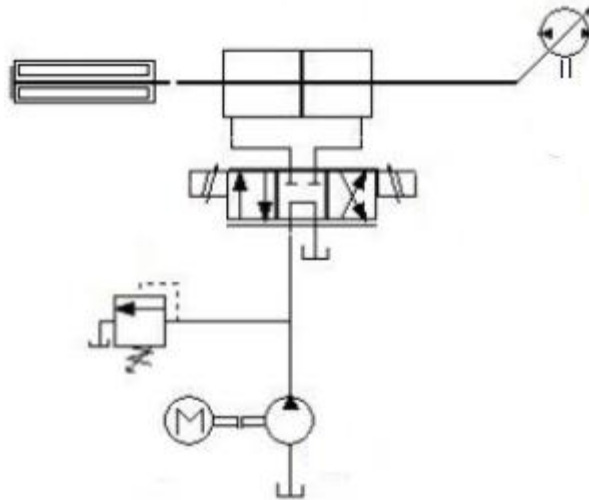
- Potencia hidráulica y actuador de la placa
- Hidrotransmisión
- Perturbación
- Sensores y control

2.2 POTENCIA HIDRAULICA Y ACTUADOR DE LA PLACA

El banco cuenta con un sistema de potencia hidráulica destinado a entregar el caudal a la servoválvula que a su vez se encarga de desplazar el cilindro acoplado a la placa de la bomba. Se puede, entonces, identificar diversos elementos importantes dentro de este subsistema: sistema global de potencia, servoválvula y cilindro.

El circuito hidráulico correspondiente a esta parte del sistema se encuentra en la siguiente figura.

Figura 2. Circuito hidráulico del subsistema



Fuente: Implementación de un sistema de control y medición en la transmisión hidrostática del laboratorio de control automático.

Consta de una bomba hidráulica fija accionada por un motor eléctrico. La presión del sistema está comandada por una válvula proporcional reguladora y se encarga de mantener dicho valor a un máximo de 1000 [PSI] y una válvula de seguridad.

Se utiliza una bomba de paletas Vickers V10 1P2P, un motor eléctrico de 1740 [RPM] y 6.6 [HP], con válvula proporcional Vickers KCG-3-250D comandada por una unidad de control electrónico manual, un intercambiador de calor diseñado para 40 [HP] y la torre de enfriamiento. Esta disposición del sistema nos permite entregarle a la servoválvula un caudal de 5 [GPM] a 1000 [PSI].

Figura 3. Sistema global de potencia



Fuente: Autor

2.2.1 Servovalvula. En el banco se encuentra una servoválvula Moog 62. Para mayor información sobre este componente, ver anexo A.

Figura 4. Servoválvula presente en el banco

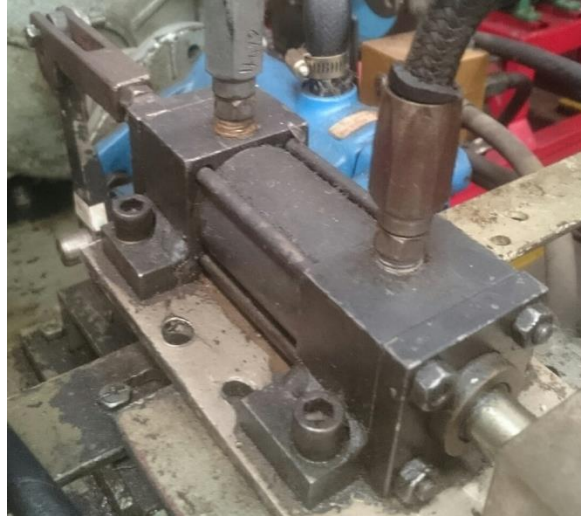


Fuente: Moog

2.2.2 Cilindro Actuador. Al tener controlada ya la servoválvula, se requiere de un elemento que transforme la energía hidráulica en energía mecánica, la cual se presenta en este caso como el desplazamiento de la placa de la bomba variable de

la hidrotransmisión. El elemento indicado para realizar dicha tarea es un cilindro actuador doble efecto.

Figura 5. Cilindro actuador presente en el banco



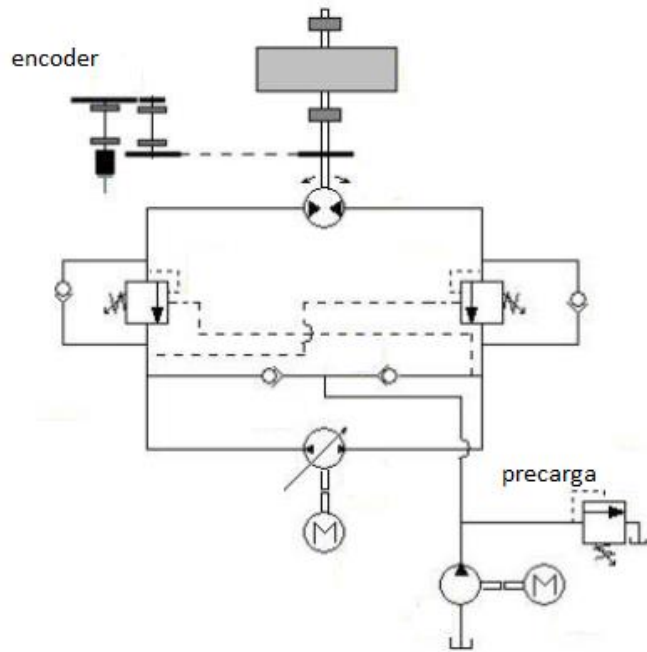
Fuente: autor

2.3 HIDROTRANSMISIÓN

Corresponde al subsistema principal, pues es este el que se busca controlar. Como se había mencionado anteriormente, la hidrotransmisión presente es de lazo cerrado, con motor fijo y bomba variable. Según los dos elementos finales, esta configuración nos permite trabajar con velocidad variable y un torque constante.

También se mencionó la presencia de elementos complementarios como válvulas de seguridad y una línea de restitución de fluido. De modo que en este subsistema está constituido por los siguientes elementos: motor eléctrico, bomba hidráulica de desplazamiento variable, motor hidráulico de desplazamiento constante, eje principal de la transmisión, sistema de precarga y finalmente elementos de seguridad. En la siguiente imagen se encuentra el sistema hidráulico correspondiente al subsistema.

Figura 6. Circuito hidráulico correspondiente al subsistema

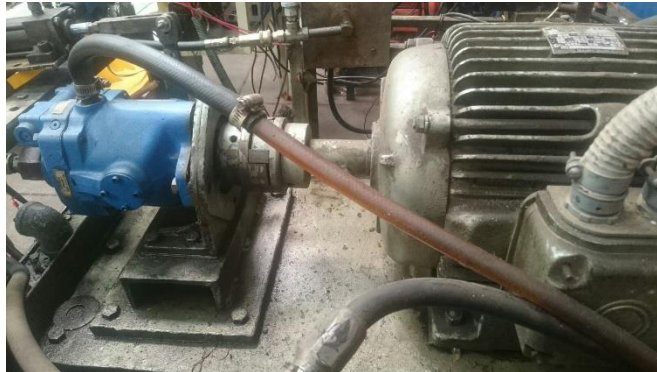


Fuente: Tomado y editado de Control automático de una transmisión hidrostática a velocidad constante.

2.3.1 Motor Eléctrico. El motor eléctrico se encuentra acoplado directamente a la bomba hidráulica y es el encargado del movimiento de esta. Tiene su botón de encendido independiente y una seguridad adicional ya que no arranca si no está encendida la bomba de precarga. La velocidad nominal del motor es de 1800 [RPM] y su potencia nominal es 18 [HP].

2.3.2 Bomba de desplazamiento variable. La bomba presente en el sistema es VICKERS PVB15. Para mayor información sobre este componente, ver anexo B.

Figura 7. Conjunto Motor eléctrico - Bomba hidráulica



Fuente: autor

2.3.3 Motor de desplazamiento constante. El motor presente en el sistema es EATON serie 25M. Para mayor información sobre este componente, ver anexo C.

Figura 8. Motor hidráulico de desplazamiento fijo



Fuente: autor

2.3.4 Eje principal de la transmisión. El eje principal de la transmisión se encuentra acoplado directamente al motor hidráulico y corresponde a la principal carga para este. Físicamente consta de su correspondiente acople, apoyos, dos ruedas dentadas (donde se unen por cadenas un sensor y una carga

correspondiente a la perturbación) y el volante de inercia. Principalmente es una carga resistiva(o inercial) aunque también existe cierta fricción en los apoyos.

Figura 9. Eje principal de la hidrottransmisión



Fuente: autor

2.3.5 Sistema de precarga. El sistema de precarga es de vital importancia dentro de las hidrottransmisiones de circuito cerrado pues es el encargado de restituir la cantidad de fluido perdido en los drenajes y evitar que la bomba perciba el vacío que haría presentar el fenómeno de cavitación en esta. Está compuesto por un motor eléctrico y una bomba hidráulica de menor tamaño que los principales pues los requerimientos de presión y caudal son menores que los nominales de los otros elementos.

Dentro del circuito hidráulico global se encuentra la línea de restitución y precarga como se puede observar en la figura 6.

2.3.6 Elementos de Seguridad. Finalmente se encuentran elementos de seguridad, como válvula de seguridad y cheques en las líneas de conexión entre motor y bomba. La válvula de seguridad tiene la función de proteger los elementos de sobrecargas ya que una presión muy alta corresponde a un torque en el motor mayor y una potencia consumida en el motor eléctrico superior; salir del rango óptimo de estos elementos puede generar problemas de operación o en los

componentes. Los cheques entre las líneas corresponden a una disposición de la línea de restitución que permite funcionar en ambos sentidos de rotación (alternando líneas de succión y descarga entre sí). Sin embargo, en este sistema se restringe el rango de funcionamiento del motor variable y solo gira en un sentido. La presión máxima a la que está tarada la válvula es 2000 [PSI].

Figura 10. Elementos de seguridad de la hidrotransmisión



Fuente: autor

2.4 PERTURBACIÓN

Con el fin de simular cargas de tipo resistivo dentro del sistema de la hidrotransmisión, se encuentra acoplado mediante una cadena al final del eje principal un segundo eje con una bomba hidráulica variable perteneciente a un circuito hidráulico secundario que simula un torque negativo al sentido de rotación de la hidrotransmisión. Dentro de este circuito se encuentra, como ya se mencionó, una bomba hidráulica variable; también se encuentra un respectivo depósito de aceite, dos válvulas reguladoras de presión (una pilotada y otra de acción directa),

una electroválvula direccional de 3 posiciones con 4 vías y un sistema de refrigeración. El sistema hidráulico correspondiente a la perturbación se encuentra en la siguiente figura.

Figura 11. Sistema de perturbaciones presente en el banco

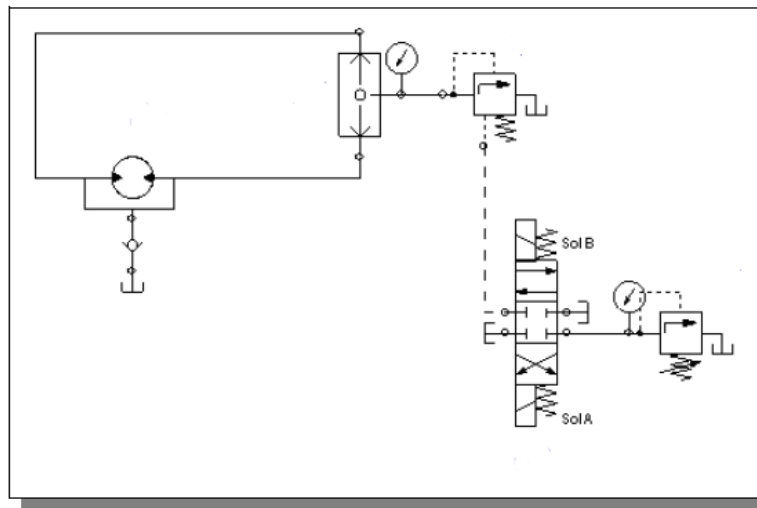


Fuente: autor

2.4.1 Bomba Hidráulica. La bomba presente en este subsistema es de pistones de desplazamiento variable, su placa oscilante es comandada manualmente por una manivela. Su referencia es VICKERS PVB15.

2.4.2 Electroválvula y control de presión máxima. El circuito hidráulico del control de presión máxima está compuesto por tres válvulas principalmente: Electroválvula direccional, Válvula reguladora de presión de acción directa y válvula reguladora de presión con pilotaje externo. Las tres posiciones de la electroválvula corresponde a tres niveles de presión diferentes (Alta, media y venteo). La siguiente figura ilustra las conexiones entre los diferentes elementos anteriormente mencionados.

Figura 12. Circuito hidráulico de la perturbación



Fuente: Manual de oleohidráulica industrial

Para más información sobre el funcionamiento de este circuito, ver anexo D.

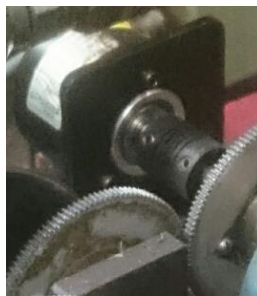
2.5 SENSORES Y CONTROL

Teniendo ya los tres primeros subsistemas descritos y funcionando, es imprescindible conocer los elementos constitutivos de este último subsistema. Hay tres tareas principales e interconectar estas requiere de un cuarto elemento integrador. Estos cuatro elementos son: Medición de la velocidad de rotación del eje principal por medio de un encoder incremental, Medición de la posición del cilindro

actuador mediante un LVDT, señal de control de la servoválvula entregada por la tarjeta de adquisición de datos (la cual cumple con otras labores complementarias) y finalmente un controlador (dentro de un software) junto con la tarjeta anteriormente mencionada son los encargados de toda la parte de control y conexión entre las señales adquiridas y entregadas. También hay elementos electrónicos y eléctricos como fuente de 12 [V], interruptores, filtros de señales, entre otros, que cumplen funciones complementarias a las tareas principales descritas antes.

2.5.1 Encoder incremental en el eje principal. El encoder presente en la hidrotransmisión es Autonics serie E50S de 2500 [Pulsos/Rev]. Para mayor información sobre este componente, ver anexo E.

Figura 13. Encoder incremental presente en el banco



Fuente: autor

2.5.2 LVDT en el cilindro actuador. El LVDT presente en el sistema es TransTek serie 240. Para mayor información sobre este componente, ver anexo F.

Figura 14. LVDT presente en el banco



Fuente: autor

2.5.3 Tarjeta de adquisición de datos. La recepción de las dos señales anteriormente medidas se hace a través de una tarjeta de adquisición de datos, la cual permite procesar una señal correspondiente para cada sensor (voltaje en el LVDT y número de pulsos en el encoder), obteniendo así un valor digital de las variables reales y utilizar estos dentro de un software (Interfaz gráfica en LabVIEW) para hacer control sobre el sistema, específicamente sobre la señal que se le envía a la servoválvula.

La tarjeta de adquisición de datos presente es una NI USB-6212. Para mayor información sobre este componente, ver anexo G.

Figura 15. Tarjeta de adquisición de datos presente en el banco.



Fuente: National Instruments

2.5.4 Controlador. Finalmente, el bloque de conexión entre señales de entrada y señal de salida es el controlador desarrollado. Se trabaja con una interfaz gráfica (VI por sus siglas en inglés) en LabVIEW, donde se realiza el procesamiento de señales medidas, el cálculo del controlador, se grafican las variables y se entrega la señal requerida por la servoválvula. Profundizar en este elemento es una labor que se realizara en una unidad posterior.

2.5.5 Centro de Conexiones. Para simplificar las conexiones entre señales y tarjeta de adquisición de datos, el banco cuenta con una caja que cumple la función de proteger los elementos electrónicos y simplificar las conexiones. Dentro de esta

se encuentra una fuente de 12 [V], circuito de potencia de la servoválvula, tarjeta electrónica de conexión entre encoder y DAQ, la tarjeta de adquisición y las conexiones entre todos estos elementos.

En el exterior se encuentran: interruptor para la señal de posición enviada a la tarjeta (posición de placa o posición de cilindros de otro banco), interruptor para accionar las perturbaciones, interruptor de encendido, puertos de conexión de la servoválvula, puerto de conexión del LVDT y puerto de conexión del encoder. También cuenta con salidas de corriente alterna (110 [V]) y una seguridad eléctrica.

Figura 16. Centro de conexiones correspondiente al banco



Fuente: autor.

2.6 OPERACIÓN DEL BANCO

Para profundizar en la operación del banco, se recomienda dirigirse al anexo H.

3. MODELAMIENTO MATEMÁTICO DEL SISTEMA

Para poder diseñar un controlador por método analítico es necesario antes obtener un modelo matemático acertado del sistema que se busca controlar. Por medio de la transformada de Laplace, principal herramienta de la ingeniería de control, se planteará a continuación un modelo matemático correspondiente que se comparará con las respuestas del sistema.

De manera preliminar, es indispensable comprender ciertos aspectos de la ingeniería de control y de la transformada de Laplace: las reglas de transformación y algebra de bloques. El modelo matemático del controlador hace parte del siguiente capítulo.

3.1 GENERALIDADES DE LA INGENIERIA DE CONTROL

3.1.1 Transformada de la place. Esta transformada es un tipo de transformación integral frecuentemente usado en resolución de ecuaciones diferenciales lineales. Desarrollada por Pierre-Simon Laplace en el siglo XVII, se presenta por definición como:

$$F(s) = \mathcal{L}\{f(t)\} = \int_0^{\infty} e^{-st} * f(t) * dt$$

La obtención de la función transformada ($F(s)$) se puede realizar por método analítico desarrollando la integral reemplazando la función en dominio de tiempo ($f(t)$). Sin embargo, existen ciertas reglas de transformación útiles para obtener la transformada sin desarrollar la integral. Dentro de todas las reglas, las que se van a usar principalmente para desarrollar el modelo matemático son:

Tabla 2. Reglas de transformación necesarias

$\mathcal{L}[Af(t)] = AF(s)$
$\mathcal{L}[f_1(t) \pm f_2(t)] = F_1(s) \pm F_2(s)$
$\mathcal{L}_{\pm} \left[\frac{d}{dt} f(t) \right] = sF(s) - f(0_{\pm})$
$\mathcal{L}_{\pm} \left[\frac{d^2}{dt^2} f(t) \right] = s^2F(s) - sf(0_{\pm}) - \dot{f}(0_{\pm})$
$\mathcal{L}_{\pm} \left[\frac{d^n}{dt^n} f(t) \right] = s^n F(s) - \sum_{k=1}^n s^{n-k} f^{(k-1)}(0_{\pm})$ <p style="text-align: center;">donde $f^{(k-1)}(t) = \frac{d^{k-1}}{dt^{k-1}} f(t)$</p>

Fuente: OGATA

Por ejemplo, se tiene la siguiente ecuación diferencial y se busca transformarla al dominio de frecuencia por medio de Laplace.

$$\ddot{y} + y = x$$

Aplicando las reglas anteriormente mencionadas se obtiene:

$$[s^2Y(s) - sy(0) - y(0)] + Y(s) = X(s)$$

En ingeniería de control, la importancia de la transformada de Laplace recae en la capacidad de obtener una función de transferencia entre una variable de salida y una variable de entrada. Esta representa el cociente entre ellas respectivamente, de modo que conocer la salida se puede hacer mediante el producto de la entrada y la función de transferencia.

$$G(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} \Rightarrow Y(s) = G(s) * X(s)$$

Algo importante respecto a la función de transferencia y los modelos matemáticos es que consideran todos los valores iniciales con un valor de 0. Si, por ejemplo, se

busca la función de transferencia de la ecuación diferencial anterior se deben descartar dos términos:

$$s^2Y(s)+Y(s) = X(s)$$

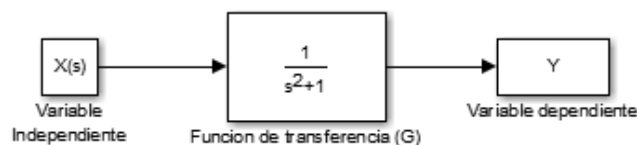
$$Y(s)[s^2 + 1] = X(s) \Rightarrow G(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{1}{s^2 + 1}$$

3.1.2 Algebra de bloques. Dentro de la ingeniería de control se plantea el modelamiento de sistemas reales mediante funciones de transferencia. Una forma de representar dichos sistemas es gráficamente mediante diagramas de bloques.

Un diagrama de bloques de un sistema es una representación gráfica de las funciones que lleva a cabo cada componente y el flujo de señales. Tales diagramas muestran las relaciones existentes entre los diversos componentes. A diferencia de una representación matemática puramente abstracta, un diagrama de bloques tiene la ventaja de indicar de forma más realista el flujo de las señales del sistema real. Cada bloque corresponde a una función de transferencia y su implementación facilita la obtención de modelos más completos ya que mediante una serie de reglas algebraicas se pueden simplificar los sistemas más complicados en una sola función de transferencia (considerando sistemas de una entrada y una salida)

Por ejemplo, la representación en diagrama de bloques de la anterior ecuación diferencial se encuentra en la siguiente figura

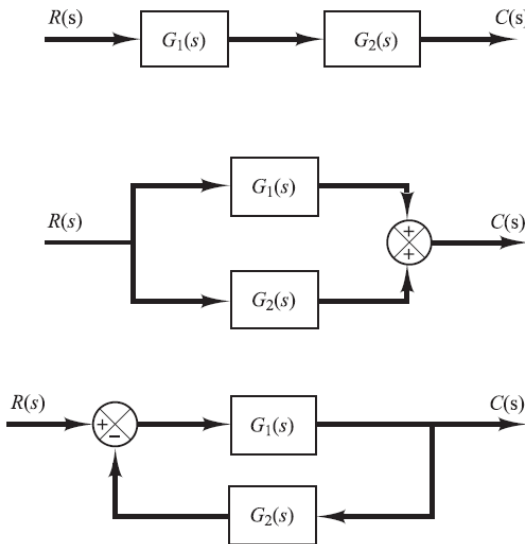
Figura 17. Representación en diagrama de bloques del ejemplo



Fuente: autor

Para diagramas más complejos, hay que identificar tres tipos básicos: sistemas en cascada, sistemas en paralelo y sistemas retroalimentados. La siguiente figura muestra un ejemplo de cada uno respectivamente

Figura 18. Ejemplos de diagramas de bloques básicos



Fuente: Ogata

Con estos tres tipos, hay tres reglas para simplificar el modelo.

- En cascada, la función de transferencia general corresponde al producto de las funciones de transferencia. Es decir:

$$G(s) = G_1(s) * G_2(s)$$

- En paralelo, la función de transferencia general corresponde a la suma algebraica de las funciones de transferencia. Es decir:

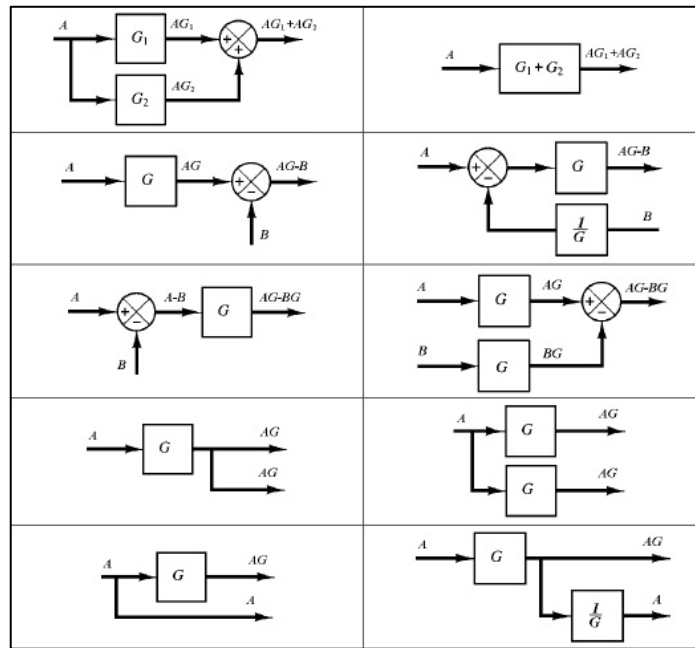
$$G(s) = G_1(s) + G_2(s)$$

- En sistemas retroalimentados, la función de transferencia general es un poco más compleja que en los casos anteriores. La fórmula es obtenida planteando tres ecuaciones (una en el punto de suma y dos en cada bloque) y solucionándola en función de la entrada y la salida. Es importante tener en cuenta el signo de la retroalimentación, ya que el signo de la fórmula es contrario a este.

$$G(s) = \frac{G_1(s)}{1 + G_1(s) * G_2(s)} \text{ si la retroalimentacion es negativa}$$

Finalmente, las últimas reglas son las que se aplican para simplificar los sistemas de mayor complejidad y corresponden a reglas utilizadas para desplazar bloques o puntos de suma en bifurcaciones o puntos de suma (para el caso de los bloques). Estas reglas se encuentran ilustradas en la siguiente figura.

Figura 19. Reglas de reducción de diagramas de bloques.



Fuente: OGATA

3.2 SISTEMA DE POTENCIA Y ACTUADOR DE LA PLACA

Los dos elementos principales de este sistema son la servoválvula y el cilindro actuador. Cada uno es descrito por un diagrama de bloques particula.

3.2.1 Servovalvula. Existen tres formas de modelar este elemento recomendando por el fabricante: como una ganancia, como un sistema de primer orden o como un sistema de segundo orden. Entre mayor sea el orden del modelo, mayor es su aproximación al comportamiento pero el mayor número de polos puede complicar el sistema. El fabricante también indica que un modelo acertado para una servoválvula funcionando por debajo de 50 ciclos por segundo es el de primer orden. Dicho modelo requiere de una ganancia (K_v) y un tiempo de respuesta (τ)

$$G_{sv} = \frac{K_{sv}}{\tau_{sv} * s + 1}$$

El valor de K depende de la señal de entrada y la de salida. Es decir, el voltaje proveniente de la tarjeta de adquisición de datos (el cual se encuentra en un rango de 0 a 10 [V]) y el caudal entregado en el puerto de salida (máximo de 5[GPM]). Al ser lineal el comportamiento, se puede calcular la ganancia como el cociente entre caudal máximo y voltaje máximo. El tiempo de respuesta de la servoválvula se puede encontrar en el anexo.

Conociendo entonces ambos parámetros, se puede conocer la función de transferencia del primer elemento. Como se requiere posteriormente manejar el caudal en [in/s], se convierten los [GPM] a la unidad requerida

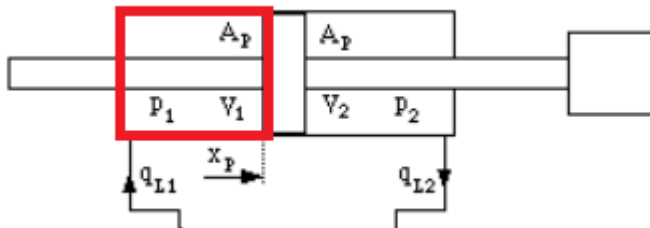
$$G_{sv} = \frac{0.5 * 3.85}{0.006 * s + 1} = \frac{1.925}{0.006 * s + 1}$$

3.2.2 Cilindro actuador. El modelo matemático correspondiente al cilindro actuador es de mayor complejidad que el desarrollado para la servoválvula. Las dos ecuaciones básicas consideradas en el análisis son un diagrama de cuerpo libre en el vástago del cilindro y un volumen de control en la cámara de presión del actuador. Integrando ambas ecuaciones se obtendrá la función de transferencia correspondiente. El modelo se desarrolló basado en ejemplos de Linköpings universitet y Hydraulic Control Systems

- **Volumen de control**

La primera ecuación hace un balance de volumen la zona resaltada con color rojo en la siguiente figura.

Figura 20. Volumen de control realizado en la cámara presurizada del cilindro



Fuente: Tomado y editado de RYDBERG, Karl-Erik. Hydraulic systems with load Dynamics.

El teorema de transporte de Reynolds enuncia que la variación del volumen neto corresponde a la diferencia entre el caudal de entrada y el de salida (fugas). Como se trata de un fluido real, se debe considerar también la compresibilidad del aceite como una variación de volumen negativo. Planteada como ecuación diferencial, el sistema está descrito de la siguiente manera.

$$\frac{d}{dx} V_c = Q_{sv} - Q_{fugas} - Q_{compresibilidad}$$

El caudal de fugas es proporcional a la presión de operación de la línea de suministro y a una constante de pérdidas. Matemáticamente, se describe como

$$Q_{fugas} = K_{pc} * P$$

La variación de volumen por compresibilidad corresponde a un fenómeno de los fluidos reales, el cual está descrito por el modelo siguiente modelo. Si consideramos la variación de volumen en función de la variación de presión, se obtiene el modelo temporal del fenómeno descrito.

$$dV_{comp} = \frac{K}{V} dP \Rightarrow \frac{dV_{comp}}{dt} = \frac{K}{V_c} \frac{dP}{dt}$$

Hay dos valores importante de resaltar: Modulo de compresibilidad y Volumen promedio de la cámara. El modulo corresponde a la propiedad del fluido, en este caso aceite, que cuantifica el fenómeno: llamado también módulo de Bulk; el volumen promedio de la cámara se usa para simplificar el modelo, ya que el modelo de la cámara varia al desplazarse el vástago y considerar este fenómeno haría perder la linealidad del modelo e imposibilitaría el uso de la transformada de Laplace.

Finalmente la variación de volumen neto sería igual al cambio de posición del vástago por el área anular.

$$\frac{dV_c}{dt} = A_c * \frac{dX_c}{dt}$$

De modo que la ecuación del volumen de control reordenada es:

$$Q_{\text{compresibilidad}} = Q_{sv} - \frac{d}{dx} V_c - Q_{\text{fugas}}$$

$$\frac{K}{\bar{V}_c} \frac{dP}{dt} = Q_{sv} - A_c * \frac{dX_c}{dt} - K_{pc} * P$$

Transformándola con las reglas de Laplace, se obtiene:

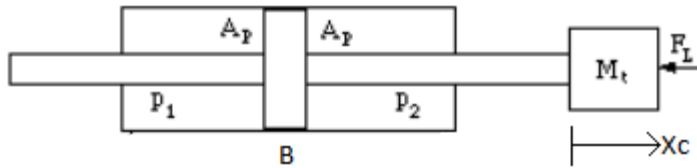
$$\frac{K}{\bar{V}_c} P * s = Q_{sv} - A_c X_c * s - K_{pc} * P$$

Es importante notar que se tienen tres variables (P, X y Q). De modo que se requiere del diagrama de cuerpo libre para relacionar la presión y la posición y eliminar una de estas dos (en este caso será la primera).

- **Diagrama de cuerpo libre**

La ecuación del diagrama de cuerpo libre corresponde al equilibrio dinámico del vástago del cilindro. El fluido presurizado ejerce una fuerza que impulsa al actuador; la cámara conectada a tanque se desprecia por estar a una presión baja y así simplificar el sistema. Existe también una fricción viscosa entre el vástago y el cuerpo. La siguiente imagen muestra de gráficamente los parámetros a considerar dentro de la ecuación.

Figura 21. Diagrama de cuerpo libre del vástago del cilindro



Fuente: Tomado y editado de RYDBERG, Karl-Erik. Hydraulic systems with load Dynamics.

La ecuación quedaría de la siguiente manera:

$$\sum F_x = m * \ddot{X}_c + b * \dot{X}_c \Rightarrow F_p - F = m * \ddot{X}_c + b * \dot{X}_c$$

Donde F_p es la fuerza ejercida por la presión. Si se desprecia la fuerza externa, transformando la ecuación y obteniendo la función de transferencia X/F_p queda de la siguiente manera

$$F_p = mX_c * s^2 + bX_c * s \Rightarrow \frac{X_c}{F_p} = \frac{1}{m * s^2 + b * s}$$

Como la variación del volumen neto es función de la variación de la posición, se multiplica la función de transferencia por s , el equivalente a derivar en el dominio temporal.

$$\frac{\dot{X}_c}{F_p} = \frac{1}{m * s + b}$$

El modelo global descrito en diagrama de bloques consideraría la fuerza externa proveniente de la resistencia de la placa a ser desplazada. Sin embargo, dicha fuerza es despreciable. El diagrama sería el siguiente:

El valor del coeficiente de fricción viscosa es difícil de cuantificar y su efecto no tiene gran relevancia en la respuesta. Los parámetros requeridos para cuantificar la función de transferencia son los siguientes:

Parámetro	Valor
Módulo de bulk (Kb)	200000 [PSI]
Área cilindro (Ac)	1.455 [in ²]
Masa (M)	0.03 [slug] o 1[lb.m]
Volumen promedio de cámara (Vc)	2.7[in ³]
Coeficiente de fricción viscosa (b)	0 [lb.s/in]
Coeficiente de pérdidas del cilindro (Kp)	0.007 [adimensional]

La función de transferencia obtenida es:

$$G_c(s) = \frac{4.33 * 10^5}{(s^2 + 466.7s + 5.633 * 10^5)}$$

Y la función de transferencia general del subsistema servoválvula-actuador es:

$$G_{vc}(s) = G_{sv} * G_c = \frac{450450}{(0.0324s^3 + 15.66s^2 + 1.85 * 10^4s + 3.042 * 10^5)}$$

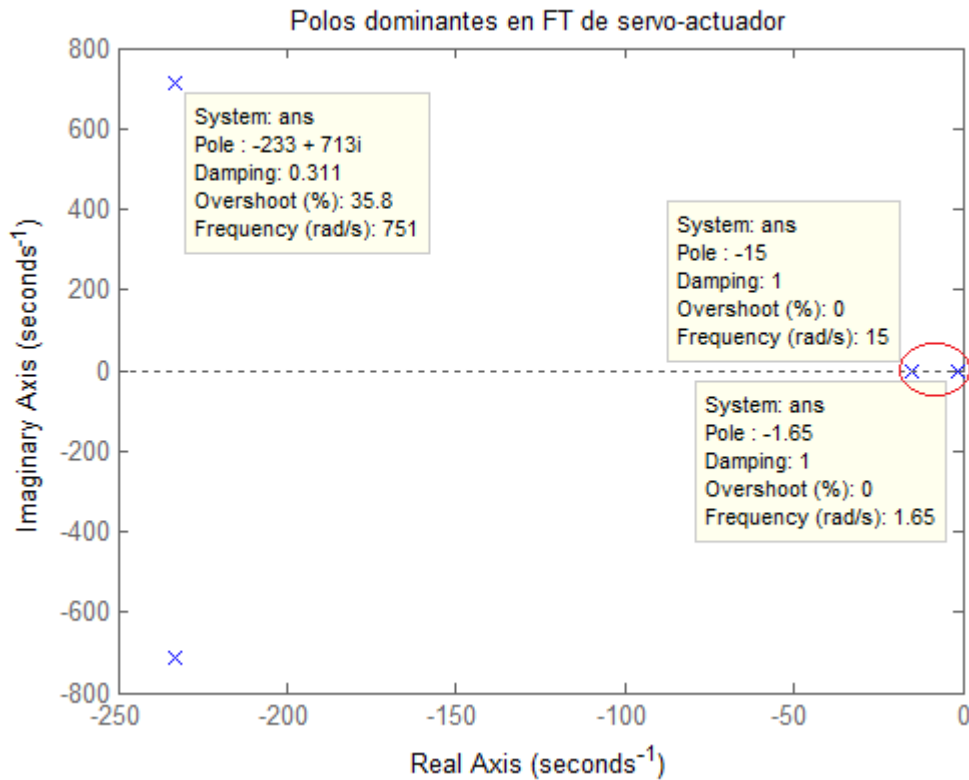
$$G_{vc} = \frac{\theta_{placa}}{V_{sv}} = \frac{1.39 * 10^7}{s(s + 16.67)(s^2 + 466.7s + 5.633 * 10^5)}$$

Hay que tener en cuenta que este sistema debe manejarse siempre en lazo cerrado, ya que en lazo abierto no hay control de posición. De modo que la función de transferencia realimentada es:

$$G_{vcfb} = \frac{G_{vc}}{1 + G_{vc}} = \frac{1.3903 * 10^7}{(s + 15)(s + 1.645)(s^2 + 466.7s + 5.633 * 10^5)}$$

Resulta entonces un sistema de cuarto orden, al cual es necesario hacerle una reducción de dos órdenes. Los polos dominantes son los dos que se encuentran encerrados en rojo en la siguiente figura

Figura 23. Lugar de las raíces de la función de transferencia del subsistema en lazo cerrado.



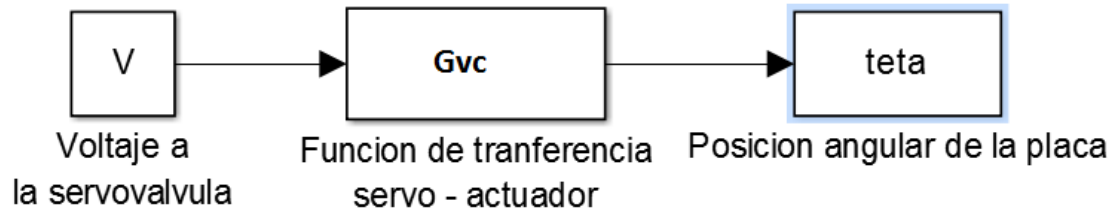
Fuente: autor

Al estar los polos conjugados a 233 unidades del cero, se puede despreciar su acción en la respuesta. Se debe calcular entonces una nueva ganancia para el sistema reducido; esta se calcula como el cociente de la ganancia actual sobre la constante del polinomio descartado. La función reducida es:

$$G_{vc} = \frac{25.455}{s^2 + 1665s + 24.68}$$

Y su diagrama de bloque es el siguiente

Figura 24. Diagrama de bloques equivalente para el subsistema servoválvula y actuador en lazo abierto



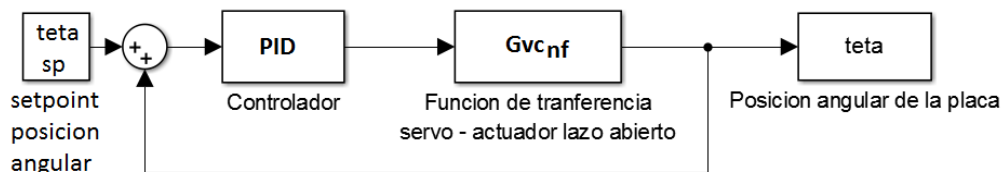
Fuente: autor

Pero como se requiere diseñar el controlador, se requiere conocer una función equivalente en lazo cerrado que tenga la misma respuesta. Esta función es fácil de obtener ya que es despejar la función G de la fórmula de retroalimentación. Equivale a tener:

$$G_{vcnf} = \frac{G_{vc}}{1 - G_{vc}} = \frac{25.02}{(s^2 + 16.65s - 0.345)}$$

Su diagrama de bloques sería el siguiente:

Figura 25. Diagrama de bloques equivalente para el subsistema servoválvula y actuador en lazo cerrado



Fuente: autor.

3.3 HIDROTRANSMISIÓN

Los elementos principales de este subsistema son bomba hidráulica, motor hidráulico y el eje con el volante de inercia. El motor eléctrico actúa como una ganancia, cuyo valor es la velocidad de rotación. El volumen de las líneas de conexión también se debe considerar como parte del motor hidráulico para poder desarrollar el respectivo análisis; dicho valor es 122 [in³]. El eje con el volante de inercia únicamente requiere un parámetro característico, momento polar de inercia, que se conoce con anterioridad y es de 55 [lb-in²].

3.3.1 Bomba Hidráulica. La bomba es la encargada de entregarle el caudal al motor hidráulico. Dicho caudal es función de la velocidad de rotación del motor eléctrico y de la posición angular de la placa oscilante. Cierta caudal se fuga y debe drenarse, pero este no es considerado dentro del análisis. La ecuación que describe el comportamiento del componente es la siguiente:

$$Q_b = C_{b\theta} * N \left[\frac{\text{in}^3}{\text{s}} \right] * \theta [^\circ]$$

Donde C_b es el desplazamiento volumétrico en función del ángulo de la placa. Dicho valor se puede calcular conociendo el desplazamiento máximo y la inclinación máxima. El desplazamiento máximo es 2 [in³/rev] y la inclinación máxima es 12[°]. También hay que considerar la eficiencia volumétrica del elemento, que es del 90%. Finalmente, la velocidad de rotación del motor eléctrico es de 1800 RPM. La función de transferencia correspondiente es:

$$G_b = \frac{Q_b(s)}{\theta(s)} = 0.9 * N * \frac{C_{b\max}}{\theta_{\max}} = C_b = 4.4$$

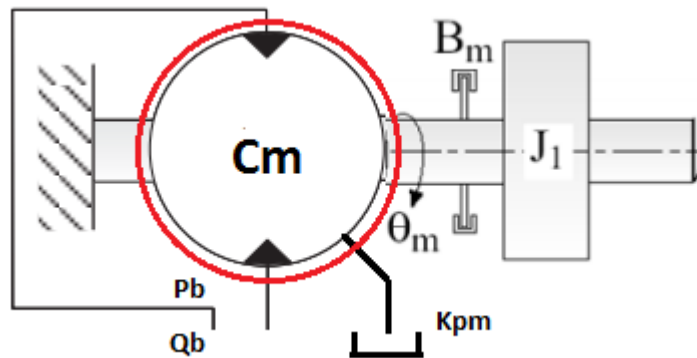
3.3.2 Motor hidráulico. El análisis de este componente es similar al que se planteó para la el actuador hidráulico. El modelo es basado en el análisis realizado por Merritt y uno similar al realizado por Linköpings universitet.

El modelo requiere entonces dos ecuaciones provenientes de un volumen de control en el motor y un diagrama de cuerpo libre en el eje del motor.

- **Volumen de control**

El volumen de control contiene las mismas componentes que el modelo del cilindro actuador: Caudal de entrada, Caudal de salida, Caudal de pérdidas y variación de volumen por compresibilidad. La siguiente imagen el volumen de control en rojo y las variables relacionadas a este análisis.

Figura 26. Volumen de control en el motor hidráulico



Fuente: Tomado y editado de RYDBERG, Karl-Erik. Hydraulic systems with load Dynamics.

La ecuación correspondiente al modelo previamente descrito siguiente:

$$Q_b - Q_{\text{perdidas}} - \frac{dV_{\text{comp}}}{dt} = Q_{\text{out}}$$

Donde el caudal de bomba es un valor conocido en el modelo del elemento anterior. El caudal de pérdidas, de manera similar al modelo del actuador, es proporcional a la presión del sistema multiplicado por una constante de pérdidas en el motor. El caudal de salida es el que utiliza el motor para transformar en energía mecánica, el cual es función de la velocidad de rotación del eje y una ganancia (desplazamiento volumétrico). Finalmente, la variación de volumen por compresibilidad cumple con la misma ecuación que se utilizó en el modelo del actuador ya que es el mismo

fenómeno. A continuación se describen las cuatro componentes, se reemplazan en la ecuación diferencial correspondiente y se transforma al dominio de frecuencia.

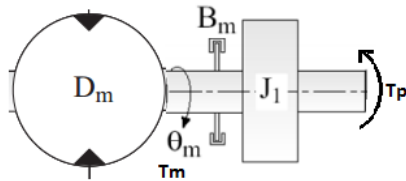
$$Q_{\text{perdidas}} = K_{\text{p}m} * P, \quad Q_{\text{out}} = C_m \omega_m, \quad \frac{dV_{\text{comp}}}{dt} = \frac{K}{\bar{V}_t} \frac{dP}{dt}$$

$$Q_b - K_{\text{p}m} * P - \frac{K}{\bar{V}_t} \frac{dP}{dt} = C_m \omega_m \Rightarrow Q_b(s) - P(s) \left(K_{\text{p}m} - \frac{K}{\bar{V}_t} s \right) = C_m \omega_m(s)$$

- **Diagrama de cuerpo libre**

El diagrama de cuerpo libre realizado en el eje relaciona el torque entregado por el motor con la velocidad de rotación, la inercia rotacional del conjunto volante-eje-eje secundario, una fricción viscosa en el eje del motor y en los apoyos y un torque resistivo de la bomba acoplada al eje secundario que cumple la función de perturbación. La siguiente imagen representa los elementos que se deben considerar en el análisis realizado:

Figura 27. Diagrama de cuerpo libre del eje principal



Fuente: Tomado y editado de RYDBERG, Karl-Erik. Hydraulic systems with load Dynamics.

La ecuación correspondiente al anterior diagrama es:

$$\sum M_{\text{eje}} = I * \alpha + b * \dot{\omega} \Rightarrow T_m - T_p = J * \alpha + b * \omega$$

Si se transforma la diferencia de torques de motor y perturbación en un torque neto, se puede obtener una función de transferencia para la ecuación anteriormente planteada

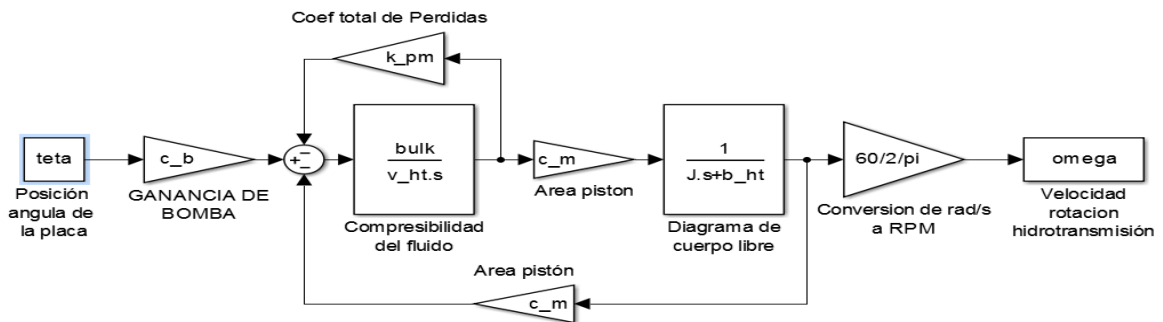
$$T_n(s) = (Js + b)\omega(s) \Rightarrow G_{\text{dcl}}(s) = \frac{\omega(s)}{T_n(s)} = \frac{1}{Js + b}$$

El torque neto se puede representar como un punto de suma en el diagrama de bloques donde el torque del motor es positivo y la perturbación es negativa. El torque del motor se puede calcular mediante la siguiente ecuación

$$T_m = C_m * P \Rightarrow \frac{T_m(s)}{P(s)} = C_m$$

Teniendo el volumen de control y el diagrama de cuerpo libre, se puede plantear un diagrama de bloques que integre el análisis y así obtener una función de transferencia general para el sistema de la hidrotromisión. Como la función de transferencia debe tener solo una entrada y una salida, la perturbación no será considerada en este lazo. La siguiente imagen muestra el diagrama de bloques obtenido sin reducir.

Figura 28. Diagrama de bloques de la hidrotromisión sin reducción



Fuente: autor

Mediante las reducciones de algebra de bloques, se obtiene la función de transferencia correspondiente a la hidrotromisión completa.

$$G_{ht} = \frac{\omega_m}{\theta_b} = \frac{C_b K_b C_m}{(J)s^2 + (V_b + JK_b K_{pm})s + (K_b C_m^2 + K_b K_{pm} b)}$$

De la anterior ecuación se conocen ya ciertos parámetros: Ganancia de la bomba, Momento de inercia polar y Volumen de aceite en la línea de descarga de la bomba. El desplazamiento volumétrico del motor es un dato que se encuentra en la ficha

técnica de este. El coeficiente de bulk ya se conoce del modelo del actuador hidráulico.

Se desconocen el coeficiente de pérdidas en el motor y el coeficiente de fricción viscosa. A modo de aproximación, se asumió el coeficiente de pérdidas en el motor como el 15% del caudal máximo enviado por la bomba en condiciones de máxima presión; es decir:

$$K_{pm} = \frac{0.15 * Q_{max}}{P_{max}} = \frac{0.15 * C_b * x_{max}}{2000} = 3.14 * 10^{-3} \left[\frac{\text{in}^3}{\text{PSI} \cdot \text{s}} \right]$$

Para el coeficiente de fricción viscosa se consideró el 20% del torque máximo en condiciones de velocidad iguales a 600 [RPM]. Es decir

$$b_{ht} = \frac{0.2 T_{max}}{\omega_{600}} = \frac{0.2 * 1000}{\frac{600}{60} * 2\pi} = 3.15 \left[\frac{\text{lb} \cdot \text{in}}{\frac{\text{rad}}{\text{s}}} \right]$$

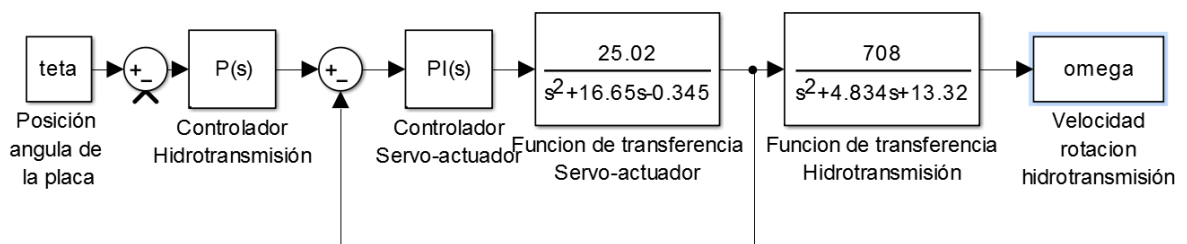
La función de transferencia resultante entonces es:

$$G_{ht} = \frac{\omega_m}{\theta_b} = \frac{708.5}{s^2 + 4.834s + 13.32}$$

3.4 MODELO GLOBAL DEL SISTEMA

Teniendo ambos modelos matemáticos cuantificados, se procede a integrar ambos modelos en un modelo global. Hay que tener en cuenta que el modelo global contiene dos controladores (uno para cada subsistema). De modo que el diagrama de bloques general sería el siguiente:

Figura 29. Diagrama de bloques final del sistema.



Fuente: autor.

El modelo matemático necesita ser comparado con la respuesta real del sistema. Para obtener las gráficas reales es necesario desarrollar una interfaz donde se pueda controlar la señal enviada a la servoválvula y obtener los datos de ambos sensores.

4. DESARROLLO DE LA INTERFAZ

El control digital hace indispensable el desarrollo de una interfaz que integre gran variedad de tareas (adquisición de datos, controlador, graficar, entre otras) y que sea de uso sencillo para el estudiante. La tarjeta de adquisición de datos en el banco es National Instrument, empresa que posee un software de desarrollo de Instrumentación virtual, LabVIEW.

LabVIEW (acrónimo de Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) es una plataforma y entorno de desarrollo para diseñar sistemas, con un lenguaje de programación visual gráfico. Recomendado para sistemas hardware y software de pruebas, control y diseño.

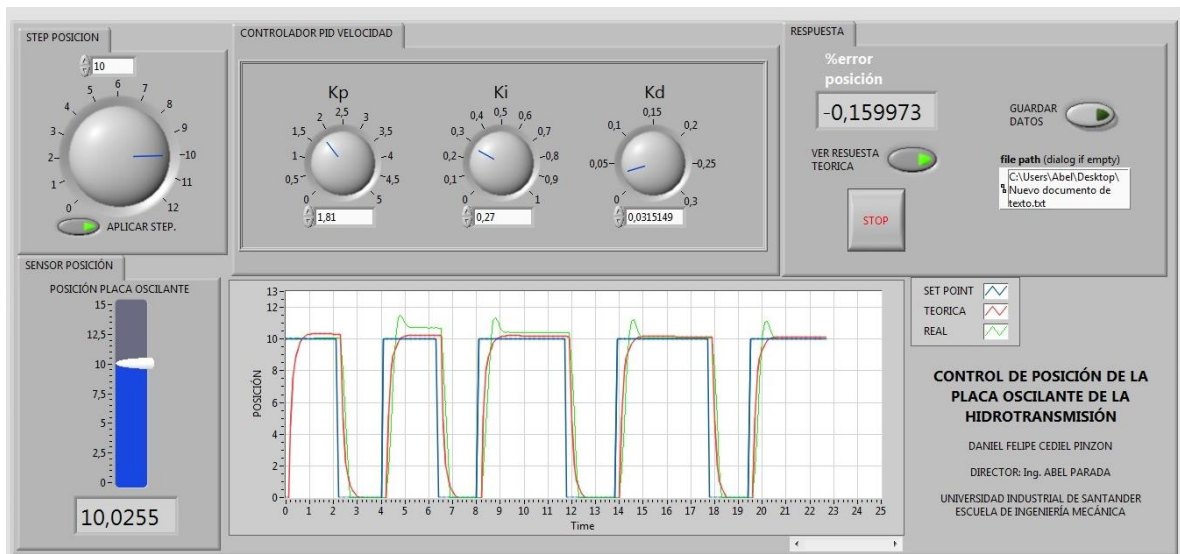
La interfaz creada en LabVIEW, llamada VI (virtual instrument), se desarrolla en función de las necesidades propias del programador, la conexión con la tarjeta de adquisición de datos es muy sencilla y la interacción entre el usuario y el programa resulta muy sencilla.

Para iniciar a desarrollar la interfaz, es necesario antes identificar las tareas que debe cumplir la interfaz:

- Debe permitir trabaja en lazo abierto o en lazo cerrado cuando se controla la hidrotensión completa.
- Debe permitir implementar dos controladores diferentes: PID clásico y PID con feedforward.
- Debe permitir variar las constantes de todos los controladores y modificar el setpoint del sistema.

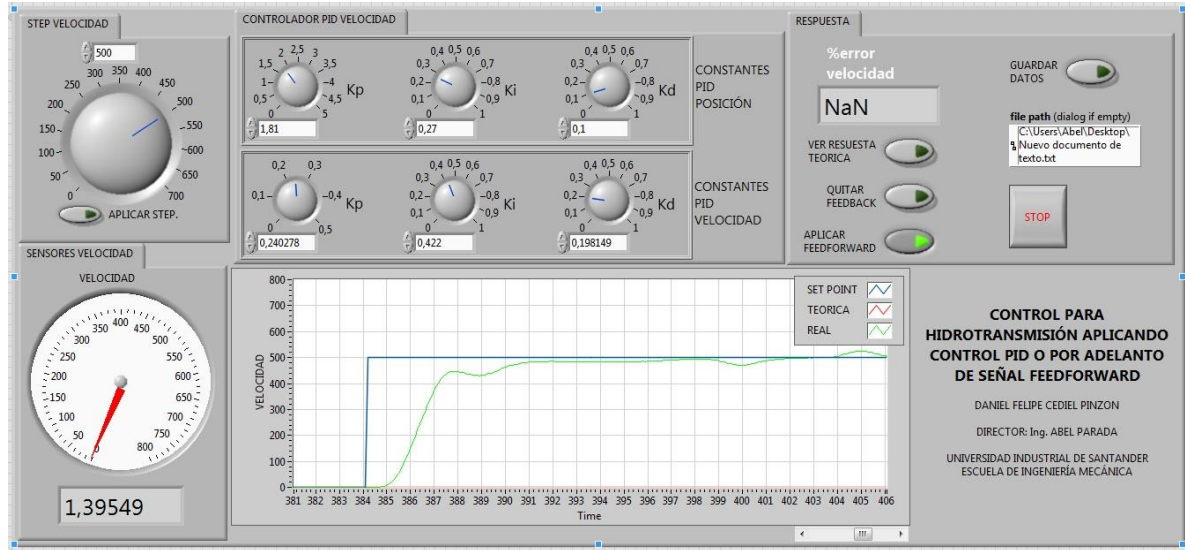
- Debe mostrar las variables medidas (posición y velocidad) y graficarlas en tiempo real. Además, debe graficar la respuesta teórica con los parámetros introducidos.
- Debe calcular el error porcentual de las señales.
- Debe permitir almacenar datos en un archivo externo de las señales, el setpoint y los errores correspondientes.

Figura 30. Interfaz desarrollada para el control de posición



Fuente: autor.

Figura 31. Interfaz desarrollada para el control de velocidad.



Fuente: autor.

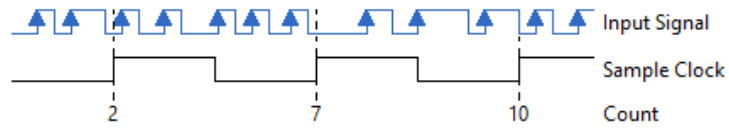
4.1 ADQUISICIÓN DE DATOS Y CONEXIÓN CON LA SERVOVALVULA

Conociendo la referencia de la tarjeta de adquisición de datos, se puede descargar directamente desde la página de National Instrument un complemento para poder conectar fácilmente los pines de esta con una señal dentro de la interfaz. Con el complemento se puede realizar fácilmente la conexión entre el elemento y la interfaz

- **Conexión con Encoder**

El encoder envía pulsos (señal digital) que recibe la tarjeta de adquisición de datos. Para convertir esos pulsos en un valor numérico se debe configurar el bloque DAQ assistant de modo que el programa cuente el número de pulsos. Esta configuración se denomina CountEdges. La siguiente imagen ilustra cómo funciona este método, donde “input signal” corresponde a la señal enviada por el encoder y “count” el valor numérico que obtiene el programa:

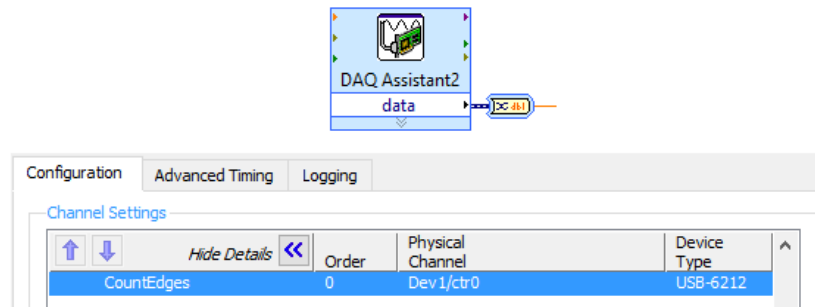
Figura 32. Representación gráfica de la configuración "CountEdges"



Fuente: LabVIEW

Se debe configurar entonces este bloque de esta manera para obtener la señal del encoder y convertirla en un valor que posteriormente será equivalente a un desplazamiento angular. La siguiente figura muestra la configuración requerida en el elemento (canal físico y configuración del canal).

Figura 33. Bloque DAQ assistant y configuración necesaria para el encoder

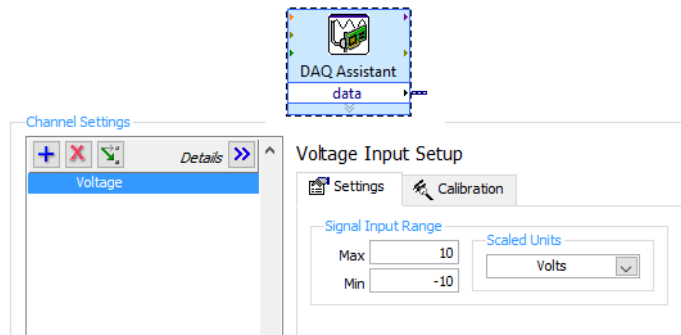


Fuente: Tomado y editado de LabVIEW

- **Conexión con LVDT**

La señal emitida por el LVDT es una señal de voltaje comprendida en un rango de -10 a 10 [V]. La configuración para el bloque de adquisición de datos es la mostrada en la siguiente figura

Figura 34. Bloque DAQ assistant y configuración necesaria para el encoder

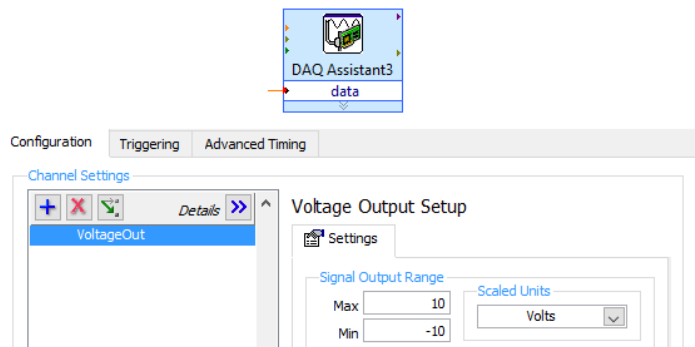


Fuente: Tomado y editado de LabVIEW

- **Conexión con servoválvula.**

La señal enviada a la servoválvula también es voltaje en un rango de -10 a 10 [V]. El bloque requerido corresponde a una salida (los anteriores eran entradas) y se debe configurar de la manera mostrada en la siguiente imagen

Figura 35. Bloque DAQ assistant y configuración para salida a la servoválvula



Fuente: Tomado y editado de LabVIEW

4.2 VARIEDAD DE OPCIONES DE CONTROL

La variedad de opciones son las que se mencionaron anteriormente: control de posición o de velocidad, lazo abierto o lazo cerrado para el control de velocidad y PI clásico o PI con feedforward para el lazo cerrado. El control de posición y de velocidad se hace en interfaces independientes con el fin de simplificar el código

desarrollado y disminuir el tiempo que tarda el programa en compilar; las otras opciones están integradas en el panel del controlador. La siguiente imagen muestra un ejemplo donde se desea hacer control de velocidad en lazo cerrado con un PID clásico.

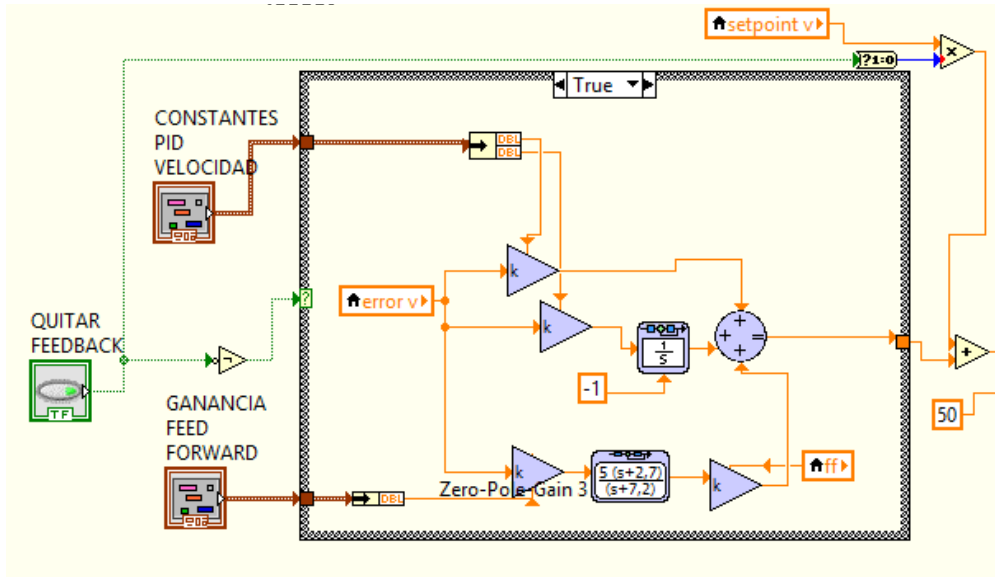
Figura 36. Panel configurado para trabajar velocidad en lazo cerrado con PID clásico.



Fuente: autor

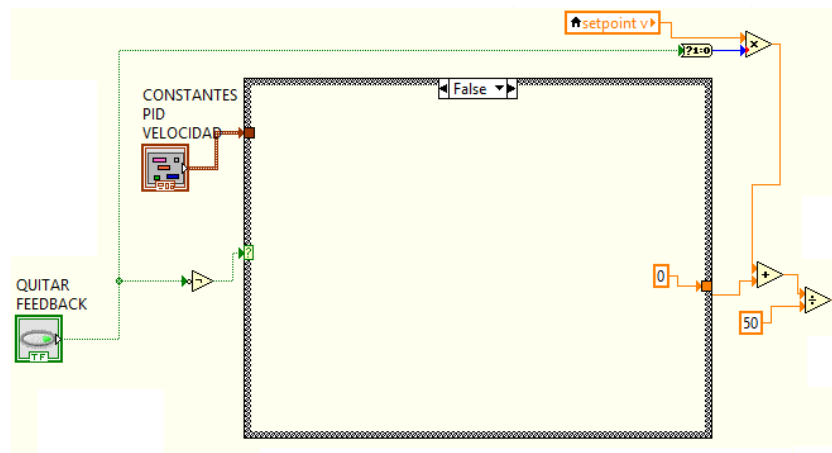
Internamente, los interruptores son señales booleanas que tienen funciones específicas. Ver la respuesta teórica permite graficar el modelo matemático con el controlador sintonizado. Quitar el feedback elimina el controlador de velocidad (con un Case structure) y envía el setpoint multiplicado por una ganancia al control de posición. Aplicar feedforward suma el compensador al controlador PID de velocidad. La siguiente imagen muestra el bloque del controlador de velocidad con las diferentes opciones de operación (lazo abierto y aplicar feedforward).

Figura 37. Controlador de velocidad.



Fuente: autor

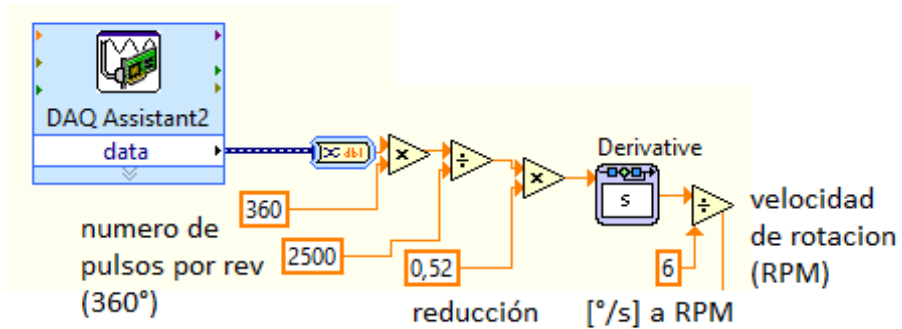
Figura 38. Controlador de velocidad en lazo abierto.



Fuente: autor.

Teniendo configurado los diferentes modos de operación en la interfaz, se procede a controlar las señales obtenidas. La velocidad de rotación se debe obtener de la derivación (numérica) del ángulo desplazado obtenido por el encoder. La siguiente figura muestra la programación realizada para obtener dicha variable.

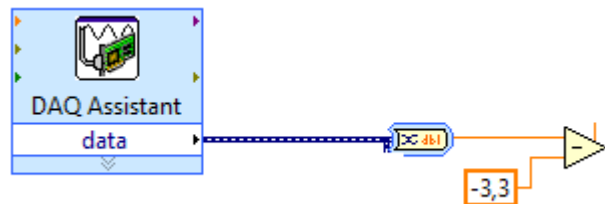
Figura 39. Bloque correspondiente para convertir el número de pulsos en velocidad de rotación.



Fuente: autor

Para el LVDT fue necesario hacer una corrección sumándole 3,3 a la señal enviada ya que la velocidad de rotación era 0 cuando se encontraba a -3,3. La siguiente figura muestra la corrección realizada

Figura 40. Corrección de cero al LVDT

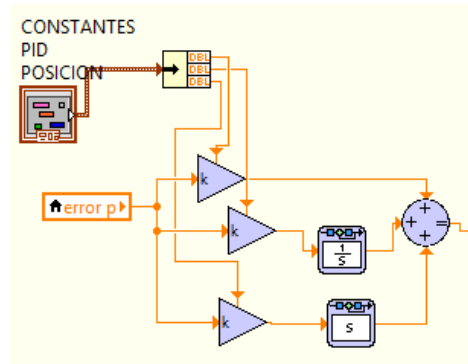


Fuente

4.3 CONTROLADOR

Al tener las señales requeridas, se puede realizar el respectivo control (posición o posición y velocidad). La figura 41 contiene el controlador de posición y la figura 37 el controlador de velocidad.

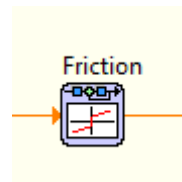
Figura 41. Programación correspondiente al controlador de posición.



Fuente: autor

Para corregir una banda muerta presente en la válvula, se implementó un bloque de fricción en la salida del controlador de posición para disminuir la influencia de este fenómeno.

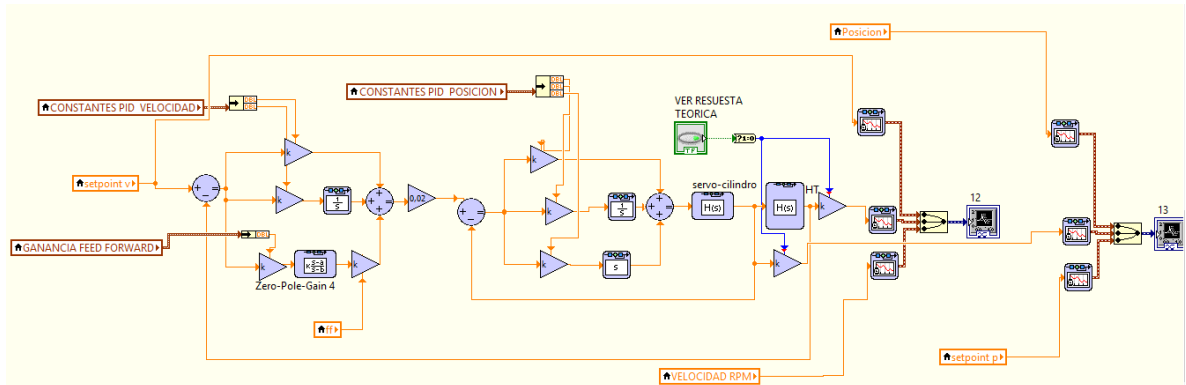
Figura 42. Bloque de fricción implementado.



Fuente: autor.

Para poder graficar la respuesta teórica del sistema, se introdujo el modelo matemático y el setpoint de este corresponde al introducido por el usuario. Esto hace que la respuesta del sistema varíe en función del valor determinado. El modelo contiene los dos controladores sintonizados por el usuario y la señal teórica (de posición y velocidad) se envían a las respectivas gráficas. La siguiente figura contiene el diagrama de bloques correspondiente para obtener la respuesta teórica.

Figura 43. Diagrama de bloques para modelamiento teórico de la respuesta.



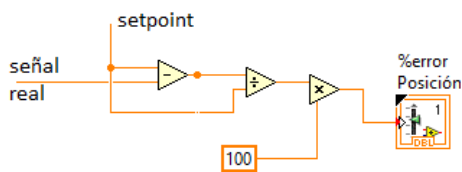
Fuente: autor.

4.4 CALCULO DE PARAMETROS COMPLEMENTARIOS

- **Error porcentual**

El error porcentual corresponde a cien veces el cociente entre el error absoluto (setpoint menos señal real) sobre el setpoint. Este parámetro se calcula para ambas variables (velocidad y posición). Gráficamente corresponde a un punto de suma (donde la señal real entra negativa), un cociente y una ganancia de 100. La siguiente imagen ilustra la forma de programar gráficamente dicho parámetro.

Figura 44. Cálculo del error.



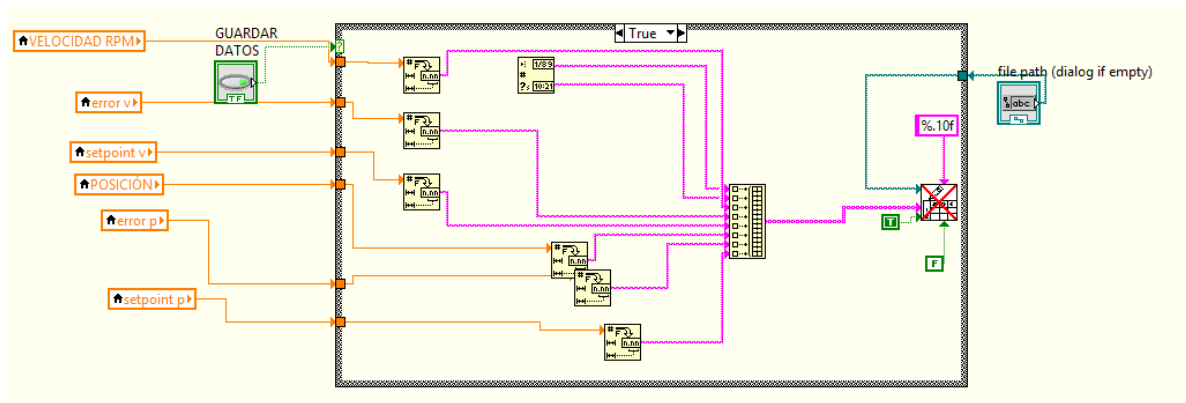
Fuente: autor.

4.5 ALMACENAMIENTO EXTERNO DE DATOS

El bloque encargado de realizar este proceso es el ilustrado en la siguiente figura. Las variables guardadas son: fecha, hora, velocidad de la hidrottransmisión, setpoint

de velocidad, error de velocidad, posición de la placa, setpoint de posición y error de posición.

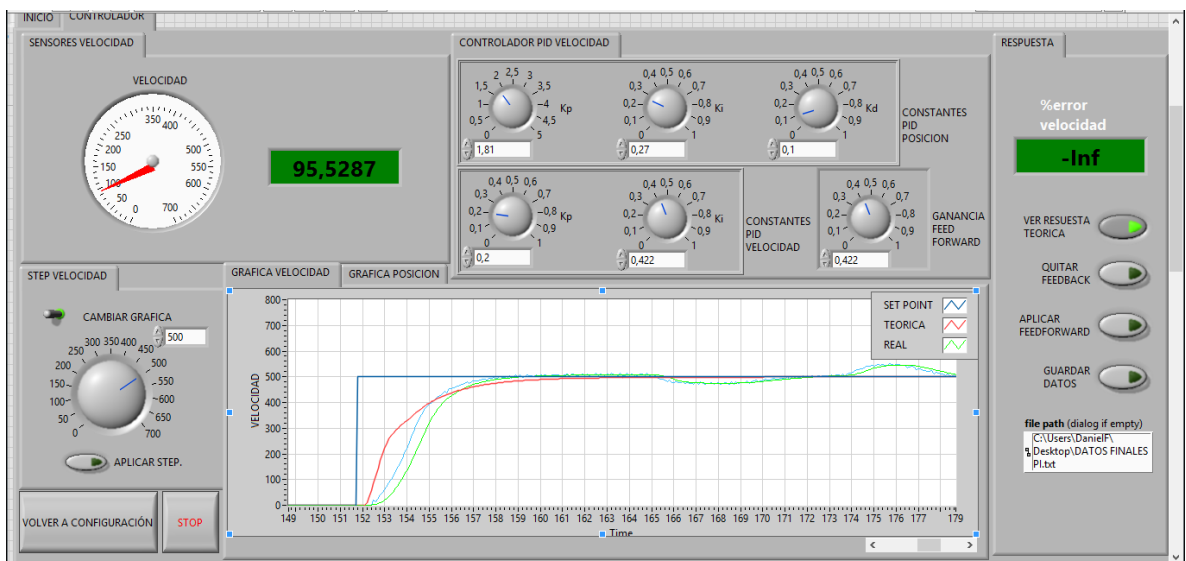
Figura 45. Bloque encargado de almacenar datos externamente.



Fuente: autor

La siguiente imagen contiene una imagen del controlador funcional.

Figura 46. Panel de control de la interfaz desarrollada.

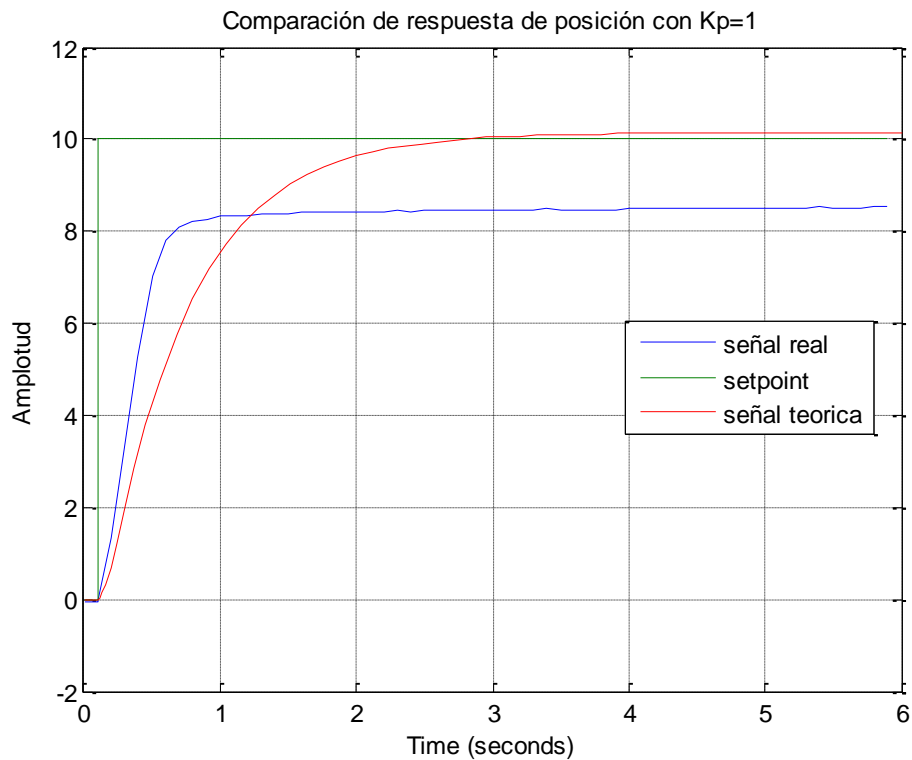


Fuente: autor.

5. ANALISIS MATEMATICO DE CONTROLADORES

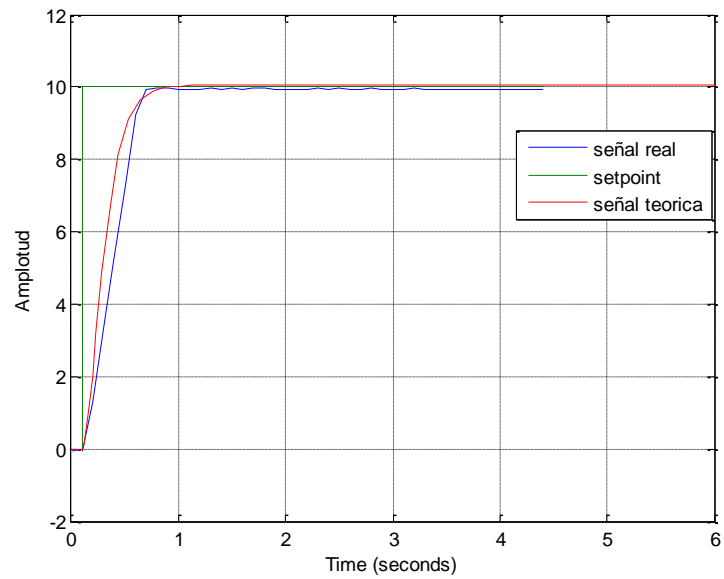
Para poder realizar un diseño matemático de los controladores planteados, se debe primero confiar en el modelo matemático desarrollado. De modo que, previamente se debe comparar las respuestas en cuatro modelos: Posición de la placa en lazo cerrado con control P unitario, Posición de la placa en lazo cerrado con ganancia proporcional igual a 3, velocidad de la hidrotensión en lazo abierto y velocidad de la hidrotensión en lazo cerrado con control P unitario en velocidad.

Figura 47. Posición de la placa en lazo cerrado con control P unitario



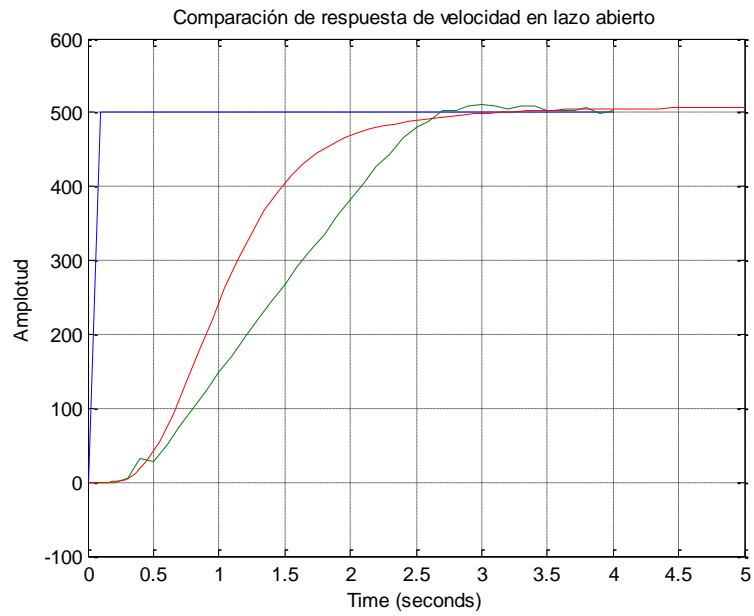
Fuentes: autor

Figura 48. Posición de la placa en lazo cerrado con control P de ganancia 3



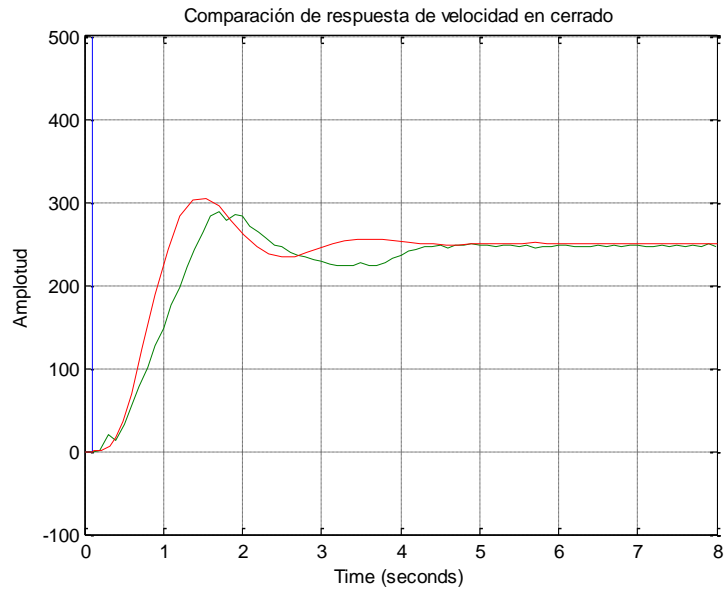
Fuente: autor

Figura 49. Velocidad de la hidrotransmisión en lazo abierto



Fuente: autor

Figura 50. Velocidad de la hidrotransmisión en lazo cerrado con control P unitario en velocidad.



Fuente: autor

Existe cierta diferencia entre el modelo matemático del subsistema servovalvula-cilindro y el sistema real con ganancias pequeñas, como sucede en el caso de $K_p=1$; esto se debe a que existe una banda muerta en el sistema que, al trabajar en modelos lineales, no se considera. Sin embargo, con ganancias más grandes (cercanas a 2) el sistema se comporta similar al teórico.

Con el modelo matemático confiable se puede proceder a plantear los controladores respectivos basados en el método de asignación de raíces. Sin embargo, antes de diseñarlos, se debe tener un concepto claro sobre cada una de las acciones de control. Dichas acciones son: acción proporcional, acción integral y acción derivativa.

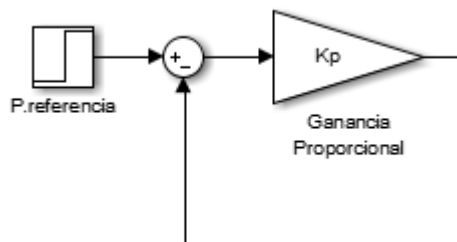
5.1 ACCIONES BASICAS DE CONTROL

El controlador tiene dos tareas principales dentro del lazo de control en el que se encuentre. Una es asegurar que la variable controlada reaccione tan rápido y exacto como se requiera, en función de un comando (setpoint) determinado. En segundo lugar, debe mitigar los efectos perturbadores externos que afectan la señal medida. El controlador se plantea generalmente como una función en serie con la planta ubicada inmediatamente después del punto de suma del error. De modo que su variable de entrada es el error y su salida es la señal de control de la planta. Para que haya reacción, es necesario que el error presente una variación (ya sea por cambio de setpoint, respuesta transitoria o perturbaciones) mientras que cuando no hay reacción, este debe ser cero (estado estable).

5.1.1 Acción proporcional. La acción proporcional corresponde a una ganancia para la señal de error calculada por el sistema, que corresponde a la diferencia algebraica del setpoint y la señal retroalimentada. El principal problema de esta acción es que no corrige el error de estado estable a los sistemas. Su función de transferencia y su diagrama de bloques son

$$G_p = \frac{C(s)}{e(s)} = K_p$$

Figura 51. Bloque correspondiente al control proporcional.



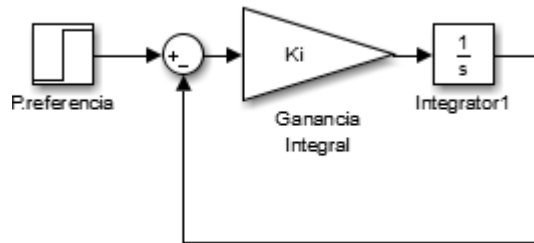
Fuente: autor

5.1.2 Acción integral. El valor de salida de la acción integral corresponde matemáticamente a la integral del error calculada en el lazo de control multiplicado

por una ganancia. Para errores constantes, el valor de salida del controlador aumentará proporcionalmente como una función rampa. La principal ventaja de esta acción es la eliminación del error en estado estable. Su función de transferencia y diagrama de bloques son

$$G_i = \frac{C(s)}{e(s)} = K_i \left(\frac{1}{s} \right)$$

Figura 52. Bloque correspondiente al control integral

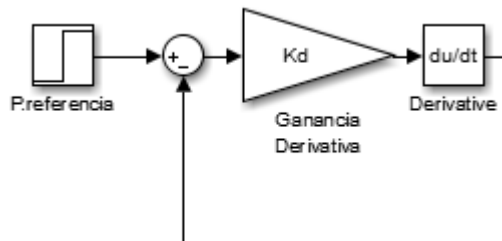


Fuente: autor

5.1.3 Acción derivativa. La acción derivativa corresponde a la derivada de la señal de error calculada en el lazo de control. Para errores constantes, su valor es nulo; para errores tipo rampa, su valor es constante. Una de sus funciones es disminuir el sobreimpulso en la respuesta transitoria y responder rápidamente a variaciones bruscas del error; sin embargo, implementarla puede agregar amortiguamiento y volver oscilatorio el sistema. Su función de transferencia y diagrama de bloques son

$$G_d = \frac{C(s)}{e(s)} = K_d s$$

Figura 53. Bloque correspondiente al control derivativo.

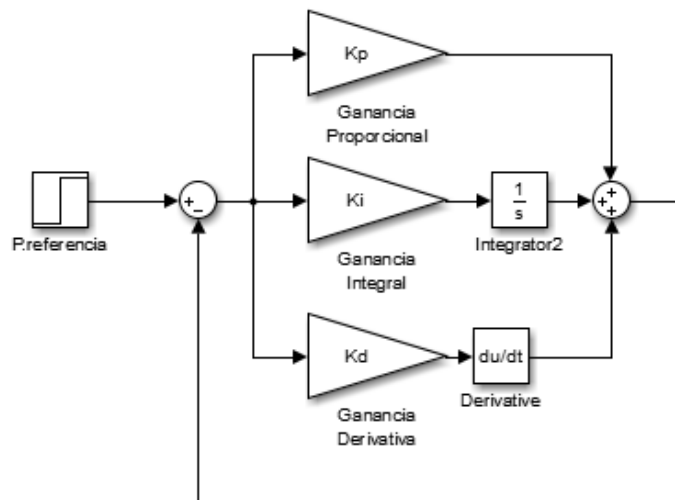


Fuente: autor

5.1.4 Control proporcional-integral-derivativo. Corresponde a la suma de las tres acciones de control anteriormente expuestas. Puede implementarse prácticamente en cualquier sistema pues posee las ventajas (y las desventajas) de todas. Sin embargo, su complejidad es mayor, pues se deben obtener tres constantes para funcionar óptimamente. Su función de transferencia y diagrama de bloques son:

$$G_p = \frac{C(s)}{e(s)} = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s = \frac{K_d s^2 + K_p s + K_i}{s}$$

Figura 54. Bloque correspondiente al control PID.



Fuente: autor

5.1.5 Controlador elegido. Dos aspectos se deben tener en cuenta al momento de elegir el controlador: La complejidad del modelo y la necesidad de eliminar el error en estado estable tanto en velocidad como en posición. Basado en estos dos criterios, el controlador elegido para los sistemas es un control PI pues solo requiere sintonizar dos valores (dos constantes o un cero y una ganancia) y elimina el error en estado estable para la entrada tipo escalón y para las perturbaciones.

5.2 CONTROL PI DE POSICION DE LA PLACA OSCILANTE

Para determinar el controlador que se requiere, se necesita conocer la respuesta deseada. La respuesta se describe como un sistema de segundo orden, el cual necesita una frecuencia natural y un factor de amortiguamiento o un tiempo de estabilización y sobreimpulso. Para este subsistema, los parámetros son:

Tabla 3. Parámetros de diseño del control de posición

Parámetro	valor
Tiempo de estabilización T_{ss}	1.5 [s]
Sobreimpulso M_p	10%
Factor de amortiguamiento $\frac{\beta}{(1 + \beta^2)^{0.5}} = -\pi \ln(M_p)$	0.5912
Frecuencia natural $\omega_n = \frac{4.6}{T_{ss}\beta}$	9.7267 [1/s]

Fuente: autor

La respuesta esperada corresponde a la siguiente función de transferencia

$$T(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\beta\omega_n s + \omega_n^2} = \frac{26.91}{s^2 + 6.133s + 26.91}$$

El modelo del subsistema en lazo cerrado con el controlador PI sería el siguiente

$$G_{cvfb} = \frac{G_{vcPI}}{1 + G_{vcPI}} = \frac{\frac{25.02(K_p T_i s + K_p)}{T_i s(s^2 + 16.65s - 0.345)}}{1 + \frac{25.02(K_p T_i s + K_p)}{T_i s(s^2 + 16.65s - 0.345)}}$$

$$G_{cvfb} = \frac{25.02K_p s + 25.02 * \frac{K_p}{T_i}}{s^3 + 16.65s^2 + (25.02K_p - 0.345)s + \frac{25.02K_p}{T_i}}$$

La función resultante es de tercer orden, de modo que debe agregarse un polo a la función T.

$$T(s) = \frac{26.91}{(s + p)(s^2 + 6.133s + 26.91)}$$

$$T(s) = \frac{26.91}{s^3 + (p + 6.133)s^2 + (6.133p + 26.91)s + 26.91}$$

La influencia del cero de la función real es despreciable frente a la respuesta del denominador. Al tener ambas del mismo orden, se pueden igualar.

$$s^3 + (p + 6.133)s^2 + (6.133p + 26.91)s + 26.91$$

$$= s^3 + 16.65s^2 + (25.02Kp - 0.345)s + \frac{25.02Kp}{2Ti}$$

Se pueden obtener tres ecuaciones de dicha igualdad

- $p + 6.133 = 16.65$
- $6.133p + 26.91 = 25.02Kp - 0.345$
- $26.91 = \frac{25.02Kp}{Ti}$

Despejando las ecuaciones se obtienen tres parámetros y la función de transferencia resultante

$$p = 16.65 - 6.133 = 10.5$$

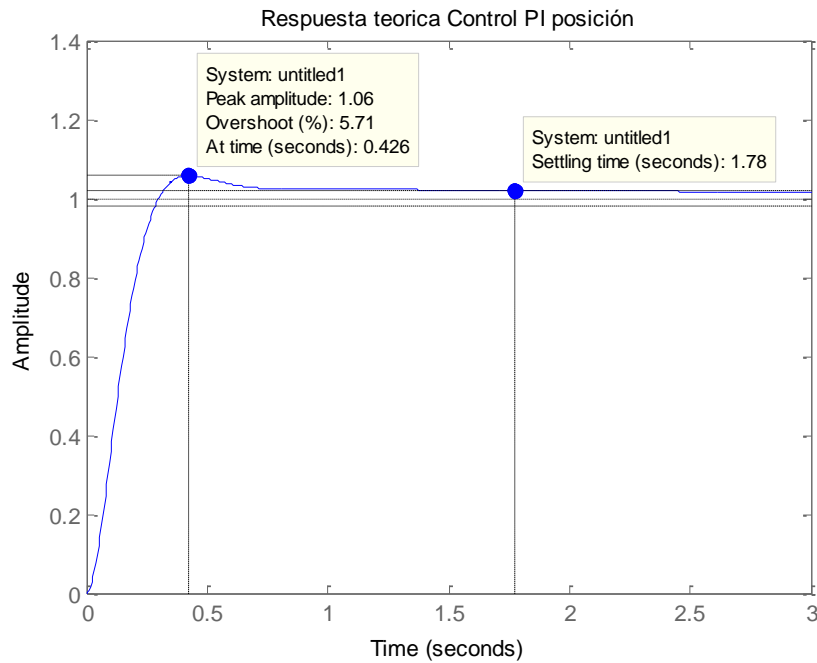
$$Kp = \frac{6.133p + 26.91 + 0.345}{25.02} = 3.66$$

$$Ti = 25.02 * \frac{Kp}{26.91} = 3.4$$

$$G_{vc} = \frac{91.57s + 26.93}{s^3 + 16.65s^2 + (91.54)s + 26.93} \text{ y PI} = 3.66 + \frac{3.66}{3.4} \left(\frac{1}{s} \right)$$

El tercer polo de la función de transferencia en lazo cerrado no es dominante por estar más alejado del centro del plano complejo, de modo que la respuesta está dominada por los otros dos polos. Con ayuda de Matlab, se obtiene la respuesta teórica del subsistema con el controlador diseñado:

Figura 55. Respuesta teórica del control PI de posición



Fuente: autor

5.3 CONTROL PI DE VELOCIDAD DE LA HIDROTRANSMISIÓN

De igual manera, es esencial determinar los parámetros deseados para poder diseñar el segundo controlador.

Tabla 4. Parámetros de diseño del controlador de velocidad.

Parámetro	valor
Tiempo de estabilización T_{ss}	5 [s]
Sobreimpulso M_p	8%
Factor de amortiguamiento $\frac{\beta}{(1 + \beta^2)^{0.5}} = -\pi \ln(M_p)$	0.6266
Frecuencia natural $\omega_n = \frac{4.6}{T_{ss}\beta}$	1.4683 [1/s]

Fuente: autor.

Para diseñar el controlador PI para el sistema completo se sigue un procedimiento similar al realizado para el subsistema de posición: se plantea la respuesta esperada y se calcula la función de transferencia del lazo cerrado con el controlador; se igualan ambas ecuaciones en orden (3) y se procede a igualar los denominadores de ambas para obtener los parámetros deseados.

En primer lugar, la respuesta esperada para los parámetros, agregando un polo para igualar el orden, sería:

$$T(s) = \frac{2.156}{(s + p)(s^2 + 1.84s + 2.156)}$$

$$T(s) = \frac{2.156}{s^3 + (p + 1.84)s^2 + (2.156 + 1.84p)s + 2.156p}$$

Y el modelo de la hidrotransmisión en lazo cerrado correspondería a la siguiente función de transferencia

$$G_{hfb} = \frac{G_h PI}{1 + G_h PI} = \frac{\frac{708.5(KpTis + Kp)}{Tis(s^2 + 4.834s + 13.32)}}{1 + \frac{708.5(KpTis + Kp)}{Tis(s^2 + 4.834s + 13.32)}}$$

$$G_{hfb} = \frac{\frac{708.5(KpTis + Kp)}{Ti}}{s^3 + 4.834s^2 + (13.32 + 708.5Kp)s + \frac{708.5Kp}{Ti}}$$

Igualando ambas funciones se obtiene

$$s^3 + (p + 1.84)s^2 + (2.156 + 1.84p)s + 2.156p$$

$$= s^3 + 4.834s^2 + (13.32 + 708.5Kp)s + \frac{708.5Kp}{Ti}$$

De donde se pueden obtener las siguientes relaciones

- $p + 1.84 = 4.834$
- $2.156 + 1.84p = 13.32 + 708.5Kp$

- $2.156p = \frac{708.5Kp}{Ti}$

Despejando las ecuaciones se obtienen tres parámetros y la función de transferencia resultante

$$p = 4.834 - 1.84 = 2.994$$

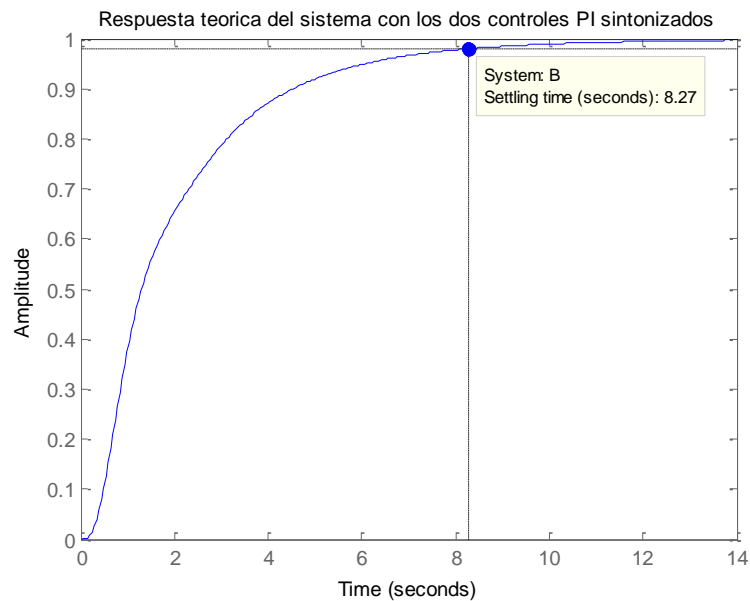
$$Kp = \frac{2.156 + 1.84 * p - 13.32}{708.5} = 0.0036$$

$$Ti = 708.5 * \frac{Kp}{2.156} = 0.3918$$

$$G_{vhf} = \frac{126.5s + 323}{s^3 + 4.834s^2 + 139.9s + 323} \text{ y PI} = 0.0036 + \frac{0.0036}{0.3918} \left(\frac{1}{s}\right)$$

Con ayuda de Matlab, se obtiene la respuesta teórica del subsistema con el controlador diseñado:

Figura 56. Respuesta teórica del sistema con control PI en velocidad

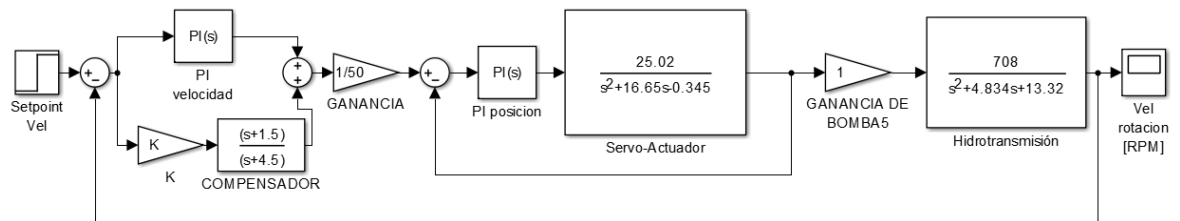


Fuente: autor

5.4 CONTROL PI CON FEEDFORWARD DE VELOCIDAD DE LA HIDROTRANSMISIÓN

Para diseñar el control PI con feedforward es necesario comprender el diagrama de bloques. El lazo correspondiente es el siguiente:

Figura 57. Diagrama de bloques de la hidrottransmisión con feedforward

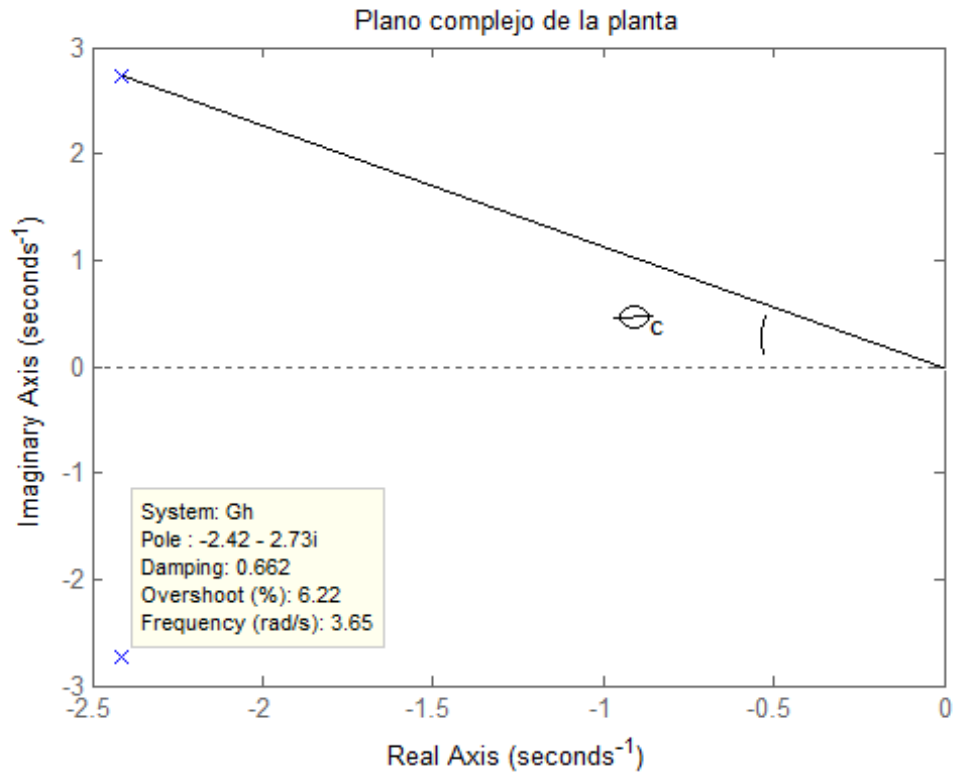


Fuente: autor

Basado en los mismos parámetros del controlador PI clásico, se procede a realizar el diseño del compensador por el método de estado estable.

El primer paso es calcular el ángulo de compensación basado en los polos de la planta. Este corresponde al formado entre el eje real negativo y la recta que contiene al polo del plano complejo y al polo conjugado con parte imaginaria positiva.

Figura 58. Ángulo de compensación.

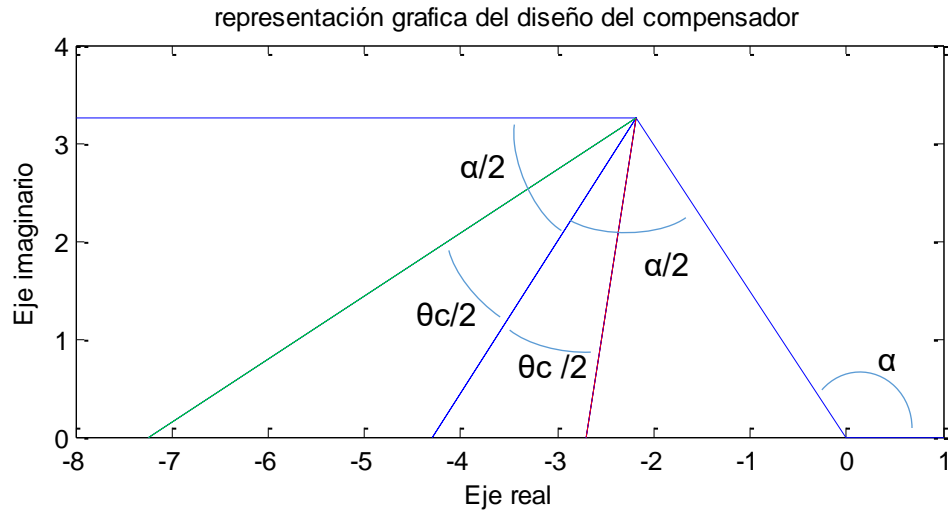


Fuente: autor

$$\theta_c = \tan^{-1} \left(\frac{2.73}{2.42} \right) = 59^\circ$$

Posteriormente se traza una bisectriz al ángulo alterno interno al formado entre el polo conjugado y el eje real positivo. A la línea trazada se le trazan dos rectas con una inclinación de la mitad del ángulo de compensación. La intersección de las rectas con el eje real corresponde a la ubicación del cero y del polo del compensador.

Figura 59. Representación gráfica del diseño del compensador



Fuente: autor

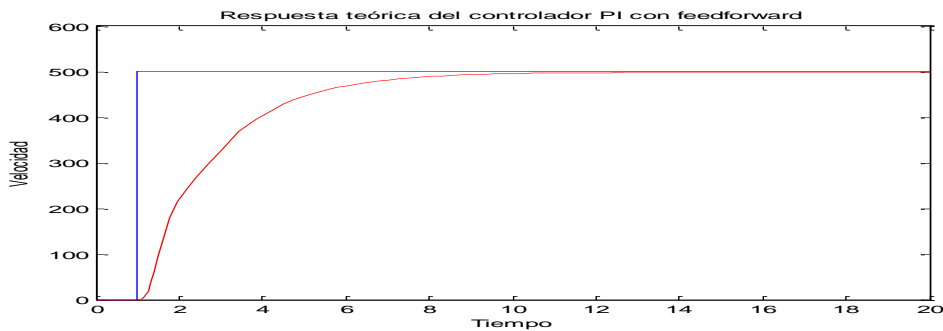
$$G_c = K \left(\frac{s + 2.69}{s + 7.23} \right)$$

La ganancia K se calcula de modo que la respuesta de estado estable del compensador a una entrada tipo escalón corresponda al valor de la acción proporcional sea igual al setpoint.

$$1 = K * \frac{2.69}{7.23} \Rightarrow K = 2.5$$

La respuesta teórica del controlador diseñado es la siguiente:

Figura 60. Respuesta teórica del PI con feedforward.



Fuente: autor

6. SINTONIZACIÓN EXPERIMENTAL DE CONTROLADORES

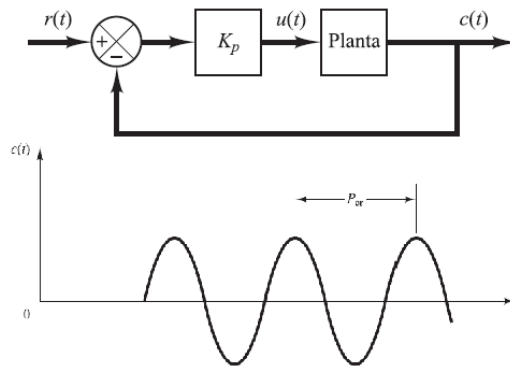
Sabiendo que diseñar un controlador basado en un modelo matemático es un trabajo arduo pues se necesita un modelo de planta acertado y en muchas ocasiones estos no son sencillos de obtener, existen métodos experimentales para la sintonización de controladores PID que simplifican el trabajo y entregan resultados aceptables a cambio de un esfuerzo y tiempo mucho menor. Para diseñar los controladores del actuador y de la hidrottransmisión se usarán dos metodologías diferentes de sintonización: Ziegler-nichols en lazo cerrado para el primero y Ziegler-nichols en lazo abierto para el segundo.

6.1 SINTONIZACIÓN DEL SUBSISTEMA SERVOVALVULA-ACTUADOR POR ZIEGLER NICHOLS EN LAZO CERRADO

El método de ziegler-nichols en lazo cerrado se usa en sistemas que presenten oscilaciones sostenidas y no tengan una curva de reacción estable. Para el caso del actuador, al funcionar en lazo cerrado, usar este método es indicado ya que la curva de reacción no es estable.

El método consta de una serie de pasos que deben seguirse para obtener las constantes del controlador: en primer lugar, se debe hacer funcionar el sistema con un control proporcional puro (K_p) y buscar una ganancia crítica. La ganancia crítica corresponde al valor de K_p donde el sistema es críticamente estable u oscila sin aumentar o disminuir su amplitud. Conociendo este valor, se mide el periodo de oscilación directamente en la respuesta de la planta. La siguiente imagen ilustra el lazo de control planteado y la respuesta que se debe obtener.

Figura 61. Diagrama de bloques del método de oscilaciones sostenidas y respuesta temporal esperada.



Fuente: Ogata

Finalmente, con ayuda de la siguiente tabla, se calculan las constantes en función de los parámetros calculados.

Tabla 5. Regla de sintonización de Ziegler-Nichols basada en la ganancia crítica K_{cr} y periodo crítico P_{cr}

Tipo de controlador	K_p	T_i	T_d
P	$0.5K_{cr}$	∞	0
PI	$0.45K_{cr}$	$\frac{1}{1.2} P_{cr}$	0
PID	$0.6K_{cr}$	$0.5P_{cr}$	$0.125P_{cr}$

Fuente: Ogata

Con ayuda de la interfaz obtenemos la siguiente curva de respuesta con los siguientes parámetros:

Tabla 6. Parámetros de diseño del controlador de posición experimental.

Parámetro	Valor
Ganancia crítica:	7.5
Periodo crítico:	0.2 [s] (sensibilidad mínima del sistema)

Fuente: autor.

Tabla 7. Constantes del controlador de posición diseñado por metodo de Ziegler-Nichols en lazo cerrado.

Constante	PI	PID
Kp	3.4	4.5
Ki	20.4	34
Kd	0	0.085

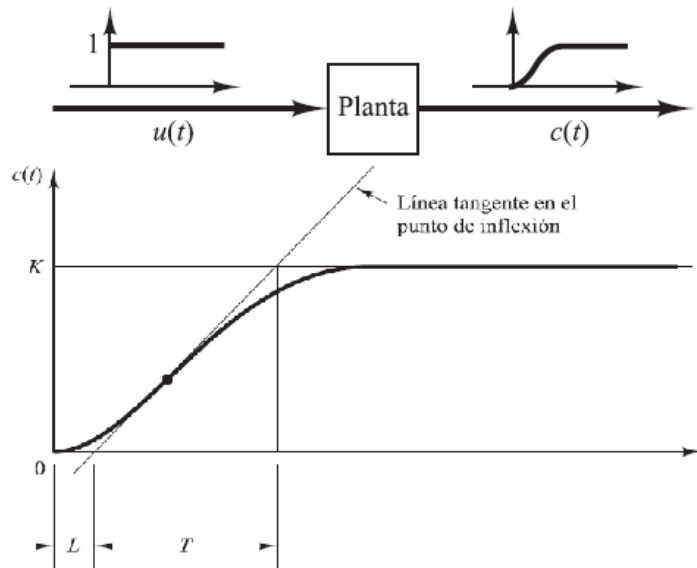
Fuente: autor.

6.3 SINTONIZACIÓN DE LA HIDROTRANSMISIÓN POR ZIEGLER-NICHOLS EN LAZO ABIERTO

El método de Ziegler-Nichols en lazo abierto, o basado en curva de reacción, es un procedimiento para la obtención del controlador en una planta con una entrada escalón unitario y sin retroalimentación.

Básicamente, le aplica una entrada tipo escalón de amplitud conocida a la planta y se obtiene una curva de reacción similar a la de un sistema de primer orden con un retraso. Con dicha curva se obtienen dos parámetros con los que se calculan los valores de las constantes. Estos parámetros son el tiempo de retardo (L) y el tiempo de respuesta (T). Para obtener estos valores desde la gráfica de la respuesta se debe trazar una recta tangente en el punto de inflexión desde la intersección con el eje x y con la línea $y=K$ donde K es el valor de estado estable de la planta. La siguiente figura ilustra el diagrama de control planteado, la curva obtenida y los parámetros gráficos.

Figura 62. Diagrama de bloques del método de curva de reacción y respuesta temporal esperada.



Fuente: Ogata

Finalmente, con ayuda de una tabla, se calculan las constantes en función de los parámetros calculados.

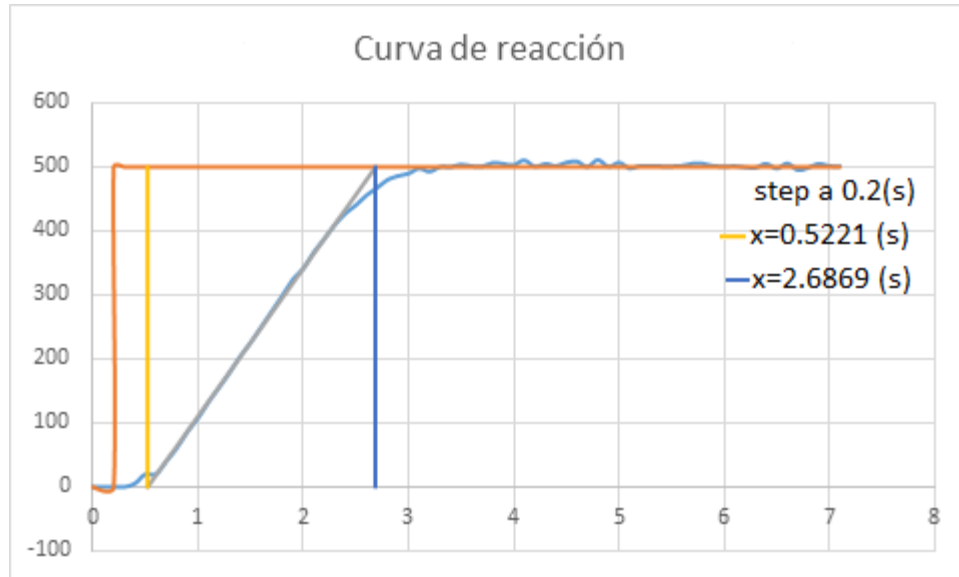
Tabla 8. Regla de sintonización de Ziegler-Nichols basada en la respuesta escalón de la planta.

Tipo de controlador	K_p	T_i	T_d
P	$\frac{T}{L}$	∞	0
PI	$0.9 \frac{T}{L}$	$\frac{L}{0.3}$	0
PID	$1.2 \frac{T}{L}$	$2L$	$0.5L$

Fuente: Ogata

Con ayuda de la interfaz obtenemos la siguiente curva de respuesta con los siguientes parámetros:

Figura 63. Curva de reacción de la hidrotransmisión



Fuente autor

Tabla 9. Parámetros de diseño del controlador de velocidad experimental.

Parámetro	Valor
Retardo	0.42219[s]
Tiempo de reacción	2.16479

Fuente: autor.

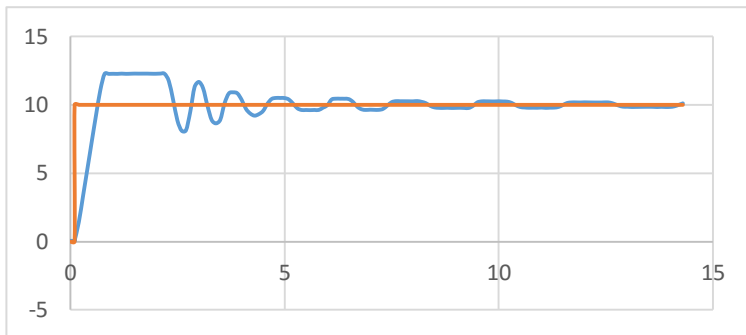
Tabla 10. Constantes del controlador de velocidad diseñado por método de Ziegler-Nichols en lazo abierto.

Constante	PI	PID
Kp	5.1275	4.5
Ki	3.6435	7.287
Kd	0	1.2989

Fuente: autor.

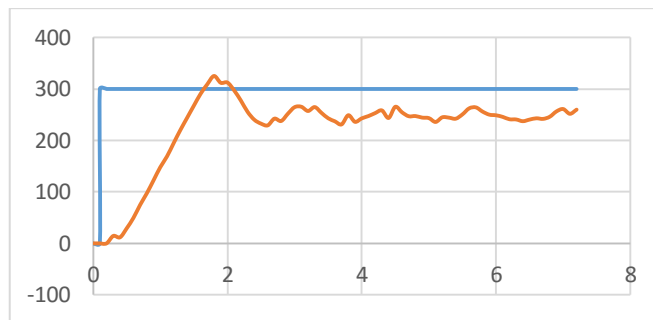
Con las constantes obtenidas, se realizan las pruebas para ambos sistemas. Las siguientes graficas corresponden a las respuestas de posición en función de una entrada tipo escalón de valor 10 [°] y la respuesta de velocidad en función de una entrada tipo escalón de valor 300 [RPM].

Figura 64. Posición con controlador diseñado por método de Ziegler-Nichols en lazo cerrado.



Fuente: autor

Figura 65. Velocidad con controlador diseñado por método de Ziegler-Nichols en lazo abierto.



Fuente autor

Analizando ambas respuestas, se puede ver que las ganancias son demasiado grandes y el sistema no responde de manera aceptable pues presenta oscilaciones en ambas variables y la segunda presenta un error de estado estable considerablemente grande (16%). De modo que, basado en las constantes obtenidas en los métodos analíticos, se realiza un ajuste experimental

6.4 AJUSTE FINAL DE CONSTANTES DE LOS CONTROLADORES

Las constantes obtenidas por el diseño matemático son las siguientes.

Tabla 11. Constantes de controladores analíticos.

CONSTANTES PI POSICIÓN		
Kp	Ki	Kd
3.66	1.08	0
CONSTANTES PI VELOCIDAD SIN FEEDFORWARD		
Kp	Ki	Kd
0.18	0.46	0
CONSTANTES PI VELOCIDAD CON FEEDFORWARD		
Kp	Ki	Kd
0.28	0.5	0

Fuente: autor.

Partiendo de estos valores, se busca mejorar el tiempo de respuesta y el sobreimpulso de las señales medidas variando iterativamente las constantes. Tras el ajuste experimental de las respuestas del sistema, se obtienen las siguientes constantes:

Tabla 12. Constantes de controladores ajustadas experimentalmente.

CONSTANTES PI POSICIÓN					
Kp		Ki		Kd	
1.81		0.27		0	
CONSTANTES PI VELOCIDAD SIN FEEDFORWARD					
CONTROL POSICIÓN			CONTROL VELOCIDAD		
Kp	Ki	Kd	Kp	Ki	Kd
1.81	0.27	0.1	0.22	0.42	0
CONSTANTES PI VELOCIDAD CON FEEDFORWARD					
CONTROL POSICIÓN			CONTROL VELOCIDAD		
Kp	Ki	Kd	Kp	Ki	Ganancia FF
1.81	0.27	0.1	0.2	0.422	0.422

Fuente: autor.

Las gráficas correspondientes se encuentran en la siguiente unidad y serán usadas para cuantificar los parámetros de respuesta y compararlos con los controladores anteriores.

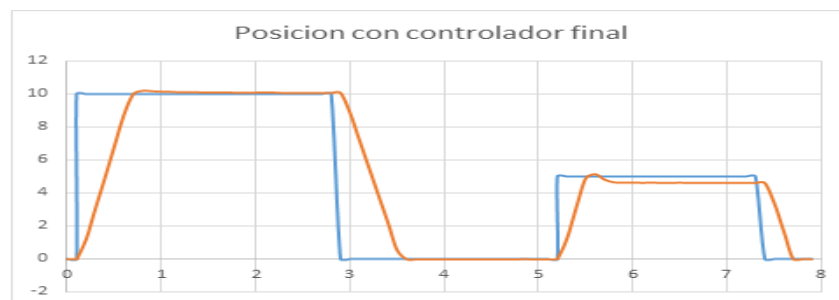
7. PRUEBAS Y ANALISIS DE RESULTADOS

Calificar la respuesta de un sistema de control respecto a otro requiere cuantificar los parámetros de respuesta de la planta en ambos casos y comparar dichos valores entre ellos. Para los controladores diseñados se va a cuantificar la respuesta con los siguientes tres parámetros: Sobreimpulso, Tiempo de asentamiento y error en estado estable.

7.1 PRUEBAS DE CONTROL DE POSICIÓN DE LA PLACA DE LA BOMBA VARIABLE

La respuesta de los dos casos se encuentra en la siguiente imagen.

Figura 66. Respuesta de posición a dos valores de referencia con controlador ajustado.



Fuente: autor

De donde se pueden obtener los datos requeridos. Comparar ambas respuestas es necesario para conocer si el nuevo controlador mejora el funcionamiento del sistema en la cantidad planteada inicialmente. La siguiente tabla contiene los parámetros de la planta con el controlador diseñado para un setpoint de 10 y 5 [°], el controlador previo y la variación de dichos parámetros (porcentual con el parámetro mayor).

Tabla 13. Comparación de parámetros del control de posición

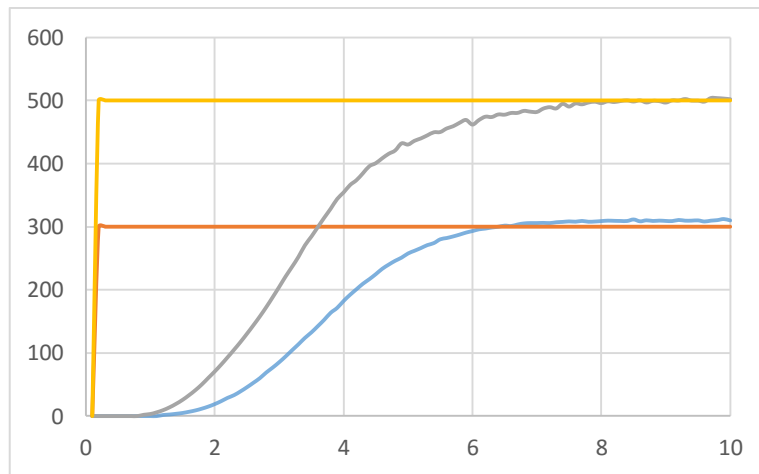
PARAMETRO	CONTROL DISEÑADO 10[°]	CONTROL DISEÑADO 5[°]	CONTROL PREVIO	VARIACION
Sobreimpulso [%]	3.39	10.4	42	75.23
Tiempo de asentamiento [s]	0.675	0.728	1.6	54.5
Error estado estable [%]	1.56	1.59	1.7	6.47

Fuente: autor.

7.2 PRUEBAS DE CONTROL DE VELOCIDAD DE LA HIDROTRANSMISIÓN SIN FEEDFORWARD

La respuesta a los dos valores de referencia se encuentra en la siguiente imagen.

Figura 67. Respuesta de velocidad a dos valores de referencia con controlador ajustado.



Fuente: autor

La comparación de la respuesta se debe hacer con los dos controladores implementados en la interfaz anterior: PID y espacio de estados. Los parámetros

son medidos para la respuesta a una entrada de 500 [RPM] y la variación se mide en valores absolutos.

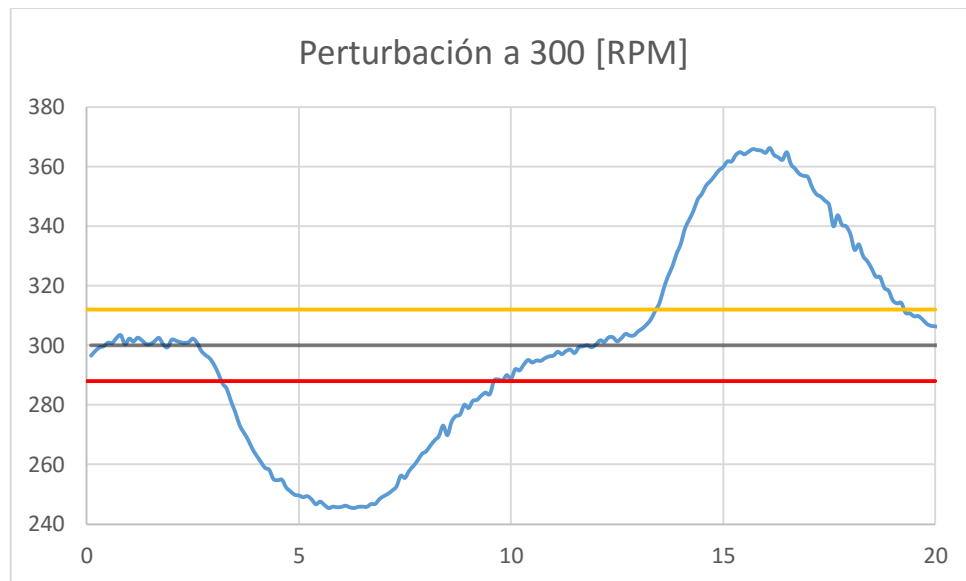
Tabla 14. Comparación de los parámetros de respuesta transitoria para el control PI.

PARAMETRO	SOBREIMPULSO [RPM]	TIEMPO DE ASENTAMIENTO [s]	ERROR ESTADO ESTABLE [RPM]
CONTROL DISEÑADO	8	6.1	8
CONTROL PREVIO	15	13.25	7
VARIACION	7	7.15	-1
ESPACIO DE ESTADOS	75	9.4	9
VARIACIÓN	67	3.3	1

Fuente: autor

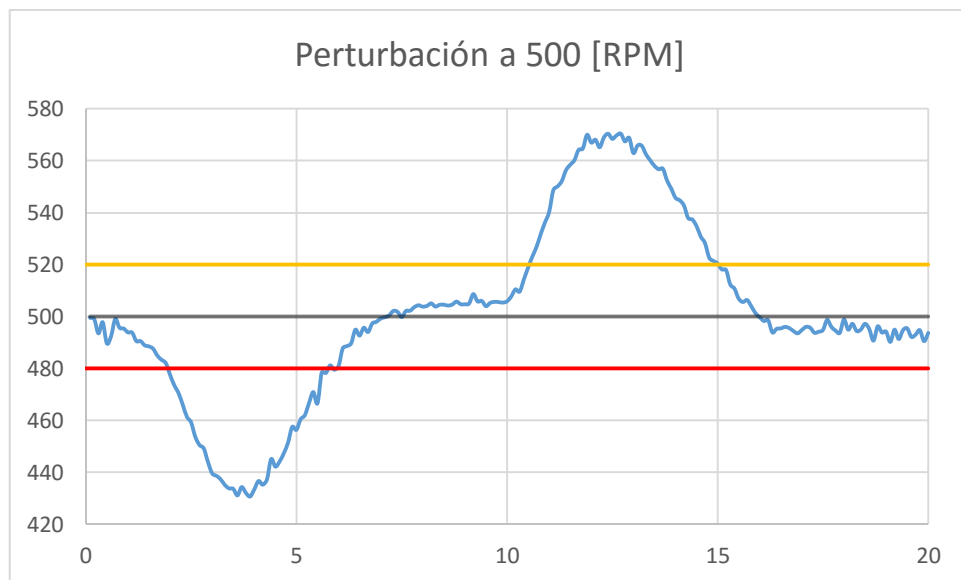
Para las perturbaciones, también se debe cuantificar el tiempo de respuesta y el error máximo. El tiempo de respuesta corresponde al lapso que se toma el sistema en volver a estabilizarse después de aplicarse la perturbación. La siguiente grafica contiene la respuesta a la perturbación y la tabla los valores calculados. El espacio entre la línea roja y amarilla representa el rango donde se considera estable la respuesta y el tiempo de estabilización se mide entre los puntos de intersección de la señal con alguna de estas dos líneas. La variación de los parámetros también se mide en valores absolutos

Figura 68. Respuesta a perturbación a 300 [RPM] con controlador PI ajustado.



Fuente: autor

Figura 69. Respuesta a perturbación a 500 [RPM] con controlador PI ajustado.



Fuente: autor

Tabla 15. Comparación de parámetros de respuesta a perturbación con controlador PI.

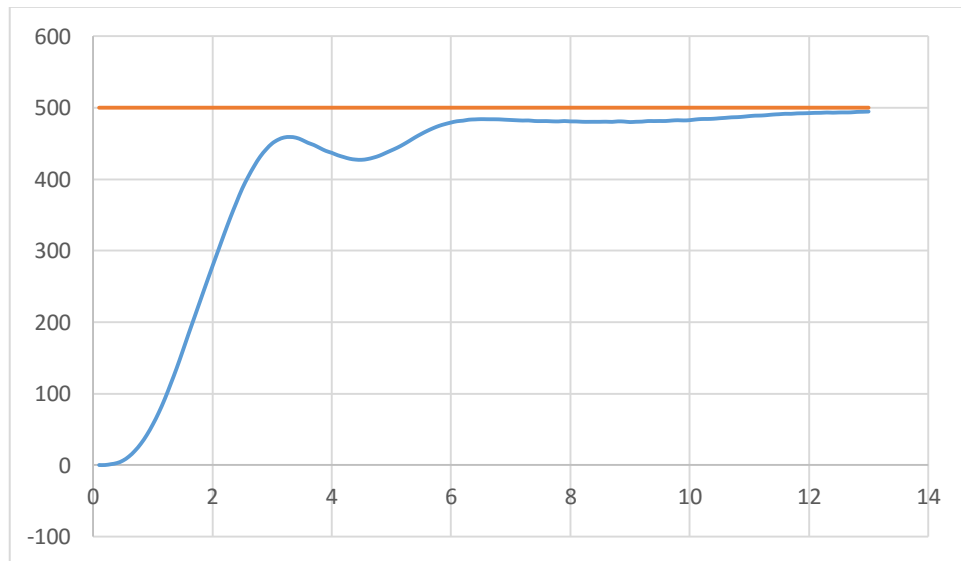
PARAMETRO	TIEMPO DE RESPUESTA [s]	ERROR MAXIMO [RPM]
CONTROL DISEÑADO	4	69
CONTROL PREVIO	2.7	45
VARIACION	-1.3	-24
ESPACIO DE ESTADOS	6	55
VARIACIÓN	2	-14

Fuente: autor

7.3 PRUEBAS DE CONTROL DE VELOCIDAD DE LA HIDROTRANSMISIÓN CON FEEDFORWARD

La respuesta para la respuesta transitoria a una velocidad de 500 [RPM] de referencia se encuentra en la siguiente imagen.

Figura 1. Respuesta de velocidad con controlador PI con Feedforward ajustado.



Fuente: autor

La comparación de la respuesta se debe hacer con los dos controladores implementados en la interfaz anterior: PID y espacio de estados. La variación de los parámetros se mide en valores absolutos

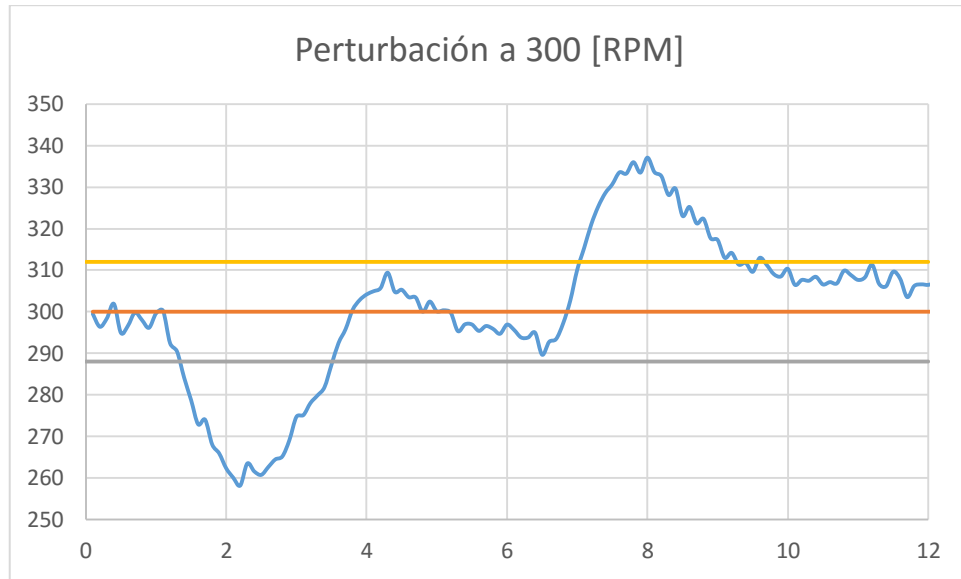
Tabla 16. Comparación de los parámetros de respuesta transitoria para el control PI con feedforward.

PARAMETRO	SOBREIMPULSO [RPM]	TIEMPO DE ASENTAMIENTO [s]	ERROR ESTADO ESTABLE [RPM]
CONTROL DISEÑADO	10	7.7	10
CONTROL PREVIO	16	13.25	7
VARIACION	6	5.55	-3
ESPACIO DE ESTADOS	75	9.4	9
VARIACIÓN	65	1.7	-1

Fuente: autor.

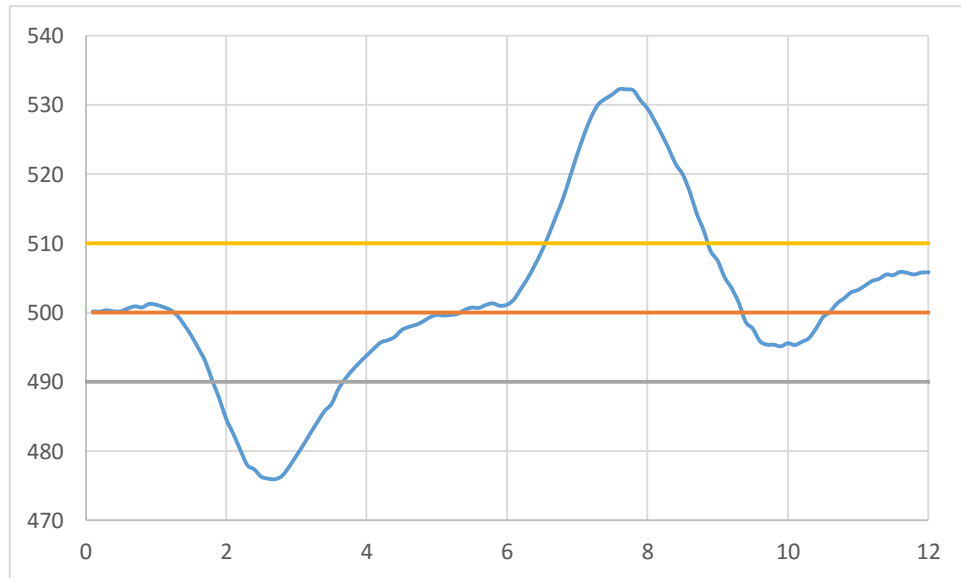
Para las perturbaciones, también se debe cuantificar el tiempo de respuesta y el error máximo. La siguiente grafica contiene la respuesta a la perturbación y la tabla los valores calculados. El espacio entre la línea amarilla y gris representa el rango donde se considera estable la respuesta y el tiempo de estabilización se mide entre los puntos de intersección de la señal con alguna de estas dos líneas.

Figura 70. Respuesta a perturbaciones a 300 [RPM] con controlador PI con feedforward.



Fuente: autor

Figura 71. Respuesta a perturbaciones a 500 [RPM] con controlador PI con feedforward.



Fuente: autor.

Tabla 17. Comparación de parámetros de respuesta a perturbación con controlador PI.

PARAMETRO	TIEMPO DE RESPUESTA [s]	ERROR MAXIMO [RPM]
CONTROL DISEÑADO	2	32
CONTROL PREVIO	2.7	45
VARIACION	0.7	13
ESPACIO DE ESTADOS	6	55
VARIACIÓN	4	23

Fuente: autor

7.4 ANALISIS DE RESULTADOS

7.4.1 Respuesta de posición. La respuesta del subsistema de posición mejoró considerablemente respecto al controlador anterior ya que los tres parámetros mejoraron. En primer lugar, el sobreimpulso disminuyó de un 42% a un 10.4%, lo que representa una mejora del 75%. El tiempo de asentamiento promedio mejoró alrededor de 1 segundo, lo que representa un 54%. Por último, el error de estado estable se mantuvo similar, pues disminuyó de 1,7 a 1,56, una mejora del 6,4%.

Mejorar la respuesta de este subsistema aumenta el tiempo de respuesta del sistema global pues los errores en velocidad van a tener correcciones más rápidas con un sistema de posición de la placa que responde en 0,6 [s] y un error de estado estable no mayor a 2%.

7.4.2 Respuesta de velocidad sin feedforward. El controlador implementado presenta una mejora en el sobreimpulso respecto al de espacio de estados, ya que antes era de 75[RPM] y ahora es de 8, lo que representa una mejora del 90%. Respecto al PID anterior, este se redujo en 7 unidades, una mejora del 45%.

El segundo aspecto es el tiempo de asentamiento. Se propuso una mejora del tiempo de respuesta del 20%, lo que es una mejora de 9,4 a 7.5 [s]. El controlador

diseñado otorgó un tiempo de 6.1 [s]; una mejora del 53% respecto al PID previo y un 35% respecto al de espacio de estados. Además, no presentó las oscilaciones que tenía previamente.

El tercer aspecto es el error en estado estable. En ambos casos, el error se mantuvo igual, variando 1 [RPM] por encima o por debajo respectivamente de los controladores previos. Sin embargo, este valor se encuentra en el rango permisible del error, que por el criterio de frecuencia natural que se usó es de 20 [RPM] (4% a 500[RPM]).

El cuarto aspecto es el tiempo de respuesta para las perturbaciones. El controlador nuevo aumentó el tiempo respecto al PID previo (1,3 segundos) y mejoró respecto al de espacio de estados en un 33% (2 segundos).

Finalmente, el error máximo de la perturbación aumentó respecto al PID previo en un 5% y respecto al de espacio de estados en un 3%.

En general, la respuesta transitoria mejoró considerablemente a la señal tipo escalón aplicada pues el sobreimpulso y el tiempo disminuyeron, el error de estado estable se mantuvo en el rango permisible y se eliminaron las oscilaciones transitorias. Para la perturbación, la respuesta fue mejor que la del controlador de espacio de estados y no igualó la respuesta del PID previo.

7.4.3 Respuesta de velocidad con feedforward. El controlador implementado presenta una mejora en el sobreimpulso respecto al de espacio de estados, ya que antes era de 75 [RPM] y ahora es de 10, una mejora de 86%. Respecto al PID anterior, aumentó en una unidad, sin embargo, se encuentra en el rango permisible (8% o 40[RPM] para un setpoint de 500).

El controlador diseñado otorgó un tiempo de 7.7 [s]; una mejora del 40% respecto al PID previo y un 18% respecto al de espacio de estados. Presentó una oscilación en el transitorio que se debe a agregar un polo y un cero al controlador.

El tercer aspecto es el error en estado estable. Respecto a los controladores previos, aumentó en 3 y 1 unidades respectivamente. Sin embargo, el rango permisible es de 20 [RPM] y se encuentra 10 unidades bajo el límite (2%).

El controlador mejoró el tiempo de respuesta de las perturbaciones del PID previo de 2,7 a 2 [s], un 35%, y mejoró respecto al de espacio de estados en un 66%. Finalmente, el error máximo de la perturbación disminuyó respecto al PID previo de 45[RPM] a 32, y respecto al de espacio de estados de 55 a 32.

En general, la respuesta mejoró respecto a la señal tipo escalón aplicada pues el sobreimpulso y el tiempo disminuyeron, el error de estado estable se mantuvo en el rango permisible y se eliminaron las oscilaciones transitorias. Para la perturbación, la respuesta mejoró también pues sus parámetros disminuyeron respecto a ambos controladores.

7.4.4 Comparación entre los dos controladores. La siguiente tabla contiene los parámetros de los dos controladores diseñados para realizar la respectiva comparación entre ambos

Tabla 18. Comparación de parámetros entre los dos controladores implementados.

PARAMETRO	SIN FF	CON FF
Sobreimpulso [RPM]	8	10
Tiempo de estabilización [s]	6.1	7.7
Error de estado estable [RPM]	8	10
Tiempo de respuesta a perturbación [s]	4	2
Error máximo de perturbación	69	32

Fuente: autor.

El PID clásico supera al PID con feedforward en la respuesta transitoria. Esta se mejora principalmente por la estabilidad que brinda el controlador PI, pues el polo y el cero agregado por el feedforward lo hace muy sensible a variaciones mínimas, como el ruido del sensor, que puede llegar a ser contraproducente en casos donde estas fuentes de error sean considerables.

Sin embargo, la sensibilidad del compensador le hace más efectivo a corregir el error de la perturbación pues el adelanto de la señal responde más rápido que el integrador del PI clásico. Esto se ve reflejado en los parámetros medidos.

La determinación del mejor controlador depende del contexto en que se vaya a implementar pues cada sistema posee condiciones diferentes; unos requieren una mejor respuesta transitoria mientras que otros tengan como prioridad responder rápidamente a cargas externas.

8. CONCLUSIONES

Se desarrolló un modelo matemático capaz de describir el comportamiento del subsistema servoválvula-actuador y la hidrotransmisión completa de manera confiable

Basado en el modelo matemático desarrollado, se diseñó un controlador correspondiente mediante el método de asignación de raíces y análisis por estado estacionario a cada modo de operación: PID de posición, PID de velocidad y PID con feedforward de velocidad.

Se diseñó y programó el algoritmo necesario para la práctica de posición de la placa oscilante de la bomba de la hidrotransmisión para la implementación de técnicas de control clásico con el fin de complementar la práctica de control de posición.

Se diseñó y programó el algoritmo de control para la práctica de control de velocidad de la hidrotransmisión basado en técnicas de control clásico (control PID) y técnicas de control avanzado como adelanto de señal (feedforward)

Se realizó una interfaz gráfica haciendo uso del software LabVIEW donde se incluyeron los algoritmos de control diseñados y programados previamente en un solo programa que permite configurar los diferentes modos de uso del banco además de generar una experiencia didáctica y fácil de usar para los estudiantes de la materia.

Se diseñó el controlador correspondiente a cada subsistema basado en los métodos experimentales planteados por Ziegler-Nichols

Se ajustó el valor de cada constante de los tres controladores basado en los valores otorgados en el modelo matemático y realizando un procedimiento iterativo hasta obtener parámetros de funcionamiento aceptables.

Se implementó un control PI para el subsistema de la servoválvula y el cilindro donde el tiempo de respuesta, el error de estado estable y el sobreimpulso mejoraron respecto al controlador previo.

Se implementó un control PI para la hidrotransmisión, el cual contiene una doble retroalimentación e integra el controlador de posición mencionado anteriormente.

Se implementó un control PI con feedforward para la hidrotransmisión, el cual también contiene una doble retroalimentación e integra el controlador de posición mencionado previamente.

Se realizó la respectiva medición de los parámetros de operación de la hidrotransmisión y la comparación de cada uno de los controladores diseñados con los dos previos.

Se mejoró el tiempo de respuesta del sistema usando ambos controladores comparado con los dos anteriores. El sobreimpulso se mantuvo en el rango aceptable, al igual que el error en estado estable.

Respecto a las perturbaciones, se mejoró el tiempo de respuesta y el error máximo usando el controlador PID con feedforward. Para el PID clásico, se mantuvo la respuesta en el rango aceptable o mejorando ligeramente.

Comparando ambos controladores diseñados, se concluyó que el PID clásico tiene una mejor respuesta transitoria que el PID con feedforward, mientras que el segundo posee una mejor respuesta a perturbaciones que el primero.

BIBLIOGRAFIA

AUTONICS. E50s series incremental rotary encoder catalog. Disponible en:

<http://www.automationsystemsandcontrols.net.au/PDF's%20Autonics/encoder/E50S%20Series%20Incremental%20Rotary%20Encoder%20from%20ASC%20Ph%2003%209720%200211.pdf>

BADER, Munaf F. Position control system of hydraulic cylinder based on microcontroller. Departamento de ingeniería mecánica. Universidad Al-Mustansiriya. Bagdad, Irak. 2008. Disponible en:

https://www.iei.liu.se/flumes/tmhp51/filearchive/coursematerial/1.105703/LoadDyn_tmhp51_2008.pdf

CENTENO ARIZA, Oscar Fernando; CEPEDA GOMEZ, Freddy Alexander. Control automático de una transmisión hidrostática a velocidad constante. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Bucaramanga. 2007.

DORF, C. Richard; BISHOP H. Robert. Sistemas de control moderno. 10ma Edición. Pearson education. Madrid. 2005.

EATON. RE/RF series medium Duty NFPA tie rod cylinders catalog. 2015.

Disponible en:

http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct_931030.pdf

EATON. Vane Motors: Overhaul manual. Disponible en:

http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll_1404.pdf

MERRITT, Herbert E. Hydraulic control systems. New York: John Wiley & Sons, Inc. 1967.

MOOG. 62 series servovalves. East aurora, NY. Disponible en:

<http://live.moogaccess.com/literature/ICD/62seriesvalves.pdf>

MOOG. Transfer function for Moog servo valves. East Aurora, NY. 1968.

Disponible en: http://www.servovalve.com/technical/new_tb_103.pdf

NATIONAL INSTRUMENTS. DAQ M series: NI USB-621x user manual. Austin, Texas. 2009. Disponible en: <http://www.ni.com/pdf/manuals/371931f.pdf>

NATIONAL INSTRUMENTS. LabVIEW: Simulation module user manual. Austin, Texas. 2005. disponible en:

https://www.iei.liu.se/flumes/tmhp51/filearchive/coursematerial/1.105703/LoadDyn_tmhp51_2008.pdf

OBREDOR SALAZAR, Mardel Adalberto; VERA HERNANDEZ, Julio Cesar. Implementación de un sistema de control y medición en la transmisión hidrostática del laboratorio de control automático. Trabajo de grado Ingeniero mecánico. Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Bucaramanga. 2013.

OGATA, Katsuhiko. Ingeniería de Control Moderna. 5ta edición. Pearson education. Madrid. 2010.

PAZ, Marco A; RAMIREZ-DEL REAL, Tania A; GARIBO, Suselle C; GALLEGOS, José L. Algoritmo didáctico para asignación implícita de polos mediante la especificación de características temporales deseadas usando controladores PI industriales. Universidad Politécnica de Aguascalientes. Aguascalientes. 2013.

Disponibile en: http://www.scielo.cl/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0718-50062013000600004

RYDBERG, Karl-Erik. Hydraulic systems with load Dynamics. Linköpings Universitet. Linköpings, Suecia. 2008. Disponible en: https://www.iei.liu.se/flumes/tmhp51/filearchive/coursematerial/1.105703/LoadDyn_tmhp51_2008.pdf

TRANSTEK. Series 240 General purpose DC LVDT's specification sheet. Disponible en: <http://www.transtekinc.com/wp-content/uploads/2014/12/TRAN-1501-240-SpecSheet2.pdf>

VICKERS. Axial piston pumps catalog. Disponible en: http://www.advancedfluidsystems.com/files/Eaton-Vickers_PVB_Catalog.pdf

ANEXOS

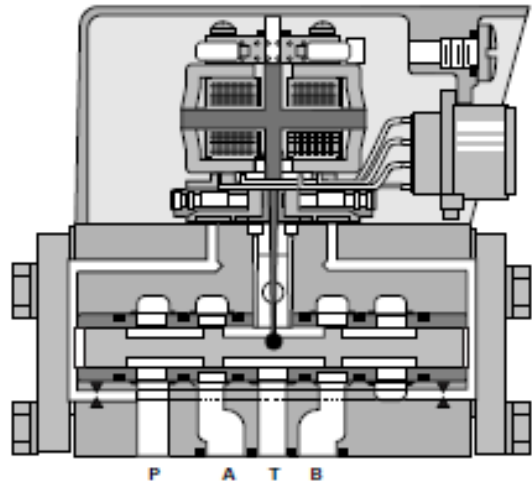
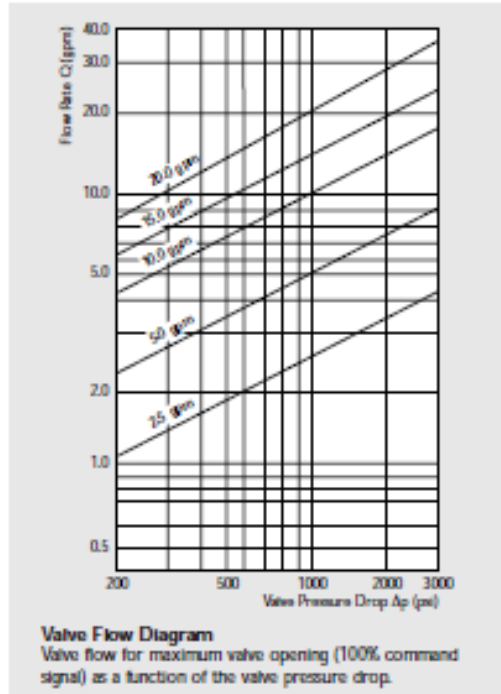
Anexo A. SERVOVALVULA

El funcionamiento de la servoválvula es regido por el motor de torsión, que es accionado mediante una señal de comando que lo polariza y genera un movimiento hacia una dirección que a su vez desplaza a la paleta (flapper) que atraviesa la armadura del motor y se encuentra entre las dos bobinas de este. Este movimiento produce una apertura (o cierre) de las toberas de la válvula, permitiendo el desplazamiento del carrete (spool) en un sentido y la conexión de la línea de presión con alguno de los dos puertos para así entregar el caudal para la operación.

El uso de una servoválvula en el sistema es indispensable por dos factores fundamentalmente: Mayor precisión y mayor facilidad de controlar digitalmente. La precisión de una servoválvula frente a una válvula proporcional es superior: su histéresis es menor, el tiempo de respuesta es menor, puede trabajar en rangos más amplios de frecuencia. También, considerando que las señales de control de la servoválvula (2-20 [mA] a 10[V]) frente a las de una válvula proporcional (cerca de 1 [A] a 24 [V]) son de menor magnitud, es posible hacer el control directamente con una tarjeta de adquisición de datos, ya que la señal análoga enviada por esta unidad corresponde a la señal de control requerida por el elemento en cuestión. Usar una válvula proporcional requeriría un sistema de amplificación de dicha señal que complicaría el control.

62 SERIES
GENERAL TECHNICAL DATA

Operating Pressure ports P, A and B port T	up to 3,000 psi up to 2,000 psi
Temperature Range Fluid Ambient	0°F to 200°F 0°F to 200°F
Seal Material Operating Fluid	Viton, others on request Compatible with common hydraulic fluids, other fluids on request.
Recommended viscosity	60-450 SUS @ 100°F
System Filtration: High pressure filter (without bypass, but with dirt alarm) mounted in the main flow and if possible, directly upstream of the valve.	
Class of Cleanliness: The cleanliness of the hydraulic fluid greatly effects the performance (spool positioning high resolution) and wear (metering edges, pressure gain, leakage) of the servovalve.	
Recommended Cleanliness Class	
For normal operation	ISO 4406 < 14/11
For longer life	ISO 4406 < 13/10
Filter Rating Recommended	
For normal operation	$B_v \geq 75$ (10 μm absolute)
For longer life	$B_v \geq 75$ (5 μm absolute)
Installation Operations	Any position, fixed or movable.
Vibration	30 g, 3 axes
Weight	2.7 lb. (1.2 kg)
Shipping Plate	Delivered with an oil sealed shipping plate.



62 SERIES
TECHNICAL DATA

Model . . . Type
Mounting Pattern
Valve Body Version

62
ISO 10372 - 04 - 04 - 0 - 92
4-way
2-stage with spool bushing design
Nozzle/Flapper, High flow

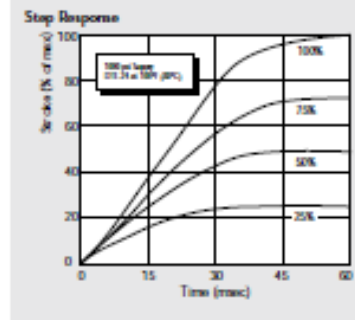
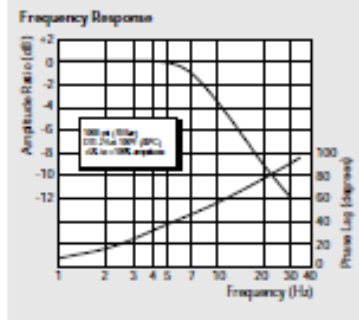
Pilot Stage

Pilot Connection

Rated Flow	(±10%) at $\Delta p_v = 1,000$ psi	[gpm]	2.5	5.0	10.0	15.0	20.0
Response Time*		[ms]	60	60	60	60	60
Threshold*		[%]			< 1%		
Hysteresis*		[%]			< 5%		
Nutl Shift	at $\Delta T = 100^\circ F$	[%]			< 5%		
Nutl Leakage Flow*	max.	[gpm]			0.35 to 0.55		

* Measured at 1,000 psi operating pressure

Typical characteristic curves with ±5% to ±100% input signal, measured at 1,000 psi operating pressure.



Anexo B. BOMBA VARIABLE

La bomba presente es una bomba de pistones de desplazamiento volumétrico variable. Dicho elemento, accionado por el motor eléctrico anteriormente mencionado, es el encargado de impulsar el fluido desde una baja presión (presión de precarga) hasta una presión alta hacia la entrada del motor hidráulico.

Posee tres puertos de conexión: succión, descarga y drenaje. La succión y la descarga van interconectados con el motor hidráulico mientras que el drenaje se envía al depósito. Esta última línea corresponde a una cantidad de caudal que se filtra de los elementos internos debido a la presión a la que trabaja.

Al ser variable el desplazamiento, la bomba posee una placa oscilante que comanda el desplazamiento de los pistones. El rango de desplazamiento de dicho elemento es de 15 [°] en ambas direcciones. Sin embargo, la disposición del actuador hace que el desplazamiento se realice solo en un rango (positivo en este caso) y permite entonces que el caudal sea impulsado por la misma línea para así girar el motor en el mismo sentido siempre.

Operating Data

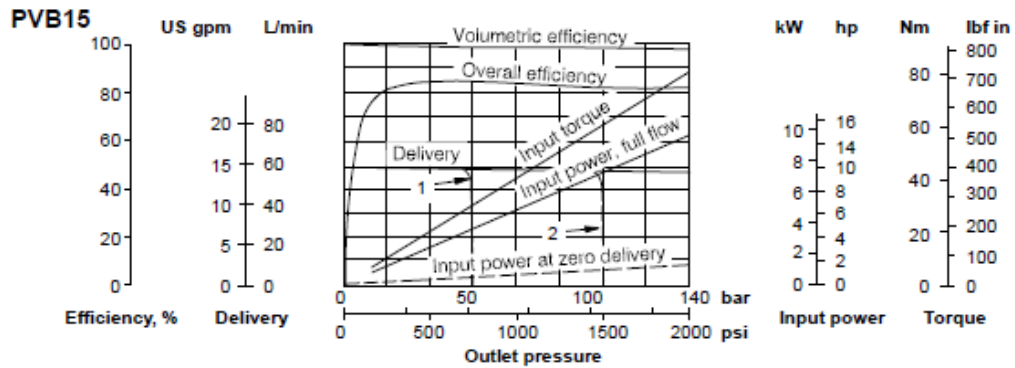
Pressure and Speed Limits							
Basic model designation	Geometric displacement, cm ³ /r (in ³ /r)	Maximum shaft speed (r/min)			Maximum outlet pressure, bar (psi)		
		Anti-wear hydraulic oil	Water-in-oil emulsion (40%/60%)	Water-glycol	Anti-wear hydraulic oil	Water glycol	Water-in-oil emulsion (40%/60%)
PFB5	10,55 (0.84)	3600			210 (3000)		
PFB10	21,10 (1.29)	3200	1800	1800	210 (3000)	175 (2500)	175 (2500)
PFB20	42,80 (2.61)	2400			175(2500)		
PVB5	10,55 (0.84)				210 (3000)	140 (2000)	140 (2000)
PVB8	13,81 (0.84)				140 (2000)	100 (1500)	100 (1500)
PVB10	21,10 (1.29)				210 (3000)	140 (2000)	140 (2000)
PVB15	33,00 (2.01)	1800	1800	1800	140 (2000)	100 (1500)	100 (1500)
PVB20	42,80 (2.61)				210 (3000)	140 (2000)	140 (2000)
PVB29	61,60 (3.76)				140 (2000)	100 (1500)	100 (1500)
PVB45	94,50 (5.76)				210 (3000)	140 (2000)	140 (2000)
PVB90	197,50 (12.0)	1800	1200	1200	210 (3000)	140 (2000)	140 (2000)

Maximum Inlet Pressure

All pumps except PVB5/6/10/15 with H, M or V controls 1,0 bar (15 psi)
 PVB5/6/10/15 with H, M or V controls As "Max. outlet pressure" above
 for appropriate size.

Performance Data at 1800 r/min Drive Speed (cont'd)

With oil at 21cSt (102 SUS) and at 49°C (120°F): Atmospheric inlet
 For data at drive speed of 1500 r/min, see pages A.7 to A.10



1 = Delivery with compensator setting of 50 bar (750 psi)
 2 = Delivery with compensator setting of 100 bar (1500 psi)

Anexo C. MOTOR FIJO

El motor hidráulico, a diferencia de la bomba, es de pistones de desplazamiento volumétrico constante. Dicho elemento recibe el caudal entregado por la bomba a cierta presión y lo convierte en energía mecánica (cinética), retornando el caudal a baja presión a la línea de succión de la bomba. Posee los mismos tres puertos de la bomba: entrada, salida y drenaje. El drenaje corresponde al mismo fenómeno que en el anterior componente.

Operating Specifications

Model Series	Torque Nm/5,9 bar (lb. in./100 psi)	Displacement cm ³ /r (in ³ /r)	Flow Input @ 1200 r/min L/min (USgpm)	Max. Torque Nm (lb. in.) @ Max. Pressure	Maximum Speeds & Pressure	Approx. Weight kg (lb)
25M	4,7 (42)	43,9 (2.68)	52,7 (13.9)	115,8 (1025)	4000 r/min @ 34 bar (500 psi)	18 (40)
	6,2 (55)	57,7 (3.52)	69,4 (18.3)	151,4 (1340)		
	7,3 (65)	68,7 (4.19)	82,6 (21.8)	180,8 (1600)		
35M	9,0 (80)	83,6 (5.10)	100,4 (26.5)	221,5 (1960)	3000 r/min @ 172 bar (2500 psi)	29 (64)
	10,7 (95)	100,3 (6.12)	120,5 (31.8)	264,4 (2340)		
	13,0 (115)	121,9 (7.44)	146,3 (38.6)	320,9 (2840)		
45M	14,7 (130)	138,0 (8.42)	165,6 (43.7)	361,6 (3200)	3200 r/min @ 34 bar (500 psi) 2400 r/min @ 172 bar (2500 psi)•	39 (85)
	17,5 (155)	163,2 (9.96)	195,9 (51.7)	429,4 (3800)		
	20,9 (185)	193,2 (11.79)	232,3 (61.3)	502,9 (4450)		
50M	24,9 (220)	231,3 (14.11)	277,8 (73.3)	615,9 (5450)	3200 r/min @ 34 bar (500 psi) 2400 r/min @ 172 bar (2500 psi)•	73 (160)
	28,8 (255)	268,2 (16.36)	322,2 (85.0)	717,6 (6350)		
	33,9 (300)	317,2 (19.35)	380,7 (100.5)	844,1 (7470)		

- 114 suffix: 2500 psi, counterclockwise
2250 psi, clockwise
- 124 suffix: 2500 psi, bi-directional

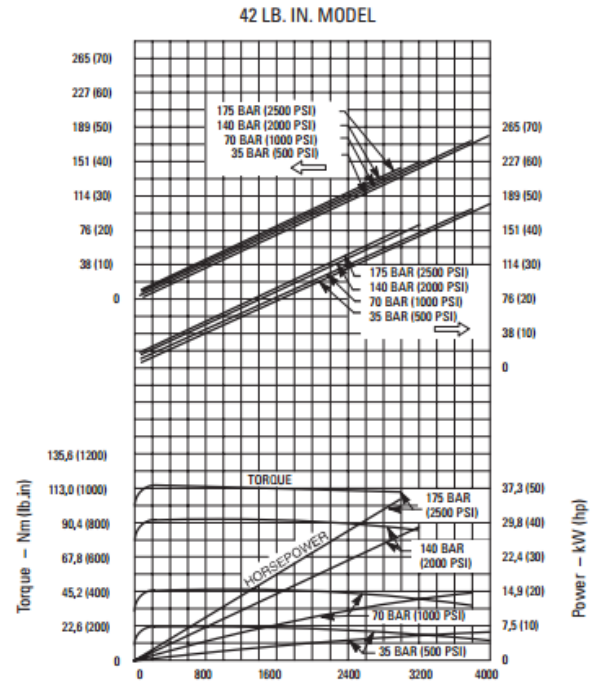
NOTE: Review "Applying Vane Units" page 7, prior to selection of motors.

25M Motors

Performance Constants:

Oil SAE 10W, viscosity 32 cSt (150 SUS) @ 38° C (100° F)

42 LB. IN. MODEL

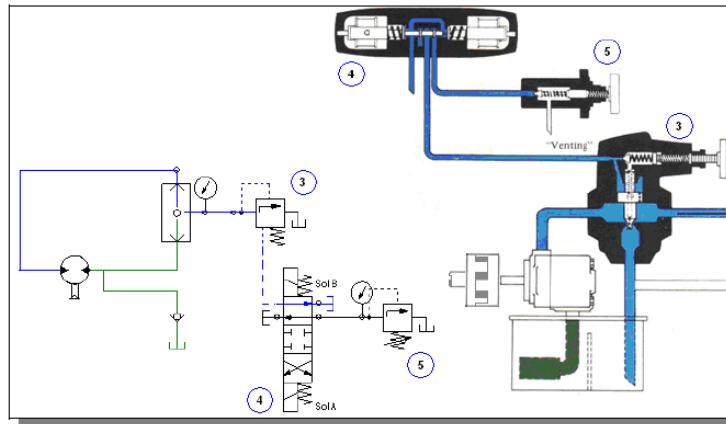


Anexo D. NIVELES DE PRESIÓN EN LA PERTURBACIÓN

La línea de descarga de la bomba se conecta directamente a la válvula reguladora de presión pilotada. Esta válvula se configura con la presión alta. El pilotaje de esta válvula se conecta a un puerto de la válvula direccional, donde también hay dos puertos conectados a tanque y un cuarto puerto acoplado a la válvula de seguridad de acción directa.

La primera posición es la de venteo. El solenoide B se encuentra accionado y hace que el pilotaje de la válvula de seguridad pilotada se encuentre con presión de tanque; de modo que la diferencia de presión en la bomba es despreciable y el torque correspondiente es despreciable también. La siguiente figura representa el circuito hidráulico con el solenoide b accionado donde las líneas de color azul corresponden a las líneas de presión de tanque y la línea verde representa la línea de succión de la bomba.

Figura 72. Perturbación en venteo



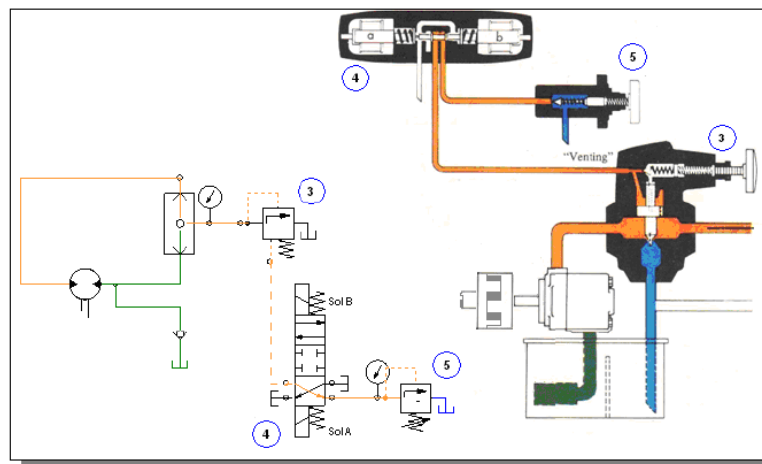
Fuente: Manual de oleohidráulica industrial

La segunda posición corresponde al nivel intermedio de presión. En esta configuración, el solenoide A es accionado y hace que el pilotaje de la válvula de seguridad pilotada (tarada a presión alta) se conecte con la válvula de seguridad de

acción directa (tarada a presión intermedia). Como ambas válvulas se encuentran en la misma línea de presión (Despreciando las perdidas), la primera válvula en abrirse será la de seguridad de acción directa ya que corresponde a la de menor taraje.

La siguiente imagen ilustra el circuito hidráulico funcionando una presión intermedia. Las líneas naranjas corresponden a líneas de presión intermedia; las azules y verdes corresponden también a tanque y succión respectivamente

Figura 73. Perturbación en nivel intermedio de presión

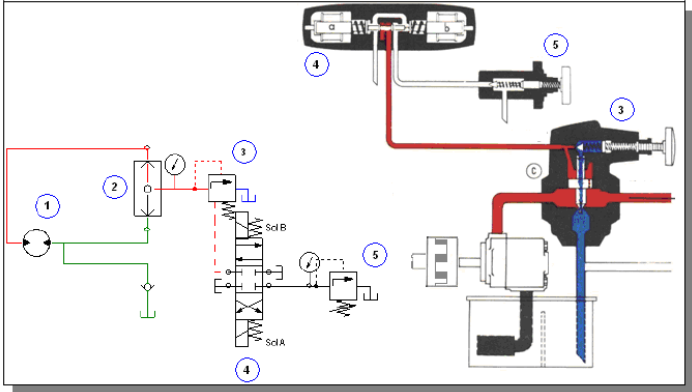


Fuente: Manual de oleohidráulica industrial

La tercera posición corresponde al nivel máximo de presión. En esta configuración, la válvula direccional se encuentra en su centro, donde todas las puertas se cierran, de modo que la válvula de acción directa se encuentra desconectada de la línea de descarga de la bomba y la presión del fluido va a estar restringido por el taraje de la válvula de seguridad pilotada (presión alta).

La siguiente imagen ilustra el circuito hidráulico funcionando una presión alta. Las líneas rojas corresponden a líneas de presión máxima; las azules y verdes corresponden también a tanque y succión respectivamente.

Figura 74. Perturbación en nivel alto de presión



Fuente: Manual de oleohidráulica industrial

Anexo E. ENCODER

Este elemento es el encargado de medir la velocidad de rotación del eje principal de la hidrotransmisión. Está acoplado por medio de una cadena, amplificando dicha variable.

Internamente, hay un disco unido al eje, el cual tiene una serie de ranuras por las que la luz puede atravesar; el pulso se genera cuando un haz de luz atraviesa una de estas ranuras hasta un receptor fotosensible. Las ranuras tienen un ángulo de separación entre ellas, el cual corresponde al ángulo desplazado. La señal medida (en este caso, el pulso) se envía al software por medio de la tarjeta de adquisición de datos, donde se derivará y se obtendrá la variable requerida (Velocidad).

Incremental ϕ 50mm Shaft Type

Diameter ϕ 50mm shaft type Incremental Rotary encoder

■ Features

- Suitable for measuring Angle, Position, Revolution, Speed, Acceleration, Distance
- Power supply : 5VDC, 12~24VDC \pm 5%
- Cost-effective

■ Applications

- Various tooling machinery, packing machine and general industrial machinery etc.

Please read "Caution for your safety" in operation manual before using.



■ Ordering information (Former name : ENB)

E50S 8 — 5000 — 3 — 2 — 24 —

Series	Shaft diameter	Pulse/1Revolution	Output phase	Output	Power supply	Cable
Diameter ϕ 50mm, shaft type	ϕ 8mm	Refer to resolution	2 : A, B 3 : A, B, Z 4 : A, \bar{A} , B, \bar{B} 6 : A, \bar{A} , B, B, Z, \bar{Z}	T: Totem pole output N: NPN open collector output V: Voltage output L: Line driver output(*)	5 : 5VDC \pm 5% 24 : 12~24VDC \pm 5%	No mark: Normal type (*) Cable outgoing connector type

*Standard: E50S8—PULSE—3—N—24

*Standard: A, B, Z

*The power of Line driver is only for 5VDC

*Cable length : 250mm

■ Specifications

Item	Diameter ϕ 50mm shaft type of Incremental rotary encoder	
Resolution (P/R)	*1, *2, *5, 10, *12, 15, 20, 23, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 75, 100, 120, 125, 150, 192, 200, 240, 250, 256, 300, 360, 400, 500, 512, 600, 800, 1000, 1024, 1200, 1500, 1800, 2000, 2048, 2500, 3000, 3600, 5000, 6000, 8000 (Not indicated type is available to customize)	
Output phase	A, B, Z phase (Line driver : A, \bar{A} , B, \bar{B} , Z, \bar{Z} phase)	
Phase difference of output	Output between A and B : $\frac{T}{4} \pm \frac{T}{8}$ (T=1cycle of A phase)	
Control output	Totem pole output	* Low \Rightarrow Load current: Max. 30mA, Residual voltage : Max. 0.4VDC * High \Rightarrow Load current: Max. 10mA, Output voltage (Power supply 5VDC): Min. (Power supply -2.0)VDC, Output voltage (Power supply 12~24VDC): Min. (Power supply -3.0)VDC
	NPN open collector output	Load current : Max. 30mA, Residual voltage : Max. 0.4VDC
	Voltage output	Load current : Max. 10mA, Residual voltage : Max. 0.4VDC
	Line driver output	* Low \Rightarrow Load current : Max. 20mA, Residual : Max. 0.5VDC * High \Rightarrow Load current : Max. -20mA, Output voltage : Min. 2.5VDC
Response time (Rise/Fall)	Totem pole output	Max. 1 μ s
	NPN open collector output	Max. 1 μ s
	Voltage output	Max. 1 μ s
	Line driver output	Max. 0.5 μ s
		* Measuring condition \Rightarrow Cable length : 2m, 1 sink = Max. 20mA

Anexo F. LVDT

Series 240

General Purpose DC LVDTs

The Series 240 DC-DC LVDTs are an integrated package consisting of a precision linear variable differential transformer, a solid state oscillator, and a phase-sensitive demodulator. The transducer is designed for excellent linearity, infinite resolution, and high sensitivity. Input and output circuits are electrically isolated from each other and from the coil assembly housing, making them usable directly in floating or ground return systems. DC indicators, recorders, and control systems can usually be driven directly by the large DC output. The core, when displaced axially within the coil assembly, produces a voltage change in the output directly proportional to the displacement.



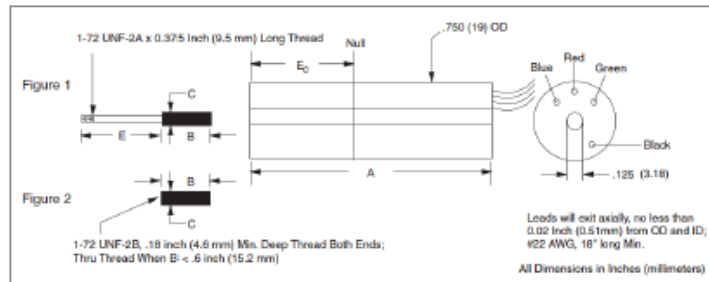
KEY FEATURES

Ranges from $\pm 0.05"$ to $\pm 4.0"$	Stainless Steel Construction
Non-linearity $< 0.5\%$	6 to 30 VDC Excitation

SPECIFICATIONS - ELECTRICAL

MODEL	0240-0000	0241-0000	0242-0000	0243-0000	0244-0000	0245-0000	0246-0000	0245-0000S
WORKING RANGE, \pm inches (mm)	0.050 (1.27)	0.100 (2.54)	0.250 (6.35)	0.500 (12.7)	1.00 (25.4)	2.00 (50.8)	3.00 (76.2)	3.00 (76.2)
MAX. USABLE RANGE, \pm inches (mm)	0.075 (1.90)	0.150 (3.75)	0.375 (9.53)	0.750 (19.1)	1.50 (38.1)	2.75 (69.8)	3.25 (82.5)	4.00 (101)
INPUT, VDC	6.0 Min. to 30 Max.							6.0 Min. to 30 Max.
NOMINAL F.S. OUTPUT, \pm VDC with unbalanced output								
@ 6 VOLT INPUT	1.3	2.4	1.8	3.1	4.6	3.9	3.3	N/A
@ 15 VOLT INPUT	3.4	6.4	4.8	8.3	12.1	10.2	8.7	10
@ 24 VOLT INPUT	5.5	10.4	7.8	13.5	18.7	16.5	14.1	16.3
@ 30 VOLT INPUT	7.9	13.9	9.7	17.0	24.8	20.7	17.7	20.5
INPUT CURRENT	8.3 mA @ 6 Volt input to 52 mA @ 30 Volt input							
2 NON-LINEARITY	$\pm 0.5\%$ Full Scale Over Total Working Range							
	$\pm 1.0\%$ Full Scale Over Maximum Usable Range							
INTERNAL CARRIER FREQUENCY, Hz	13000	12000	3600	3400	3000	1500	1400	1400
% RIPPLE, RMS (nominal)	0.7	0.7	0.8	0.8	0.8	1	1	1
OUTPUT IMPEDANCE, Ohms	2500	3500	5000	5500	5600	5500	5600	5600
FREQ. RESPONSE (3 dB down), Hz	300	140	115	110	100	110	75	75
TEMPERATURE RANGE	-65°F to $+250^{\circ}\text{F}$ (-54°C to $+121^{\circ}\text{C}$)							
RESOLUTION	Infinite							

Tel. 800-828-3964 | Fax: 860-872-4211 | Web: www.transtekinc.com



SPECIFICATIONS - MECHANICAL

MODEL*	LINEAR RANGE	BODY LENGTH, A	ELECTRICAL CENTER, C ₀	BODY MASS	CORE LENGTH, B	EXTENSION LENGTH, C
	Inches (mm)	Inches (mm)	Inches (mm)	Grams	Inches (mm)	Inches (mm)
0240-0000_	0.05 (1.27)	0.87 (22.1)	0.34 (8.64)	22	0.56 (14.2)	1.9 (48.3)
0241-0000_	0.10 (2.54)	1.12 (28.5)	0.46 (11.7)	28	0.75 (19.1)	1.9 (48.3)
0242-0000_	0.25 (6.35)	3.21 (81.5)	1.44 (36.6)	70	1.75 (44.5)	1.9 (48.3)
0243-0000_	0.50 (12.7)	3.71 (94.2)	1.69 (42.9)	80	1.87 (47.5)	2.4 (60.9)
0244-0000_	1.00 (25.4)	4.71 (120)	2.19 (55.6)	104	2.00 (50.8)	3.2 (81.2)
0245-0000_	2.00 (50.8)	8.21 (209)	3.94 (100)	180	3.50 (88.9)	5.2 (132)
0246-0000_	3.00 (76.2)	10.52 (267)	5.09 (129)	220	3.50 (88.9)	8.4 (213)
0245-0000S	4.00 (101.6)	10.52 (267)	5.09 (129)	220	2.00 (50.8)	9.1 (231)

Anexo G. TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

USB-6212/6216 Screw Terminal

USB-6212/6216 Screw Terminal Pinout

Figure A-3 shows the pinout of the USB-6212 Screw Terminal and USB-6216 Screw Terminal.

For a detailed description of each signal, refer to the *IO Connector Signal Descriptions* section of Chapter 3, *Connector and LED Information*.

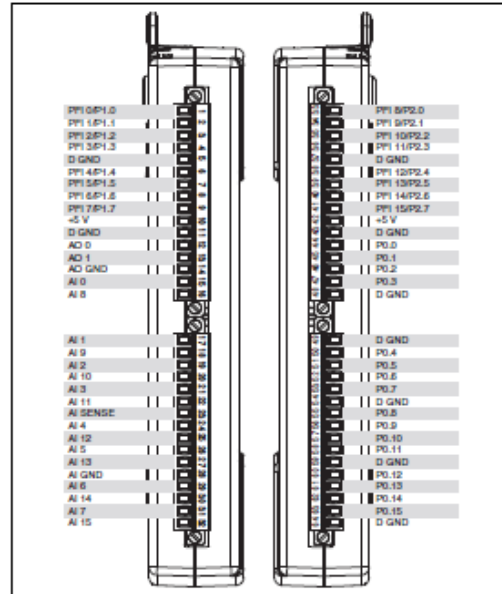


Figure A-3. USB-6212/6216 Screw Terminal Pinout

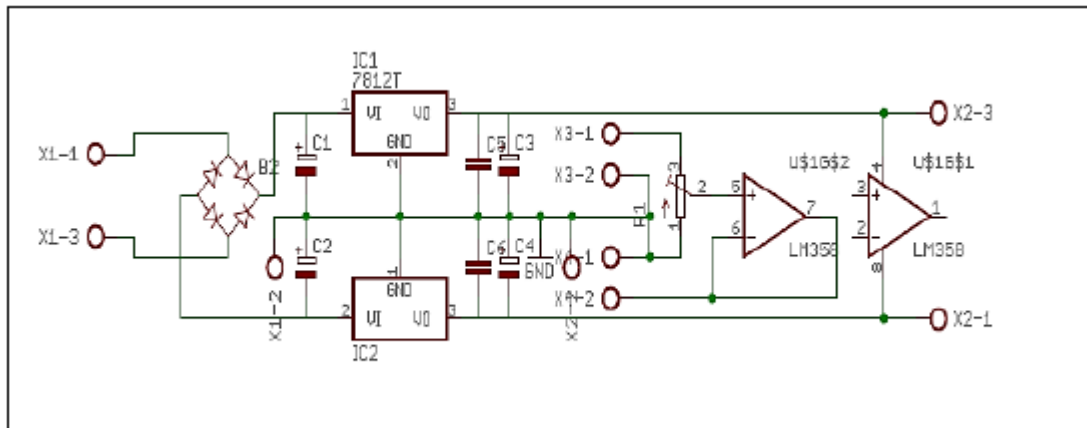
Table A-3. Default NI-DAQmx Counter/Timer Pins

Counter/Timer Signal	Default Terminal Number (Name)
CTR 0 SRC	33 (PFI 8)
CTR 0 GATE	34 (PFI 9)
CTR 0 AUX	35 (PFI 10)
CTR 0 OUT	38 (PFI 12)
CTR 0 A	33 (PFI 8)
CTR 0 Z	34 (PFI 9)
CTR 0 B	35 (PFI 10)
CTR 1 SRC	4 (PFI 3)
CTR 1 GATE	6 (PFI 4)
CTR 1 AUX	36 (PFI 11)
CTR 1 OUT	39 (PFI 13)
CTR 1 A	4 (PFI 3)
CTR 1 Z	6 (PFI 4)
CTR 1 B	36 (PFI 11)
FREQ OUT	40 (PFI 14)

Note For more information about default NI-DAQmx counter inputs, refer to *Connecting Counter Signals* in the *NI-DAQmx Help* or the *LabVIEW Help* in version 8.0 or later.

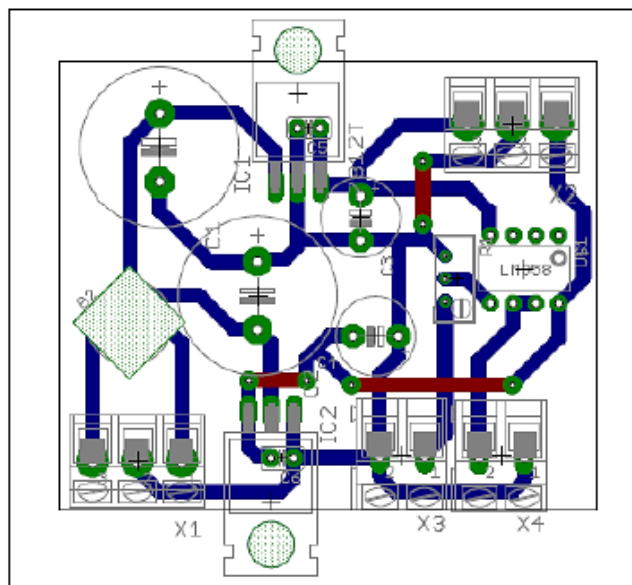
Anexo H. PLANOS ELÉCTRICOS Y ESQUEMÁTICOS

Figura 75. Plano eléctrico de la fuente de alimentación de los periféricos del sistema



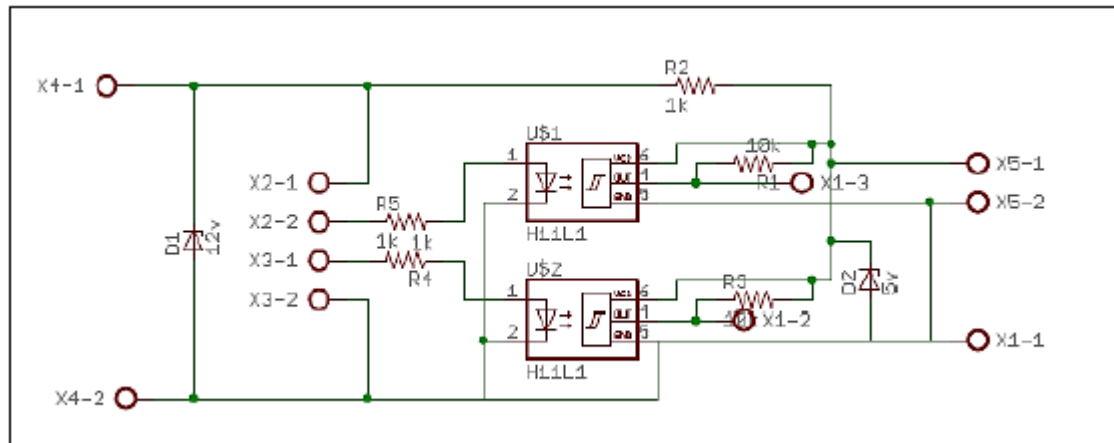
Fuente: Implementación de un sistema de control y medición en la transmisión hidrostática del laboratorio de control automático.

Figura 76. Plano esquemático de la fuente de alimentación de los sensores y salida hacia la servoválvula



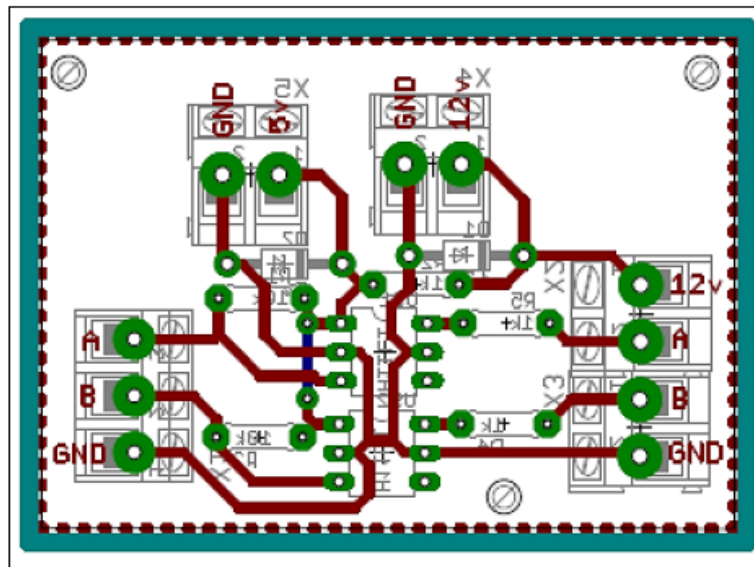
Fuente: Implementación de un sistema de control y medición en la transmisión hidrostática del laboratorio de control automático.

Figura 77. Plano eléctrico de la tarjeta de conexión del encoder con la DAQ.



Fuente: Implementación de un sistema de control y medición en la transmisión hidrostática del laboratorio de control automático.

Figura 78. Plano esquemático de la tarjeta de conexión del encoder y la DAQ.



Fuente: Implementación de un sistema de control y medición en la transmisión hidrostática del laboratorio de control automático.

Anexo I. OPERACIÓN DEL BANCO Y MANUAL DEL USUARIO.

Para poder realizar el modelo matemático del sistema, es necesario comprender el funcionamiento en conjunto de todos los elementos anteriormente mencionados, empezando por las conexiones, su modo de encendido, la interacción entre los diferentes elementos y los posibles efectos en el sistema global.

En primer lugar, se debe comprobar que la servoválvula esté conectada a los puertos del actuador, así como a la línea de presión y a la de tanque. También se debe conectar los cables de la servoválvula a la salida de señal del centro de conexiones, igual que el encoder y el LVDT. Se comprueba que la tarjeta de adquisición de datos se encuentre conectada al computador.

Posteriormente, se debe encender la primera fuente eléctrica. Seguido a esto, se enciende la bomba hidráulica, la bomba de precarga y la torre de enfriamiento del sistema de potencia del actuador.

Al tener estos tres elementos encendidos, se debe comprobar la presión máxima a la que trabajará la servoválvula. Cabe recordar que se requiere trabajar a una presión de 1000 [PSI] este subsistema. De no estar en la presión deseada, el taraje de la válvula reguladora de presión se puede variar por medio de un potenciómetro presente en la fuente correspondiente a dicha válvula.

Al tener presión en la servoválvula, ya se puede desplazar el actuador, y así variar el desplazamiento de la bomba. Es indispensable llevar la placa hasta la posición mínima antes de iniciar el motor eléctrico de la hidrotransmisión para evitar encender el motor con carga y tener corrientes muy elevadas. Para llevar la placa hasta dicha posición es necesario enviarle una señal negativa a la servoválvula, ya sea por medio digital o por un medio analógico. Si se hace por medio del control digital, se enciende la caja de conexiones, se enciende el PC y se lleva a una

posición cero. Si se hace de manera análoga, simplemente se envía una señal de voltaje negativo (verificada por un voltímetro).

Al tener la placa en posición cero, se puede proceder a encender el motor eléctrico. Para encender este, debe tenerse la bomba de precarga encendida previamente ya que el motor no enciende si está o no está activa. Los pulsadores de encendido y de apagado se encuentran en la misma placa.

Teniendo el motor eléctrico encendido, se puede proceder a desplazar el cilindro hidráulico, para así arrancar el eje principal de la hidrotromisión. Ya sea por medio digital o análogo, el proceso es el mismo: una señal positiva es enviada a la servoválvula para desplazar el spool y enviar un caudal hacia el cilindro actuador. Cuando este recibe el fluido se desplaza hacia el lado positivo y desplaza a su vez la placa oscilante hacia una posición de mayor desplazamiento volumétrico. Como el motor eléctrico está encendido, el caudal que se envía al motor hidráulico será función de la posición angular.

Al ser impulsado el fluido a través de la línea de descarga, encontrará resistencia en el motor hidráulico ya que existe un torque inercial (principalmente) que debe vencerse al acelerar la hidrotromisión. De modo que la presión en esta línea aumentará hasta el valor en el que físicamente corresponda o permita la válvula de seguridad.

La transformación de energía en el motor hidráulico hace que el eje empiece a girar hasta que se estabilice el sistema para el caudal enviado por la bomba. Si la placa oscilante no se estabiliza antes del valor máximo, la hidrotromisión se acelerará hasta encontrar el equilibrio a una velocidad máxima.

Finalmente, al tener la hidrotromisión a una velocidad determinada se procede a aplicar la perturbación. Dicha carga únicamente requiere accionar un interruptor en

el centro de conexiones ya que el sistema hidráulico siempre está conectado. Accionar cierto nivel de presión hace lo que se mencionaba anteriormente para cada taraje. Sobre el eje se presenta un torque negativo que hará frenar a la hidrotransmisión que buscará su punto de equilibrio en otros valores, ya sea otra velocidad de rotación para el lazo abierto u otra posición de la placa oscilante para el caso de lazo cerrado.

Para apagar el banco, se recomienda regresar el cilindro a su posición mínima. Apagar el motor eléctrico y posteriormente proceder a apagar bomba de precarga, ventear válvula reguladora de presión, apagar torre de enfriamiento y bomba hidráulica del sistema de potencia. Luego apagar el centro de conexiones y finalmente el computador.

MANUAL DEL USUARIO – CONTROL DE POSICIÓN

ANTES DE INICIAR:

SE DEBE IDENTIFICAR CUÁL ES EL ACTUADOR HIDRAULICO Y LA SERVOVALVULA A USAR. CORRESPONDEN A LOS DOS CONTENIDOS EN LA SIGUIENTE IMAGEN.



POSTERIOR A IDENTIFICARLOS, SE DEBE VERIFICAR QUE LOS PUERTOS A Y B DE LA SERVOVALVULA SE CONECTEN A LOS PUERTOS DEL ACTUADOR Y QUE EL PUERTO DE PRESIÓN DE LA SERVOVALVULA ESTÉ CONECTADO AL PUERTO DE PRESIÓN DEL BANCO. HABIENDO REALIZADO ESTO, SE PUEDE INICIAR EL PROCEDIMIENTO DE ENCENDIDO.

1. ENCENDER FUENTE DE ALIMENTACIÓN



2. ENCENDER TORRE DE ENFRIAMIENTO, BOMBA DE PRECARGA Y BOMBA HIDRAULICA PARA EL FUNCIONAMIENTO DEL ACTUADOR HIDRAULICO



2.1. ENCENDER TORRE DE ENFRIAMIENTO



2.2. ENCENDER BOMBA HIDRAULICA PARA EL ACTUADOR HIDRAULICO



3. ENCENDER EL MODULO AAA, ENCENDER EL COMPUTADOR Y CONECTAR EL PUERTO USB DE LA TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS AL PC.



Fuente: autor.

Figura 80. Manual del usuario – control de posición. Página 2

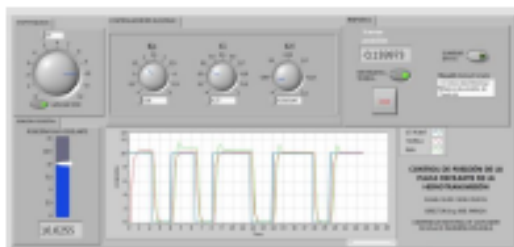
4. VERIFICAR QUE LA CONFIGURACIÓN DE LOS INTERRUPTORES DEL MODULO AAA SE ENCUENTREN EN LA POSICIÓN CORRECTA: LVDT PLACA BOMBA Y SERVOVALVULA.



5. CONECTAR LA SERVOVALVULA EN EL PUERTO CORRESPONDIENTE DEL MODULO AAA



6. INICIAR EL ARCHIVO LLAMADO "INTERFAZ GRAFICA POSICIÓN" CONTENIDO EN LA CARPETA "HIDROTRANSMISIÓN"



7. CONFIGURAR SETPOINT Y GANANCIAS DEL CONTROLADOR Y PULSAR EL BOTÓN "APLICAR STEP" PARA VER LA RESPUESTA DEL SISTEMA.
8. PARA QUITAR EL STEP ENVIADO, SE DEBE PULSAR EL BOTON "APLICAR STEP" NUEVAMENTE.
9. PARA VER LA RESPUESTA TEORICA DEL SISTEMA, SE DEBE PULSAR EL BOTÓN "VER RESPUESTA TEORICA"

IMPORTANTE:

- A. CUANDO SE QUIERA TERMINAR DE UTILIZAR ESTE CONTROLADOR, SE RECOMIENDA LLEVAR LA PLACA A POSICIÓN 0 ANTES DE DETENERLO, CON EL FIN DE MANTENER LA BOMBA EN POSICIÓN 0 Y NO ENVIAR UN CAUDAL EN EL CASO QUE ESTA SE ENCIENDA.
- B. SI INICIALMENTE LA POSICIÓN MEDIDA Y EL SETPOINT NO CORRESPONDEN ENTRE ELLAS, SE DEBE INVERTIR LA POLARIDAD DE LA SEÑAL ENVIADA A LA SERVOVALVULA. ES DECIR, INVERTIR LOS PUERTOS DE CONEXIÓN.
- C. SE RECOMIENDA REALIZAR ESTE PROCEDIMIENTO ANTES DE REALIZAR EL CONTROL DE VELOCIDAD DE LA HIDROTRANSMISIÓN CON EL FIN DE SINTONIZAR EL SUBSISTEMA SERVOVALVULA-ACTUADOR INDEPENDIENTE DEL SISTEMA COMPLETO.

Fuente: autor.

MANUAL DEL USUARIO – CONTROL DE VELOCIDAD

ANTES DE INICIAR:

SE RECOMIENDA REALIZAR EL CONTROL DE POSICIÓN PREVIO A REALIZAR EL CONTROL DE VELOCIDAD.

SE DEBE IDENTIFICAR CUÁL ES EL ACTUADOR HIDRAULICO Y LA SERVOVALVULA A USAR. CORRESPONDEN A LOS DOS CONTENIDOS EN LA SIGUIENTE IMAGEN.



POSTERIOR A IDENTIFICARLOS, SE DEBE VERIFICAR QUE LOS PUERTOS A Y B DE LA SERVOVALVULA SE CONECTEN A LOS PUERTOS DEL ACTUADOR Y QUE EL PUERTO DE PRESIÓN DE LA SERVOVALVULA ESTÉ CONECTADO AL PUERTO DE PRESIÓN DEL BANCO. HABIENDO REALIZADO ESTO, SE PUEDE INICIAR EL PROCEDIMIENTO DE ENCENDIDO.

1. ENCENDER FUENTE DE ALIMENTACIÓN



2. ENCENDER TORRE DE ENFRIAMIENTO, BOMBA DE PRECARGA Y BOMBA HIDRAULICA PARA EL FUNCIONAMIENTO DEL ACTUADOR HIDRAULICO



2.1. ENCENDER BOMBA DE PRECARGA



2.2. ENCENDER TORRE DE ENFRIAMIENTO



2.3. ENCENDER BOMBA HIDRAULICA PARA EL ACTUADOR HIDRAULICO



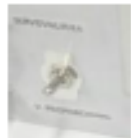
3. ENCENDER EL MODULO AAA, ENCENDER EL COMPUTADOR Y CONECTAR EL PUERTO USB DE LA TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS AL PC.



Fuente: autor.

Figura 82. Manual del usuario – control de velocidad. Página 2

4. VERIFICAR QUE LA CONFIGURACIÓN DE LOS INTERRUPTORES DEL MODULO AAA SE ENCUENTREN EN LA POSICIÓN CORRECTA: LVDT PLACA BOMBA Y SERVOVALVULA.



5. CONECTAR LA SERVOVALVULA EN EL PUERTO CORRESPONDIENTE DEL MODULO AAA



6. INICIAR EL ARCHIVO LLAMADO "INTERFAZ GRAFICA VELOCIDAD" CONTENIDO EN LA CARPETA "HIDROTRANSMISIÓN"



7. CONFIGURAR SETPOINT Y GANANCIAS DEL CONTROLADOR Y PULSAR EL BOTÓN "APLICAR STEP" PARA VER LA RESPUESTA DEL SISTEMA.
8. PARA QUITAR EL STEP ENVIADO, SE DEBE PULSAR EL BOTON "APLICAR STEP" NUEVAMENTE.
9. PARA VER LA RESPUESTA TEORICA DEL SISTEMA, SE DEBE PULSAR EL BOTÓN "VER RESPUESTA TEORICA"
10. ADICIONALMENTE, SE PUEDE IMPLEMENTAR UN CONTROLADOR CON ADELANTO DE SEÑAL PULSANDO EL BOTÓN "APLICAR FEEDFORWARD". TAMBIEN SE PUEDE TRABAJAR LA PLANTA EN LAZO ABIERTO PULSANDO EL BOTÓN "QUITAAR FEEDBACK".

IMPORTANTE:

- A. CUANDO SE QUIERA TERMINAR DE UTILIZAR ESTE CONTROLADOR, SE RECOMIENDA LLEVAR EL SETPOINT A 0 ANTES DE DETENERLO, CON EL FIN DE MANTENER LA BOMBA EN POSICIÓN 0 Y NO ENVIAR UN CAUDAL EN EL CASO QUE ESTA SE ENCIENDA.
- B. SI INICIALMENTE LA VELOCIDAD MEDIDA Y EL SETPOINT NO CORRESPONDEN ENTRE ELLAS, SE DEBE INVERTIR LA POLARIDAD DE LA SEÑAL ENVIADA A LA SERVOVALVULA. ES DECIR, INVERTIR LOS PUERTOS DE CONEXIÓN.
- C. SE RECOMIENDA REALIZAR EL CONTROL DE POSICIÓN DE LA PLACA OSCILANTE ANTES DE REALIZAR CONTROL DE VELOCIDAD DE LA HIDROTRANSMISIÓN CON EL FIN DE SINTONIZAR EL SUBSISTEMA SERVOVALVULA-ACTUADOR INDEPENDIENTE DEL SISTEMA COMPLETO.

Fuente: autor.