

**IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE CONTROL Y MEDICIÓN EN LA
TRANSMISIÓN HIDROSTÁTICA DEL LABORATORIO DE CONTROL
AUTOMÁTICO (SERVOSISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA)**

**MARDEL ADALBERTO OBREDOR SALAZAR
JULIO CESAR VERA HERNÁNDEZ**

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

2013

**IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE CONTROL Y MEDICIÓN EN LA
TRANSMISIÓN HIDROSTÁTICA DEL LABORATORIO DE CONTROL
AUTOMÁTICO (SERVOSISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA)**

**MARDEL ADALBERTO OBREDOR SALAZAR
JULIO CESAR VERA HERNÁNDEZ**

**Trabajo de Grado para optar título de
Ingeniero mecánico**

**Director:
ABEL PARADA CORRALES
Ingeniero Mecánico**

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

2013

DEDICATORIA

A mis padres por su inquebrantable fe en la formación de sus hijos.

Mardel Obredor

AGRADECIMIENTOS

A nuestros padres por su apoyo incondicional en la realización de este trabajo de grado.

A Henry Cruz por su colaboración en la construcción de la estructura del banco del laboratorio.

Al ingeniero Abel Parada Corrales por su asesoría.

A la escuela de Ingeniería Mecánica UIS por su contribución en nuestra formación como profesionales.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	168
OBJETIVOS.....	20
1 TRANSMISIÓN HIDROSTÁTICA DEL LABORATORIO DE CONTROL AUTOMÁTICO	21
1.1 GENERALIDADES DE LA TRANSMISIÓN HIDROSTÁTICA.....	21
1.2 VÁLVULA CONTROLANDO PISTÓN.....	24
1.3 ELEMENTOS HIDRÁULICOS DEL SISTEMA.....	26
1.4 ELEMENTOS ELECTRÓNICOS DE LA TRANSMISIÓN.	51
2 DISEÑO DE CONTROLADORES	58
2.1 SISTEMAS DE CONTROL EN LA TRANSMISIÓN	58
2.2 CONTROL PID	58
2.3 CONTROL POR ESPACIOS DE ESTADO.....	86
3 PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	100
3.1 CONTROL PI DE POSICIÓN DE LA PLACA DE LA BOMBA VARIABLE.....	100
3.2 CARACTERIZACIÓN DE LAS CURVAS DE LA TRANSMISIÓN	104
3.3 ANÁLISIS DEL ERROR EN ESTADO ESTABLE.	108
3.4 PRUEBA DE REPETIBILIDAD.	111
3.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS	114
CONCLUSIONES	116
RECOMENDACIONES.....	118
BIBLIOGRAFÍA.....	119
ANEXOS.....	121

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Resumen de los tipos de transmisión hidrostática existentes	25
Tabla 2. Datos de referencia para el cálculo del torque de la transmisión	36
Tabla 3. Regla de sintonización de Ziegler-Nichols	85
Tabla 4. Respuesta transitoria a un set point de velocidad del control PID y por variables de estado.....	107
Tabla 5. Error en estado estable a diferentes entradas al sistema del control PID.....	110
Tabla 6. Error en estado estable a diferentes entradas al sistema del control moderno.....	111
Tabla 7. Tiempo de respuesta ante una perturbación.....	113

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Esquema básico de una transmisión hidrostática.....	21
Figura 2. Válvulas de seguridad ubicadas entre las líneas de la bomba y el motor.....	22
Figura 3. Servomecanismo de posición.....	23
Figura 4. Combinación servoválvula-pistón.....	24
Figura 5. Servoválvula Moog 62.....	26
Figura 6. Bomba de pistones axiales.....	27
Figura 7. Motor hidráulico serie 25M.....	28
Figura 8. Electroválvula del circuito de carga resistiva.....	29
Figura 9. Circuito de alimentación de la transmisión.....	30
Figura 10. Circuito hidráulico de la transmisión hidrostática.....	31
Figura 11. Mecanismo de control sobre la placa de la bomba.....	32
Figura 12. Montaje de la bomba variable y el motor eléctrico.....	33
Figura 13. Circuito de cargas resistivas de la transmisión.....	34
Figura 14. Montaje de la bomba de cargas resistivas.....	35
Figura 15. Anterior montaje de la transmisión.....	39
Figura 16. Anterior montaje de los componentes del circuito de cargas resistivas.....	39
Figura 17. Diseño preliminar de la estructura de la transmisión.....	40
Figura 18. Propiedades mecánicas del perfil usado en la estructura.....	41
Figura 19. Propiedades mecánicas del perfil usado en el marco de refuerzo de la estructura.....	42
Figura 20. Diseño final de la estructura de la transmisión.....	43
Figura 21. Modelamiento por sistema de coordenadas del STAR pro.....	44
Figura 22. Ratio de cada elemento de la estructura.....	45
Figura 23. Resultados de cálculo arrojados por el software.....	46
Figura 24. Sistema de refrigeración del circuito de cargas resistivas.....	47

Figura 25. Montaje final de la transmisión en la estructura	50
Figura 26. Montaje del multiplicador entre el eje principal y el encoder	51
Figura 27. Tarjeta de adquisición de datos NI USB-6212	52
Figura 28. Transductor de posición de la transmisión.....	53
Figura 29. Encoder incremental de 2500 pulsos por revolución	54
Figura 30. Plano eléctrico de la fuente de alimentación de los sensores y la servoválvula	55
Figura 31. Plano esquemático de la fuente de alimentación de los sensores y salida hacia la servoválvula.	55
Figura 32. Plano eléctrico de la tarjeta de conexión del encoder con la DAQ. .	56
Figura 33. Plano esquemático de la tarjeta de conexión del encoder y la DAQ	56
Figura 34. Logo software Labview	57
Figura 35. Diagrama de bloques control proporcional	58
Figura 36. Diagrama de bloques control integral	59
Figura 37. Diagrama de bloques control derivativo	60
Figura 38. Diagrama de bloques control PID	60
Figura 39. Subsistema servoválvula-pistón	61
Figura 40. Subsistema bomba-motor	64
Figura 41. Diagrama de bloques control PI de posición.....	66
Figura 42. Respuesta transitoria control de posición	68
Figura 43. Simulación función de transferencia control de posición	70
Figura 44. Lugar de las raíces control de posición.....	71
Figura 45. Respuesta de velocidad en lazo abierto	72
Figura 46 Simulación función de transferencia de velocidad	73
Figura 47. Diagrama de bloques control PID	74
<i>Figura 48. While Loop</i>	74
Figura 49. Herramienta DAQ Assistant.....	75
Figura 50. Time delay Labview	75
Figura 51. Fórmula Node	76
Figura 52. Case Structure	76
Figura 53. Convert From Dynamic Data	77
Figura 54. Control e Indicador Labview	77

Figura 55. Cluster Labview en la ventana de control	78
Figura 56. Cluster en el diagrama de bloques de Labview	78
Figura 57. Conjunto Cluster, unbundle e Indicadores	78
Figura 58. Sub VI para PID velocidad de volante y de posición de la placa	79
Figura 59. Ventana de ayuda de Labview para el bloque PIDsubvi	79
Figura 60. Programación Control PID de velocidad	80
Figura 61. Sensado de velocidad en Labview	81
Figura 62. Lazo de control de velocidad en Labview.	82
Figura 63. Sensado Lvdt y control de posición de la placa en Labview.	83
Figura 64. Interfaz gráfica control de posición	84
Figura 65. Oscilaciones sostenidas con un periodo <i>Pcr</i>	84
Figura 66. Interfaz gráfica principal controles PID	86
Figura 67. Representación de múltiples entradas y salidas en espacio de estado	88
Figura 68. Esquema control por espacios de estado	88
Figura 69. Diagrama de bloques en lazo abierto del sistema.	89
Figura 70. Diagrama de bloques en lazo abierto del sistema.	89
Figura 71. Diagrama de bloques en lazo cerrado control por espacios de estado	90
Figura 72. Simulación función de transferencia en lazo cerrado, control por variables de estados	92
Figura 73. Lugar de las raíces del sistema en lazo cerrado.....	93
Figura 74. Diagrama de bloques conceptual control por espacios de estado ...	94
Figura 75. Diagrama de bloques control conceptual por espacios de estado con retroalimentación integral.....	95
Figura 76. Mathscript Node.....	96
Figura 77. Diagrama de bloques programado en Labview para el control moderno.....	96
Figura 78. Normalización señal del LVDT	97
Figura 79. Zona 3 retroalimentación variables de estado	98
Figura 80. Interfaz gráfica control por espacios de estado	99

Figura 81. Respuesta de control de posición desde placa 0 a un set point de 5 V	100
Figura 82. Respuesta del control de posición desde la posición de 0 V a un Set-point de 6v del transductor de posición.....	101
Figura 83. Respuesta del control de posición escalonando el set point de forma ascendente	102
Figura 84. Respuesta del control de posición escalonando el set point de forma descendente	103
Figura 85. Respuesta del control de posición desde un valor de 6 V a un valor de placa 0 (-3,5 V)	104
Figura 86 respuesta transitoria	105
Figura 87. Respuesta transitoria del control PID.....	106
Figura 88. Respuesta transitoria del control por variables de estado	107
Figura 89. Error en estado estable.....	108
Figura 90. Error en estado estable del control PID	109
Figura 91. Error en estado estable del control por variables de estado	109
Figura 92. Respuesta del control PID a una perturbación	112
Figura 93. Respuesta del control moderno a una perturbación	113

LISTAS DE ANEXOS

	Pág.
ANEXOS A. SERVOVALVULA MOOG-62	121
ANEXO B. BOMBA DE DESPLAZAMIENTO VARIABLE PVB-15.....	127
ANEXO C. MOTOR DE DESPLAZAMIENTO FIJO SERIE 25M.....	128
ANEXO D. PLANOS DE LA ESTRUCTURA DE LA TRANSMISION	129
ANEXO E. TARJETA DE ADQUICISION DE DATOS NI-6212.....	131
ANEXO F. TRANSDUCTOR DE POSICION	135
ANEXO G. ENCODER INCREMENTAL	138
ANEXO H. PROGRAMACIÓN PID Y MODERNO	140
ANEXO I. MANUAL DEL USUARIO	143

RESUMEN

TITULO: IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE CONTROL Y MEDICION EN LA TRANSMISION HIDROSTATICA DEL LABORATORIO DE CONTROL AUTOMATICO “SERVOSISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA”.

AUTORES:

MARDEL ADALBERTO OBREDOR SALAZAR
JULIO CESAR VERA HERNANDEZ**

PALABRAS CLAVES: transmisión hidrostática, Labview, control PID, control moderno, posición, velocidad.

DESCRIPCION:

La transmisión hidrostática del laboratorio de control automático es un equipo que ha estado en operación por más de veintisiete años, lo cual hace de esta un sistema anticuado para ser usada como practica de laboratorio, para ello se implementó un control PID y un control moderno por variables de estado, haciendo uso del software labview y la tarjeta de adquisición de datos NI-6212, ambos de la casa National Instruments, herramientas que permitieron crear una interfaz gráfica bastante interactiva para el usuario, además de dar la opción de manipular a fondo el control de la transmisión, gracias a la posibilidad de variar las ganancias de los diferentes lazos de control, tanto del PID como del moderno, el proyecto demando una especial adecuación del equipo, ya que ante una inminente remodelación del ala de laboratorios de la escuela de ingeniería mecánica, el equipo peligraba su continuidad a largo plazo , para ello se procedió a diseñar y construir una estructura metálica que garantizara la operatividad del sistema, además de asegurar una larga vida para la misma, la implementación de los nuevos dispositivos electrónicos para el control y su interacción con los ya existentes, es decir los sensores que permiten realizar el control de velocidad, como lo es el transductor de posición y el encoder incremental, demandaban una adecuación para posteriormente ser conectados con la tarjeta de adquisición de datos y ejercer control sobre la transmisión. Para la posterior verificación de los sistemas de control implementados se realizaron tres pruebas clásicas en sistemas de control, como son, el análisis de la respuesta en estado transitorio, el error en estado estable del sistema y la prueba de repetibilidad.

*Proyecto de grado

**Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director Abel Parada Corrales.

ABSTRACT

TITLE: IMPLEMENTATION OF A CONTROL AND MEASUREMENT SYSTEM IN A HYDROSTATIC TRANSMISSION OF THE AUTOMATIC CONTROL LABORATORY(FLUID POWER SERVOSYSTEMS) *

AUTHORS:

MARDEL ADALBERTO OBREDOR SALAZAR
JULIO CESAR VERA HERNANDEZ**

KEYWORDS: hydrostatic transmission, .Labview, PID control, modern control, position, speed.

DESCRIPTION:

The hydrostatic transmission that belongs to the automatic control laboratory is an equipment that has been in operation by more than twenty seven years, that make of this a dated system to be a laboratory practice, to change this was implemented a PID control and a modern control by state space, making use of the labview software and the data acquisition card NI-6212, this two made it by company National Instruments, tools that allowed to make a graphic interface, that was interactive for the user, giving to them the option of manipulated the transmission control, through the possibility of change the gains of the different control ties, inside the PID control and the modern control, the project demand and special adaptation of the equipment, having present the immediately remodeling of the laboratory zone of the mechanics engineering school, the continuous operability of this equipment was in danger to the future, to resolve this was designed and built a steel structure that guarantee the operation of the system also gave a long life to it, the implementation of new electronics devices to control and the interaction with the devices in use, this make reference to the sensors that allow make the speed control, like are the position transducer and the incremental encoder, demand and adaptation to be connected with the data acquisition card and exercise control of the transmission. For the verification of control systems implemented was making three classical tests in control systems, like are, transitory state response, stable state error, and the repetibility test.

*Graduation Project

** Faculty of Physics-Mechanic Engineerings. School of Mechanic Engineering. Director Abel Parada Corrales.

INTRODUCCIÓN

La transmisión hidrostática del laboratorio de control automático, es un equipo que desde su entrada en servicio, ha tenido una operación de forma análoga, siendo esta una gran limitante de aprendizaje para los estudiantes, ya que no es posible manipular más a fondo el equipo y los elementos que lo componen, pero existe una opción para repotenciar la transmisión y es el control digital y es aquí donde nace este proyecto, cuyo objetivo es implementar un control digital haciendo uso de dos clases de control ampliamente conocidos en el ámbito del control automático de sistemas, uno de estos es el control PID, el cual hace parte del control clásico, y el otro es el control por variables de estado, que hace parte del moderno.

Para lograr esta meta se hará uso del software Labview y una tarjeta de adquisición de datos NI-6212, estos dos de la casa National Instruments, elementos que permitirán programar el algoritmo de los dos controles, crear una interfaz gráfica amigable para el usuario, y así facilitar manipulación del equipo y procesamiento de las señales de los dos sensores existentes en la transmisión, la cual cuenta con un transductor de posición (LVDT) y un encoder incremental, para la velocidad angular de la transmisión.

La transmisión cuenta con dos lazos de control y por ende una doble retroalimentación, lo cual demandará una buena respuesta a perturbaciones introducidas por el circuito resistivo, o existentes en el sistema como el calentamiento del aceite hidráulico, además de tiempos de estabilización óptimos, cuando se trabaje en diferentes puntos de operación. La implementación de dos sistemas de control (clásico y moderno) le permitirá al estudiante realizar comparación, sintonización y por qué no, optimización de cada uno de ellos.

Por el inminente traslado de la planta física del laboratorio de control automático debido a la remodelación de la escuela de ingeniería mecánica quedaba un ítem pendiente y era hacer de la transmisión un banco móvil, para ello se diseñó y construyó una estructura metálica lo suficientemente rígida, para soportar las cargas impuestas por el sistema, y permitirá hacer del circuito principal de la transmisión y el circuito de inducción de cargas resistivas una unidad compacta, esto con el fin de facilitar su traslado en caso de ser necesario, y dejar de lado la idea de desarmar totalmente el equipo para realizar dicha tarea.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Contribuir con el desarrollo de la misión de la universidad industrial de Santander, dentro de la cual se tiene como propósito la formación de personas de alta calidad profesional, investigación, desarrollo, la generación y adecuación de conocimientos, por medio de la implementación de un sistema de control y medición en la transmisión hidrostática del laboratorio de la asignatura de control automático. Con el fin de cumplir con lo anteriormente mencionado se plantean los siguientes objetivos:

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

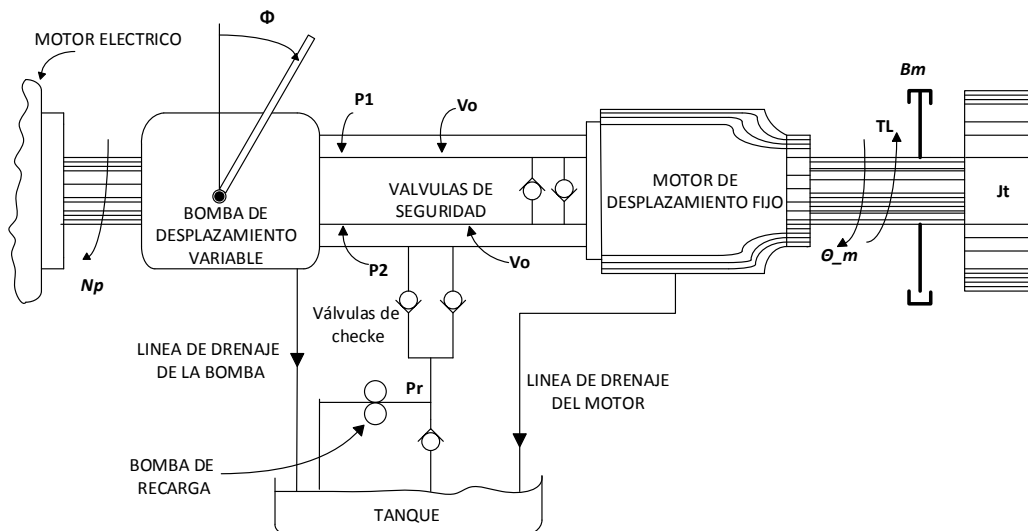
- Diseñar y programar el algoritmo de control del sistema de la transmisión hidrostática basado en técnicas de control estándar clásico (CONTROL PID) y CONTROL MODERNO POR VARIABLES DE ESTADO , implementando una interfaz gráfica para monitorear y almacenar los datos en Labview con la tarjeta National Instruments NI USB 6212.
- Realizar pruebas de estabilidad, tiempos de respuesta y pruebas de repetibilidad bajo el efecto de una perturbación con el fin de determinar las constantes del lazo de control que garanticen el correcto funcionamiento del sistema.
- Diseño y construcción de una estructura metálica que permita resolver el problema de movilidad de la transmisión así como asegurar la resistencia necesaria de la misma, producto de las cargas y el trabajo continuo al cual será sometida, por medio de un análisis de cargas de la misma.

1 TRANSMISIÓN HIDROSTÁTICA DEL LABORATORIO DE CONTROL AUTOMÁTICO

1.1 GENERALIDADES DE LA TRANSMISIÓN HIDROSTÁTICA

El laboratorio de control automático de la escuela de ingeniería mecánica, cuenta con una transmisión hidrostática o hidráulica si se prefiere, la cual básicamente es la combinación de una bomba y un motor hidráulico, donde la bomba es la que controla al motor. Un esquema básico es mostrado en la figura 1.

Figura 1. Esquema básico de una transmisión hidrostática



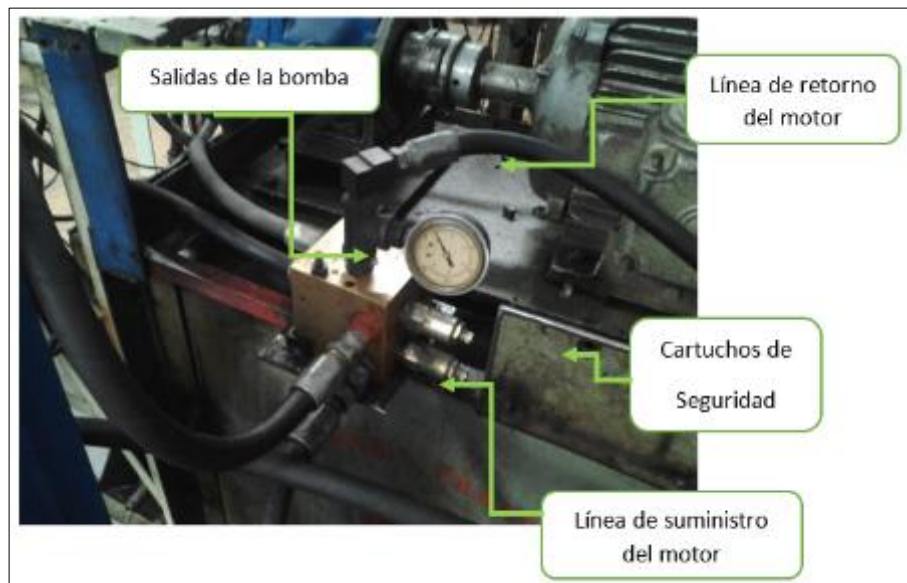
Fuente: Tomado y editado del libro Herbert, E. Merrit. Hydraulic control systems

Una bomba de desplazamiento variable, que cuenta con una fuente de velocidad constante (motor eléctrico) y que además tiene la capacidad de cambiar la dirección del flujo, es directamente conectada a un motor hidráulico de desplazamiento fijo. Por lo tanto la velocidad del motor y su dirección de rotación puede ser controlada por la carrera de la bomba, es decir la inclinación que tome la placa de esta, marcará tanto el sentido de giro del motor como su velocidad.

Un flujo de reposición es necesario en esta clase de sistemas con el fin de reponer lo perdido en él, esto se hace con el fin de mantener constante la operación del mismo, la característica principal de este flujo de reposición, es que entra al sistema a baja presión al ser usado únicamente para cubrir las pérdidas, así que no se convierte en una carga dentro del sistema, ver figura 1. Por P1 se toma la presión máxima del sistema y por P2 La presión mínima de este, J_t representa la carga inercial impuesta por el volante.

Válvulas de seguridad son usadas en las líneas para proteger el sistema de picos de presión. Estas válvulas permiten tener un control sobre las presiones que maneja el sistema, son de rápida respuesta, ya que se encuentran conectadas entre líneas donde los cambios de máxima presión a baja presión son repentinos, lo que hace de estas un elemento de amortiguación del flujo del sistema, además de prevenir la cavitación en las líneas, la figura 2 ilustra lo anteriormente mencionado.

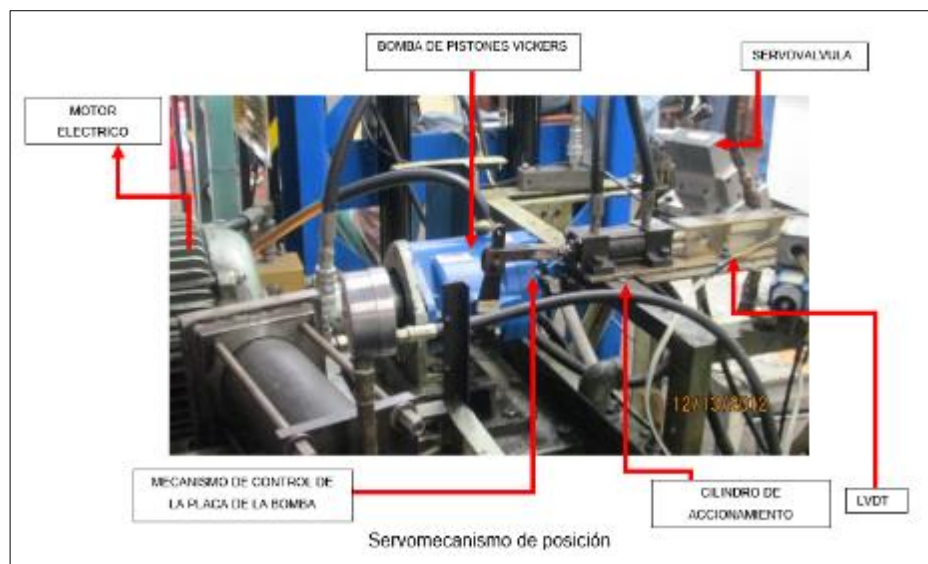
Figura 2. Válvulas de seguridad ubicadas entre las líneas de la bomba y el motor



Fuente: Autores

La carrera de control de la bomba es representada por medio de un movimiento angular el cual opera de forma lineal sobre los pistones de la bomba, para posicionar la placa de bomba y ejercer un control de posición sobre esta, se emplea una combinación de servoválvula y pistón, la posición del pistón es controlada a través de un transductor de posición, el cual permite realimentar la posición de la placa de la bomba y así hacer correcciones de la misma, con el fin de optimizar la operación del sistema, a este conjunto lo denominamos, servomecanismo de posición, ver figura 3.

Figura 3. Servomecanismo de posición



Fuente: Autores

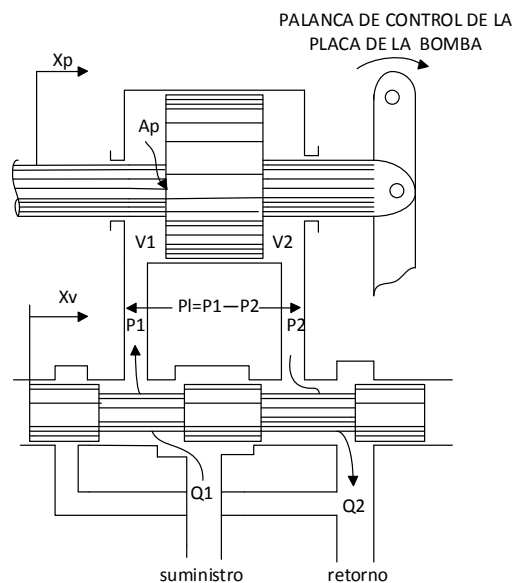
Durante la operación del sistema solo una de las líneas del motor se encuentra a alta presión mientras que la otra está a la presión de reposición o tanque, lo que se refleja en los cambios de velocidad mostrados por el volante, la configuración de la transmisión hidrostática del laboratorio de control automático, esta calibrada de tal manera que la apertura de placa de la bomba hacia uno de sus lados sea muy poca, esto se refleja en la poca velocidad que puede lograr esta y el pequeño rango de operación de la misma, razón por la cual se obvia el comportamiento en este sentido y centrar así los esfuerzos de control del sistema, sobre el rango positivo de la carrera de la bomba.

1.2 VÁLVULA CONTROLANDO PISTÓN

Como nos ilustra la figura 2, el servomecanismo de posición, es un sistema que consta de dos subsistemas bien definidos, uno es el de la bomba controlando el motor, explicado con anterioridad, y el otro es el de una válvula controlando un pistón, en nuestro caso una servoválvula de casa MOOG, serie 62, cuyas especificaciones de operación se encuentran el anexo A.

La combinación de servoválvula y pistón es también un elemento muy común dentro de los sistemas de transmisión de potencia en la hidráulica, la figura 4, ilustra la combinación válvula-pistón, los orificios de la servoválvula se asume que tienen las mismas dimensiones, factor que se refleja en igual cantidad de aceite en las cámaras del cilindro, pero cabe aclarar que no es un factor que se cumple siempre, esto se explica con el fin de mostrar un poco la naturaleza del funcionamiento de la servoválvula y su gran influencia dentro del control del sistema, y como ésta además se puede convertir en un problema de estabilidad para el mismo, concepto que se abordara en el capítulo siguiente.

Figura 4. Combinación servoválvula-pistón



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

Xv hace referencia al desplazamiento de la válvula y Xp al desplazamiento del pistón, este último de forma lineal se transmite el movimiento a la placa de control de la bomba variable.

Dentro de los cuatro tipos posibles de transmisión hidrostática, la del laboratorio de control automático es catalogada como una transmisión a velocidad variable, ya que su motor como anteriormente se ha mencionado es de desplazamiento fijo y la bomba es de desplazamiento variable, eso hace de la transmisión un sistema perfecto para ejercer control de su velocidad y posición, la siguiente tabla resume los tipos de transmisión existentes y la variación de sus rendimientos, dependiendo de la combinación de bomba-motor empleada.

Tabla 1. Resumen de los tipos de transmisión hidrostática existentes

Desplazamiento		Rendimientos de la transmisión		
Bomba	Motor	Potencia	Torque	Velocidad
Fija	Fijo	Constante	Constante	Constante
Variable	Fijo	Variable	Constante	Variable
Fija	Variable	Constante	Variable	Variable
Variable	Variable	Variable	Variable	Variable

Fuente: Autores

Los equipos hidráulicos empleados en la transmisión hidrostática son de tipo industrial, factor que permite al estudiante tener la posibilidad de interactuar con un sistema que maneja cargas reales, para ello a continuación serán detallados, los tres elementos hidráulicos principales del sistema, como son, la bomba variable y la bomba del circuito de carga resistiva, las cuales son de la misma serie, el motor hidráulico, la servoválvula y la electroválvula del circuito de carga resistiva.

1.3 ELEMENTOS HIDRÁULICOS DEL SISTEMA

1.3.1 Servo válvula. El contar con un control digital para la transmisión hidrostática, demandaba el uso de un dispositivo que permitiera hacer un puente entre la hidráulica y la electrónica, que a su vez garantizara una óptima manipulación de la señal introducida al sistema, es aquí donde el uso de una servoválvula toma relevancia, ya que esta es un dispositivo que permite convertir una baja señal eléctrica, en este caso un amperaje en movimiento de una válvula, dando así control sobre el flujo y presión de un actuador hidráulico, muy necesarios en la transmisión, donde el ejercer un control de posición y velocidad requiere de un dispositivo apto para sistemas con una alta respuesta dinámica, para mayor información de la servoválvula, ver anexo A .

Figura 5. Servoválvula Moog 62



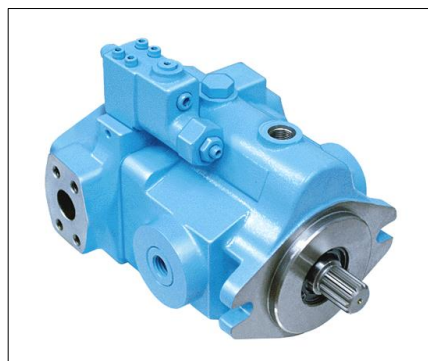
Fuente: Moog.com

El principio de funcionamiento de una servoválvula es regido por un motor de torsión que es accionado mediante una señal de comando que polariza este, generando movimiento hacia un lado u otro de la paleta o flapper que atraviesa la armadura del motor y se encuentra ubicada entre las dos bobinas del motor, este movimiento hacia un lado u otro produce la apertura o cierre de las toberas de la válvula, permitiendo así la carrera del spool de la válvula en un sentido u otro, un detalle a destacar, del funcionamiento de la servo hace referencia a la entrega de flujo al actuador, se debe tener presente para efectos

del control que solo dos vías de esta trabajan mientras las otras están fuera de servicio, esto para efectos de cambios en la frecuencia natural del sistema.

1.3.2 Bomba de desplazamiento variable. En las bombas de pistones en línea, el conjunto de los cilindros y el eje de accionamiento tienen la misma línea central y los pistones se mueven alternativamente en sentido paralelo al eje, la figura 6 ilustra la bomba en servicio en el sistema. Su ventaja de uso radica en la opción de manejar altas capacidades de flujo acompañado de altas presiones de operación, que pueden estar cerca de los 3000 psi, en algunos casos, esta bomba internamente cuenta con nueve pistones contenidos en una camisa que está incrustada en el eje conductor de la bomba, los pistones presentan un movimiento recíproco en cada uno de sus respectivos alojamientos del plato inclinado de desplazamiento fijo, este plato inclinado marca el grado de inclinación con respecto a la vertical del eje de la bomba, el cual oscila en un rango de 15° , que para el caso de la transmisión, la inclinación está en mayor medida hacia el lado positivo, esto con el fin de manejar un mayor rango de velocidades en ese sentido de giro del motor y bajo rango de inclinación en el sentido negativo, este factor hace irrelevante el lado negativo de la placa en el control de posición, ya que como máximo valor de velocidad, el volante no supera las 150 rpm, las especificaciones de este equipo se aprecian con mayor detalle en el anexo B.

Figura 6. Bomba de pistones axiales



Fuente: Eaton.com

1.3.3 Motor de desplazamiento fijo.

La transmisión hidrostática cuenta con un motor de paletas de desplazamiento fijo, cuyo par se desarrolla por la presión que actúa sobre las superficies expuestas de las paletas rectangulares, las cuales entran y salen de unas ranuras practicadas en un rotor, acoplado al eje de accionamiento. A medida que el rotor gira, las paletas de un anillo forman cámaras cerradas que arrastran el fluido, desde la entrada hasta la salida, la figura 7 ilustra el motor de la serie 25M de la casa Eaton en servicio en transmisión.

Figura 7. Motor hidráulico serie 25M



Fuente: Eaton.com

1.3.4 Electroválvula. El tipo de electroválvula empleada en el circuito de inducción de carga resistiva en el sistema corresponde a una electroválvula “todo o nada”, este tipo de válvula son de dos o tres posiciones, pueden ser de mando directo por solenoide. La dirección y magnitud del caudal que atraviesa la válvula, varía excitando o no excitando los solenoides, lo cual genera que se produzca la carrera del spool en un sentido u otro. Este tipo de válvula resulta óptima para la introducir carga al sistema por medio de un interruptor, como es el caso de la transmisión hidrostática, la cual cuenta con una perilla selectora de tres niveles de presión para el sistema, los cuales oscilan entre venteo y un nivel máximo de presión, fijado en la válvula de seguridad del sistema.

Figura 8. Electroválvula del circuito de carga resistiva

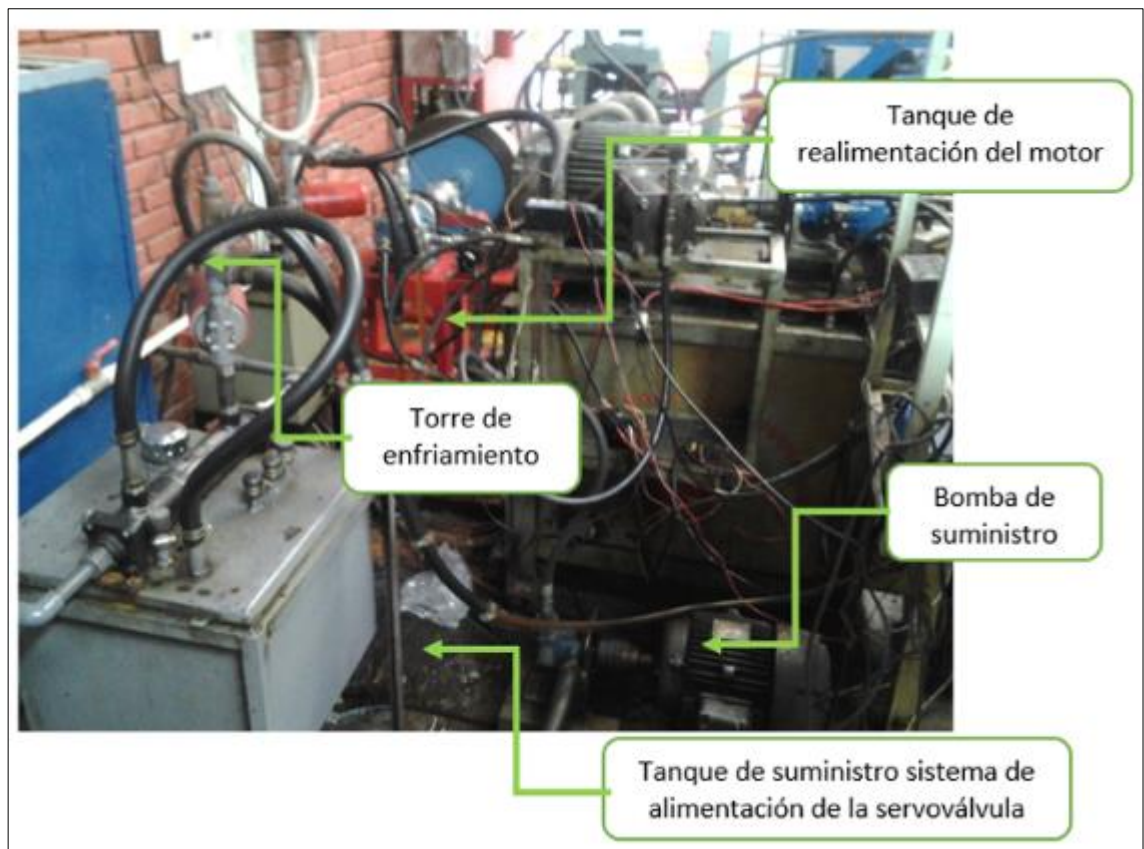


Fuente: Autores

La transmisión hidrostática, además del circuito hidráulico principal que relaciona a la bomba de desplazamiento variable con el motor hidráulico, el sistema cuenta con dos sistemas hidráulicos más, uno de estos corresponde al circuito de inducción de cargas al sistema, el cual vienen siendo para el lazo de control de la transmisión, la perturbación del sistema, este sistema lo componen la bomba variable número 2, su tanque de suministro, la válvula de seguridad, la electroválvula de la casa Equos que ilustra la figura 8, el cual cuenta con un sistema de refrigeración , con el fin de preservar la bomba y mantener las propiedades del aceite y evitar oxidación del mismo, por exceso de calor en el tanque y en equipos como la bomba , se instaló un intercambiador de calor el cual refrigera por aire el aceite, haciendo uso de un ventilador, el intercambiador se encuentra conectado entre las líneas de salida y retorno al tanque, para así garantizar que el aceite que ingresa a la bomba entra a una baja temperatura, este sistema será detallado en secciones posteriores.

Por último la transmisión cuenta con un sistema de alimentación, para la bomba variable y la servoválvula, este sistema está compuesto de una bomba y válvulas de seguridad que garantizan una presión máxima de trabajo, el cual está fijado a 1000 psi, además de una bomba de precarga para el arranque de la transmisión, con el fin de arrancar el sistema sin carga.

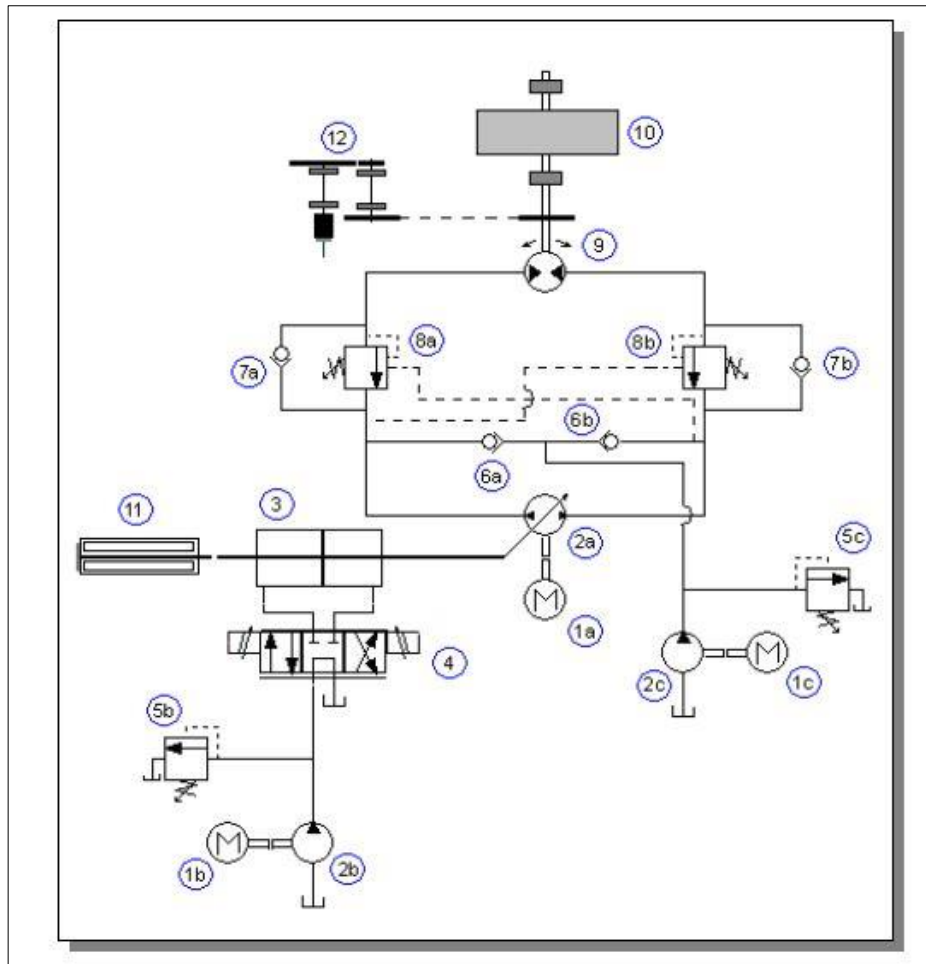
Figura 9. Circuito de alimentación de la transmisión



Fuente: Autores

1.3.5 Circuito hidráulico de la transmisión hidrostática. En la figura 10 se aprecia el circuito hidráulico de la transmisión. Que actualmente se encuentra operando en el laboratorio de control automático de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

Figura 10. Circuito hidráulico de la transmisión presente en el laboratorio



Fuente: Control automático de una transmisión hidrostática a velocidad constante

El sistema que se encuentra en el laboratorio tiene un nivel de complejidad más alto que el explicado en el libro de Herbert, E. Merrit, titulado Hydraulic control systems ya que las conexiones hidráulicas se realizaron con elementos flexibles (mangueras hidráulicas), consideraciones que no se tienen en cuenta en la matemática realizada por Merrit, pero se usó como referencia por su gran aporte en el análisis de la dinámica de la transmisiones hidrostáticas y por la aproximación considerable al sistema real montado en el laboratorio.

El circuito hidráulico que se observa en la figura 10, el motor eléctrico (1a), acciona la bomba de pistones de desplazamiento variable (2a). la inclinación de

la palanca de mando de esta bomba varia la carrera del pistón, dando como resultado el cambio del volumen de aceite distribuido durante cada revolución del eje, variando el caudal suministrado al motor de desplazamiento fijo (9). Por consiguiente impone la velocidad (entre 0 y 700 rpm). El conjunto comprendido por el motor eléctrico (1b), la bomba variable (2b), servoválvula (4), cilindro de accionamiento, que varía la inclinación de la placa de la bomba de caudal variable (5), y el transductor de posición LVDT (11) que suministra la señal de realimentación, conforman el servomecanismo de posición de la transmisión. La bomba auxiliar(2b), se utiliza para suministrar aceite a la servoválvula (4); la cual regula el caudal necesario para mover el embolo del cilindro (3), que a su vez acciona la palanca de control; regulando el suministro de aceite de la bomba (2a) mediante la variación del ángulo de inclinación de la placa de la bomba de caudal variable. El motor eléctrico (1c) acciona la bomba de precarga (2c), esta suministra aceite al circuito de la transmisión hidrostática para reemplazar el aceite que se pierde por fugas o drenajes.

Figura 11. Mecanismo de control sobre la placa de la bomba



Fuente: Autores

El motor hidráulico bidireccional (9) recibe potencia fluida y la transforma en potencia mecánica. El motor mediante un acople transmite el movimiento rotacional al volante (10), de este modo produciendo la aceleración del mismo según el caudal suministrado al motor. Mediante la instalación del encoder, en el eje de la transmisión en el extremo opuesto al cual está ubicado el motor, se obtendrá la señal de retroalimentación de la velocidad de rotación de la transmisión con el objetivo de comparar la señal de comando y la señal de retroalimentación, para así obtener el error y de esta manera la acción de control necesaria mediante el servomecanismo de velocidad, esto con el objetivo de mantener constante la velocidad de rotación de la transmisión hidrostática.

Las líneas de presión se encuentran aseguradas a sobrecargas mediante las válvulas limitadoras de presión (8a) y (8b). Para evitar daños por cavitación se instaló una tubería de aspiración posterior empalmada a través de válvulas anti retornó (6a) y (6b). La válvula de alivio (5b), ayuda a eliminar las sobrepresiones y controla la presión del sistema. La válvula (5a), que regula la presión para proteger a la servoválvula.

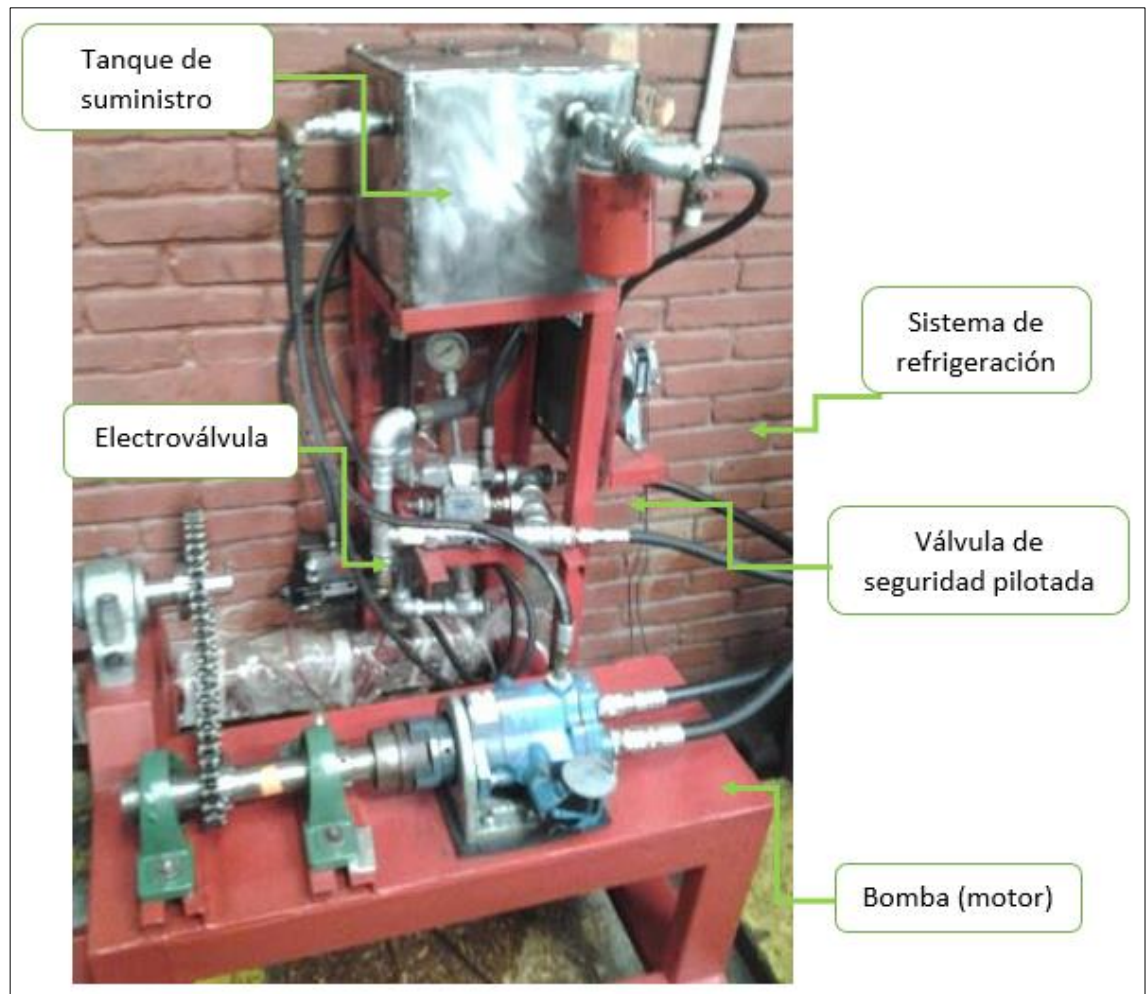
Figura 12. Montaje de la bomba variable y el motor eléctrico



Fuente: Autores

1.3.6 Circuito de carga de la transmisión hidrostática. En el extremo opuesto al cual se encuentra ubicado el motor hidráulico, se encuentra instalado, un sistema hidráulico que permite inducir cargas al sistema, en otras palabras, es la perturbación del lazo de control de la transmisión.

Figura 13. Circuito de cargas resistivas de la transmisión

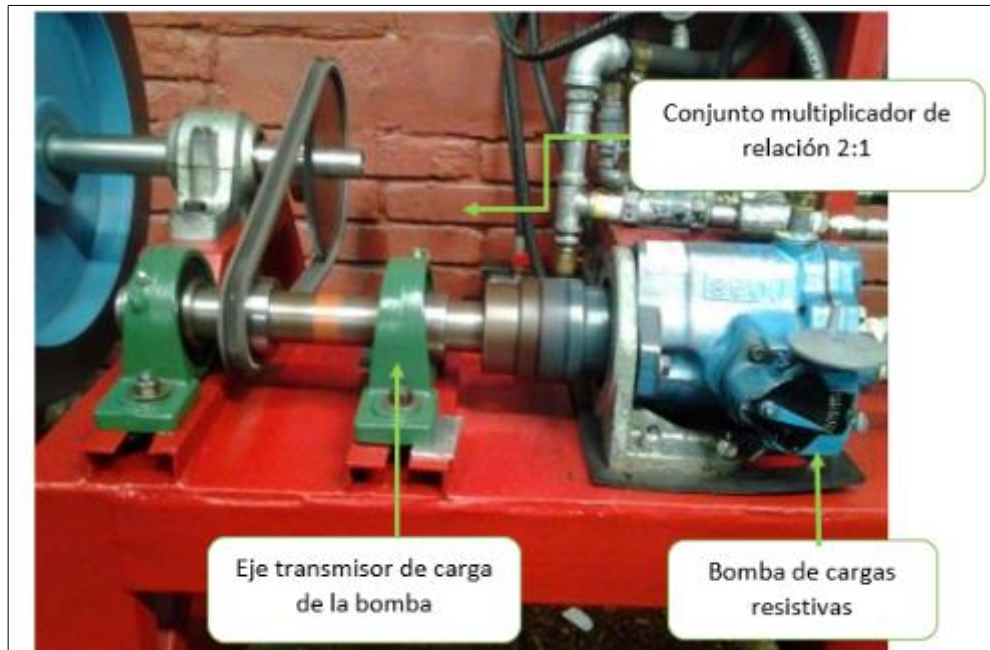


Fuente: Autores

Por medio de una relación de 1:2 de una transmisión por cadena y el uso de un eje auxiliar se transmite el par rotacional del eje de la transmisión y la velocidad angular a la cual va girando la transmisión, este montaje auxiliar se hace necesario debido a la velocidad de operación de la bomba del circuito resistivo, ya que esta es de 1800 rpm, lo cual haría imposible su uso si la transmisión del par de velocidad de la transmisión se hace con una relación de 1:1, así el

nuevo montaje asegura la correcta aplicación de los tres niveles de carga mencionados anteriormente, para perturbar el sistema.

Figura 14. Montaje de la bomba de cargas resistivas



Fuente: Autores

La secuencia de operación de la electroválvula, para la inducción de carga al sistema principal es la siguiente:

Para la presión de venteo los solenoides A y B de la válvula direccional se mantienen apagados. La conexión piloto de la válvula de seguridad, esta unida al orificio de la válvula direccional en el cual su puerto de presión está conectado con el tanque, al ser esta una válvula de centro tipo tándem.

Para una presión intermedia el solenoide A de la válvula direccional se excita. El aceite circula a través del orificio de pilotaje de la válvula de seguridad. La presión del sistema viene limitada por el valor del taraje de la válvula de seguridad. En esta configuración el aceite encuentra resistencia a su paso por lo tanto la presión es inducida en el aceite al valor del taraje de la válvula y por

consiguiente se determina el valor intermedio del torque resistivo que está actuando en ese momento en la transmisión hidrostática.

Para una alta presión se energiza el solenoide B, al igual que el nivel intermedio de presión, el nivel de presión máximo también depende del taraje fijado en la válvula de seguridad, esta configuración produce en el aceite un efecto de resistencia al tránsito de este por el sistema, permitiendo así calcular el valor máximo del torque resistivo que es inducido al sistema.

1.3.7 Parámetros de operación relevantes de la transmisión. La normal operación de la transmisión insta a tener en cuenta parámetros como la carga inercial, propiedades del aceite, aceleración y velocidad máxima del volante, para tal fin resulta vital apoyar los cálculos a realizar en las tablas de especificaciones entregadas por el fabricante, de la bomba de desplazamiento variable, VICKERS PVB15, el motor hidráulico de desplazamiento fijo de la serie 25M de la casa EATON, así como la servoválvula Moog 62, de la casa Moog. Los parámetros que se emplearon en el diseño para el cálculo tanto del torque como la potencia y caudal, de estos equipos son los siguientes.

Tabla 2. Datos de referencia para el cálculo del torque de la transmisión

Carga inercial	$J_1 = 55 \text{ Lb. in. s}^2$
Aceleración máxima	$\alpha_{MAX} = 10 \text{ rad/s}^2$
Velocidad de rotación máxima	$N_{MAX} = 850 \text{ rpm}$
Presión máxima	$P = 2000 \text{ psi}$
Modulo del aceite	$E = 240000 \text{ psi}$
Densidad del aceite	$\delta = 0.86 \text{ g/mlt}$

Fuente: Autores

El cálculo del torque (T) es el siguiente:

$$T = J_1 * \alpha_{MAX}$$

$$T = 55 \text{ lb. in. s}^2 * 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 550 \text{ lb. in}$$

Torque inducido por el circuito de carga, se trabajara el circuito de carga a la presión máxima en las válvulas de seguridad de 700 psi, el torque generado por el motor a este valor de presión es de 400 lb-in. Entonces el torque total es:

$$T_t = 550lb.in + 450lb.in = 1000 lb.in$$

Potencia necesaria a suministrar:

$$Pot = N_{MAX} * \frac{T_t}{63025}$$

$$Pot = \frac{900 rpm * 1000lb.in}{63025} = 14.3 HP$$

Las especificaciones técnicas tanto de la bomba, el motor y la servoválvula se pueden apreciar en el anexo.

De las curvas de operación de la bomba PVB 15 se puede obtener que la eficiencia mecánica de la misma es del 86%, por lo tanto la potencia que será requerida por el motor eléctrico es igual a:

$$Pot_{elec} = \frac{15hp}{0.86} = 17.44HP$$

El motor eléctrico que se encuentra instalado en el laboratorio de control automático posee una potencia nominal de 18 HP, por lo tanto la potencia disponible satisface las necesidades de potencia y carga que impone el circuito de la transmisión y del circuito de carga, se debe recordar que estos valores fueron obtenidos para valores máximos de velocidad de rotación de la transmisión y el valor máximo de presión establecido en las válvulas de seguridad del circuito de carga, por lo tanto para estos valores las pruebas deben ser intermitentes debido a la proximidad de los valores de potencia instalada y potencia requerida, con el fin de evitar posibles daños y averías a los equipos que conforman el sistema.

El caudal máximo de la bomba variable a la velocidad fija del motor eléctrico de 1800 rpm, y con el desplazamiento máximo de la bomba $C_b = \frac{2,01in^3}{rev}$ y considerando su eficiencia volumétrica del 96%, tenemos:

$$Q_b = \frac{\left(0,96 * \frac{2,01in^3}{rev}\right) * 1800rpm}{231} = 15gpm = \frac{57,7in^3}{s}$$

1.3.8 Parte estructural y mecánica de la transmisión. Como uno de los objetivos del proyecto, el contar con una estructura metálica, lo suficientemente rígida, que permita hacer de la transmisión un banco móvil, pensado a un futuro cercano las reformas estructurales que se vienen en los laboratorios de la Escuela de Ingeniería Mecánica, y que demandan el trasteo de equipos, se tomó la decisión de hacer de la transmisión hidrostática, un banco móvil y compacto, que a su vez de la opción de moverlo de un sitio a otro sin mayores traumatismos, para ello se compacto en una sola unidad el montaje del motor, volante, y el circuito de cargas resistivas, incluyendo su tanque se suministró, dejando así como única operación a realizar para mover el equipo, el desconectar las mangueras de alimentación del motor hidráulico y su drenaje.

A continuación se presenta una comparación entre el antes y el después del montaje de la transmisión hidrostática, el reto en cuanto a rigidez era grande ya que la estructura anterior, que soportaba las cargas del, motor, volante, además de la carga inercial de este y la carga torsional del volante y las vibraciones del sistema, era una base de concreto que fue adecuada en el año 1987.

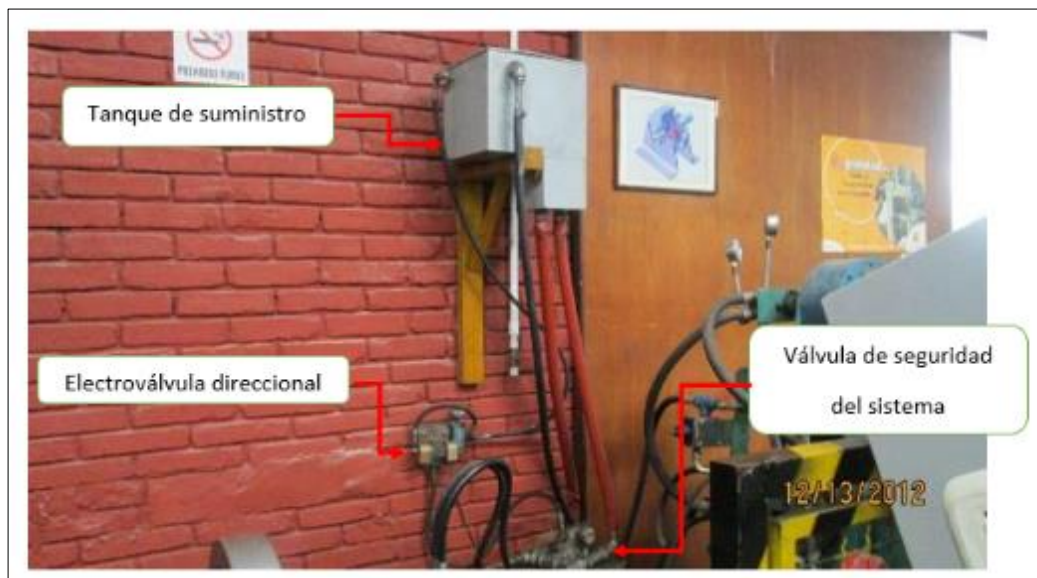
Figura 15. Anterior montaje de la transmisión



Fuente: Autores

La figura 16, ilustra la anterior disposición de los elementos que componen el circuito hidráulico que permitía inducir cargas al sistema a través de un motor hidráulico

Figura 16. Anterior montaje de los componentes del circuito de cargas resistivas

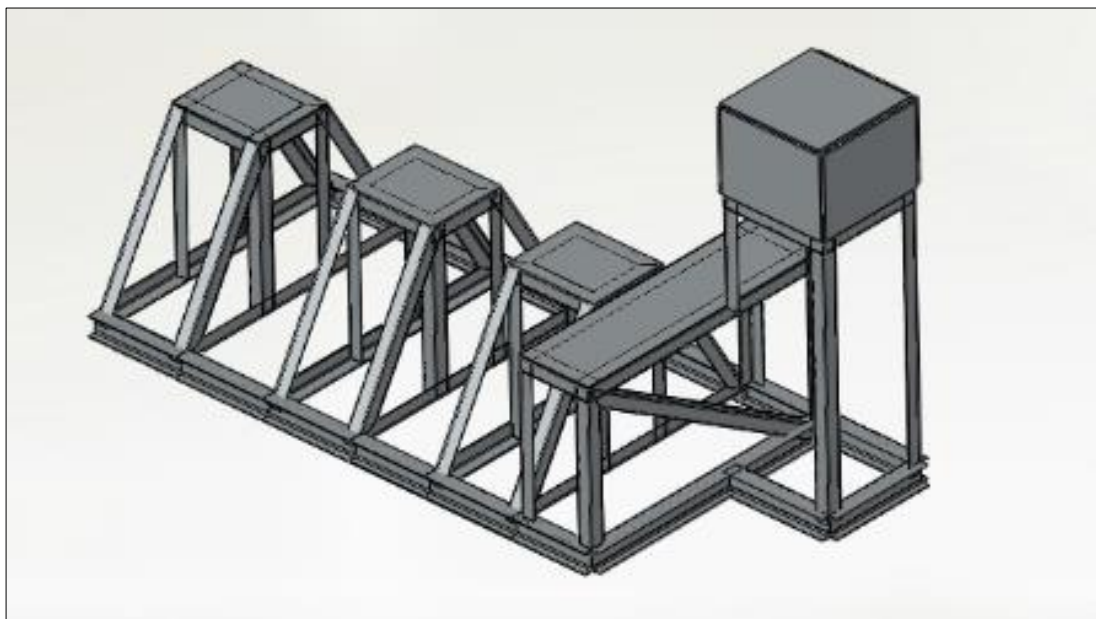


Fuente: Autores

Como se expresó anteriormente y se evidencia en las imágenes registradas en su momento, la transmisión se hacía imposible de mover de sitio de forma compacta y sin desarmarla, lo cual ponía en peligro esta tan interesante experiencia práctica no solo para los estudiantes de control automático, sino también para los estudiantes de potencia fluida, teniendo presente una inminente mudanza de los equipos del laboratorio debido a la remodelación de la planta física de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

Para resolver este problema, también objetivo del proyecto de grado, se plantearon varios diseños que cumplieran con la rigidez del sistema, exigencias de carga torsional e inercial impuestas por el motor y el volante de forma respectiva, la figura 17 ilustra una primer diseño de la estructura, que tendrá como función integrar tanto el sistema de carga resistivas y el montaje del volante y motor hidráulico.

Figura 17. Diseño preliminar de la estructura de la transmisión



Fuente: Autores

Finalmente, se optó por un diseño donde se le presta mayor atención a la carga impuesta por el volante, el cual esta soportado sobre dos bases trapezoidales, con refuerzos triangulares, los cuales como bien son conocidos resultan excelentes para dar rigidez a estructuras metálicas, y en la transmisión eran bastante necesarios, debido no solo al peso del volante, el cual supera los 100 kg sino a su carga inercial y el peligro de volcadura del equipo, debido a los cambios súbitos de carga a los cuales es sometida la transmisión durante su operación y que pueden ser causantes de un accidente, más allá de contar con protecciones para este, el perfil usado para construir la estructura y asegurar la rigidez y larga vida útil de la misma es un acero estructural rectangular de 3"x1 1/2" y de 2mm de espesor, el cual cuenta con muy buenas propiedades mecánicas que aseguran la operatividad del sistema, pero con el fin de dar una mayor rigidez y aliviar la carga impuesta sobre el marco de acero estructural se decidió poner debajo de este un marco de refuerzo el cual está hecho con un perfil en C, cuya referencia es UPN 200, las propiedades de este se ilustran en la figura 19.

Figura 18. Propiedades mecánicas del perfil usado en la estructura

CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN							PROPIEDADES ESTÁTICAS										UNIDADES DE MEDIDA
TAMAÑO PERFIL				Espesor pared e mm	Peso P Kg/m	Área A cm ²	FLEXION					Módulo plástico Zx y cm ³		TORSION			
TAMAÑO NOMINAL	MEIMF-TROS	RFAL	d mm				b mm	FLEX X			FLEX Y		Zx cm ³	Zy cm ³	Momento inercial J cm ⁴	Módulo elástico B cm ³	
2 X 1 1/2"	50 x 13	50.00	13.00	1.50	1.35	1.72	4.54	1.81	1.62	0.50	0.77	0.54	2.46	0.90	1.61	1.45	30
2 X 1 1/16"	50 x 30	51.59	27.44	1.50	1.73	2.20	7.65	2.97	1.87	2.67	2.05	1.14	3.68	2.38	6.83	3.59	25
2 X 1 1/16"	50 x 30	51.59	27.44	2.50	2.78	3.54	11.45	4.44	1.80	4.21	3.07	1.00	5.67	3.53	10.60	6.37	25
2 3/8 X 1 1/2"	60 x 40	60.00	37.85	1.50	2.16	2.75	13.84	4.81	2.24	8.81	3.00	1.57	5.59	4.07	14.59	5.59	20
2 3/8 X 1 1/2"	60 x 40	60.00	37.85	2.00	2.87	3.85	17.89	5.90	2.30	8.89	4.57	1.54	7.22	5.26	18.95	7.86	20
2 3/8 X 1 1/2"	60 x 40	60.00	37.85	2.50	3.52	4.40	21.18	7.06	2.17	10.32	5.45	1.52	8.75	6.35	23.07	9.10	20
2 3/8 X 1 1/2"	60 x 40	60.00	37.85	3.00	4.26	5.41	24.33	8.11	2.12	11.79	6.23	1.48	10.15	7.37	26.95	10.05	20
2 3/8 X 1 1/2"	60 x 40	60.00	37.85	4.00	5.45	6.94	29.63	9.88	2.07	14.28	7.52	1.43	12.68	9.16	34.12	12.95	20
3 X 1 1/2"	75 x 38	75.20	38.10	1.50	2.51	3.33	24.92	5.54	2.74	8.64	4.48	1.90	8.07	5.00	20.00	7.74	15
3 X 1 1/2"	75 x 38	75.20	38.10	2.00	3.53	4.50	32.05	8.42	2.67	10.40	5.72	1.58	10.46	6.47	26.65	9.83	16
3 X 1 1/2"	75 x 38	75.20	38.10	2.50	4.59	5.46	38.84	10.14	2.66	13.05	6.85	1.53	12.75	7.65	32.46	11.94	16
3 3/16 X 1 1/2"	80 x 40	80.00	40.00	2.00	3.58	4.54	37.36	9.30	2.07	12.72	6.36	1.67	11.61	7.17	30.99	11.02	16
3 3/16 X 1 1/2"	80 x 40	80.00	40.00	3.00	5.19	6.81	52.25	13.08	2.01	17.56	8.76	1.61	16.54	10.18	44.30	15.36	16
3 1/2 X 2"	90 x 50	90.17	50.00	2.00	4.32	5.50	58.15	12.90	3.25	23.41	9.36	2.05	15.70	10.52	53.83	15.93	16
3 1/2 X 2"	90 x 50	90.17	50.00	2.50	5.28	6.70	70.59	15.68	3.25	28.20	11.01	2.05	19.31	12.64	65.75	19.32	16

Fuente: Steckerl Hierros y Aceros

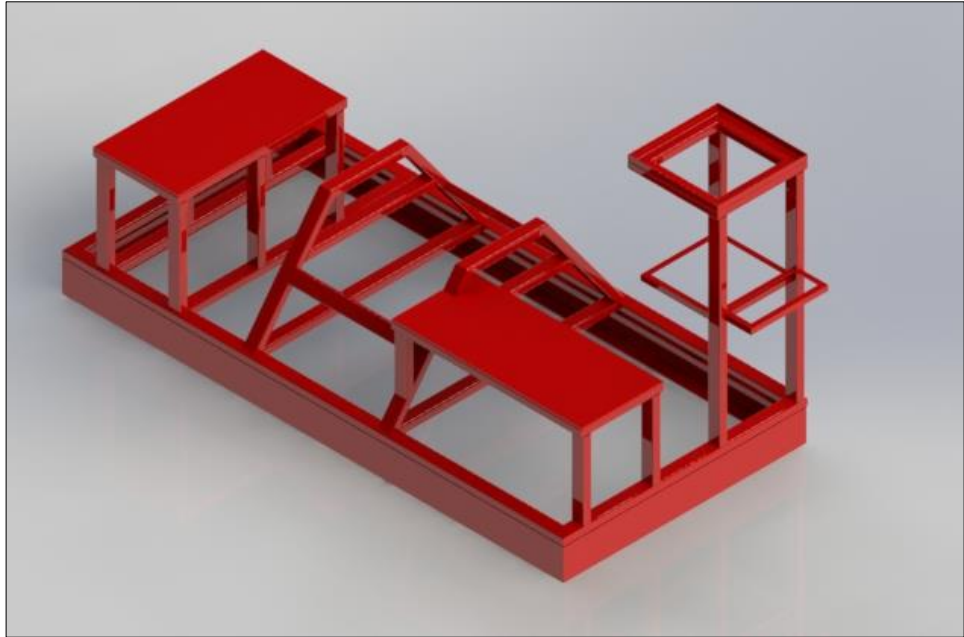
Figura 19. Propiedades mecánicas del perfil usado en el marco de refuerzo de la estructura

PERFIL C ESTANDAR EUROPEO - UPN																	
PERFILES UPN	DIMENSIONES Y PROPIEDADES PARA EL DISEÑO																
	DIMENSIONES								PROPIEDADES ELASTICAS								CONS TORS
	ALTURA		ALA		DISTANCIAS				AREA	PESO	EJE X-X			EJE Y-Y			
DESIGNACION	h mm	s mm	b mm	t mm	r1 mm	r2 mm	d mm	cm ²			kg/mt	Ix cm ⁴	Sx cm ³	rx cm	Iy cm ⁴	Sy cm ³	
UPN 80	80.00	6.00	45.00	8.00	8.00	4.00	46.00	11.00	8.64	106.00	26.50	3.10	19.40	6.36	1.33	2.16	
UPN 100	100.00	6.00	50.00	8.50	8.50	4.50	64.00	13.50	10.60	206.00	41.20	3.91	29.30	8.49	1.47	2.81	
UPN 120	120.00	7.00	55.00	9.00	9.00	4.50	82.00	17.00	13.40	364.00	60.70	4.62	43.20	11.10	1.59	4.15	
UPN 140	140.00	7.00	60.00	10.00	10.00	5.00	98.00	20.40	16.00	605.00	86.40	5.45	62.70	14.80	1.75	5.88	
UPN 160	160.00	7.50	65.00	10.50	10.50	5.50	115.00	24.00	18.80	925.00	116.00	6.21	85.30	18.30	1.89	7.39	
UPN 180	180.00	8.00	70.00	11.00	11.00	5.50	133.00	28.00	22.00	1350.00	150.00	6.95	114.00	22.40	2.02	9.55	
UPN 200	200.00	8.50	75.00	11.50	11.50	6.00	151.00	32.20	25.30	1910.00	191.00	7.70	148.00	27.00	2.14	11.90	
UPN 220	220.00	9.00	80.00	12.50	12.50	6.50	167.00	37.40	29.40	2690.00	245.00	8.48	197.00	33.60	2.30	16.00	
UPN 240	240.00	9.50	85.00	13.00	13.00	6.50	184.00	42.30	33.20	3600.00	300.00	9.22	248.00	39.60	2.42	19.70	
UPN 260	260.00	10.00	90.00	14.00	14.00	7.00	200.00	48.30	37.90	4820.00	371.00	9.99	317.00	47.70	2.56	25.50	

Fuente: Steckerl Hierros y Aceros

Es por ello que el garantizar la rigidez y completa estabilidad del equipo, donde cada componente no fuera un factor de falla para el sistema resultaba relevante al momento de dar un diseño final y proceder con la construcción de la misma, por ello se decidió hacer un estudio de cargas sobre el diseño final, haciendo uso del software STAR PRO muy usado en el campo ingenieril para este tipo de estudios sobre estructuras metálicas, los valores de carga impuestos sobre la transmisión fueron sobredimensionados, con el fin de darle seguridad al diseño y así asegurar la vida útil del equipo y evaluar los límites de la misma. La figura 20 ilustra el diseño final de la estructura de la transmisión y la figura 22 el estudio de cargas realizado sobre la misma.

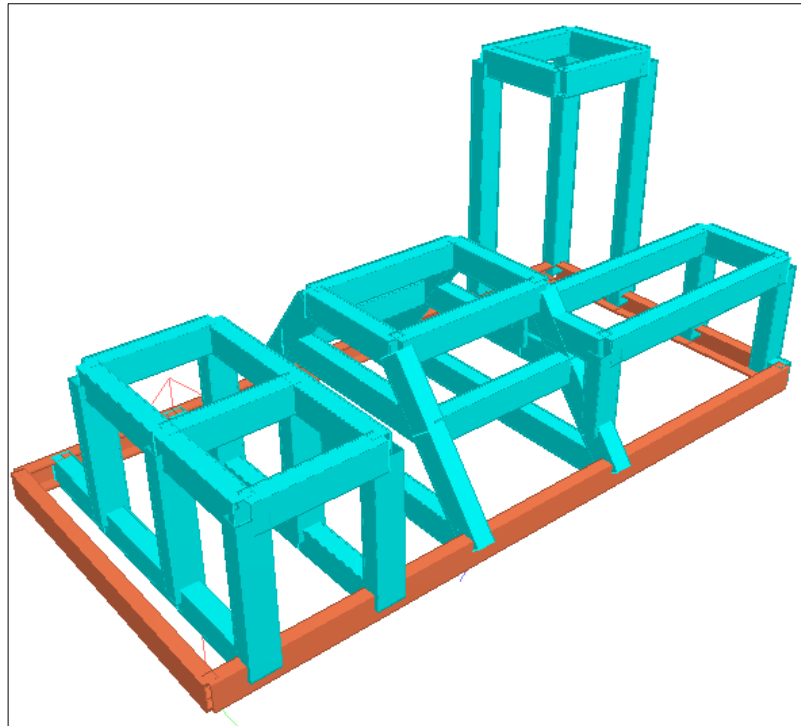
Figura 20. Diseño final de la estructura de la transmisión



Fuente: Autores

El hacer un buen diseño de la estructura no basta, es por ello que el garantizar el correcto funcionamiento del mismo se hace necesario, por esta razón se realizó un estudio de cargas al sistema, el cual tenía como objetivo, garantizar la operatividad del equipo, bajo las cargas a las cuales este es sometido, las cuales se tomaron en su punto máximo de operación, es decir a una alta velocidad, que para este caso fue de 800 rpm y con el máximo valor de perturbación que se puede introducir al sistema, el cual fue fijado en la válvula de seguridad principal, es por ello que la estructura no solo soporta el peso de los elementos que la componen, el contar con elementos en movimiento como lo es el volante, la inclusión de cargas inerciales y torsionales, generadas por este y el motor hidráulico, se hacen relevantes y obligadas al momento de analizar el diseño de la estructura y evaluar una posible falla de la misma.

Figura 21. Modelamiento por sistema de coordenadas de la estructura



Fuente: Autores

El software, trabaja a base de coordenadas, para ellos se introducen en el programa todo los puntos que componen a la estructura de la transmisión y que permiten darle forma a esta, la imagen anterior muestra unas terminaciones cruzadas y poco estéticas, debido al tipo de análisis utilizado, el cual es por viga, como lo sugiere el software para el tipo de estructura que tenemos, además de ser más confiable, ya que permite delimitar las zonas de aplicación de carga en las diferentes partes sobre las que estas se ejercen en la estructura, las cuales varían tanto por los elementos que soportan, como por las cargas que en operación estos mismos generan, como lo es el caso del volante y el motor hidráulico, las cuales resultan ser más críticas para el sistema. Las cargas impuestas a la estructura para su análisis, corresponde a la carga torsional generada por el volante, la cual fue anteriormente calculada en este capítulo, además de cargas de peso generadas, por los demás elementos que componen el sistema, incluyendo el volante mismo, del lado donde se encuentra instalado el motor la carga de este corresponde a 686N, del lado de la bomba del circuito resistivo la carga impuesta corresponde a

más allá de las fuerzas sobredimensionadas que fueron impuestas para el análisis, y que tenían por objetivo encontrar la falla de esta, el rango de estos valores oscila entre 0,006 y 0,246 siendo este último, el máximo encontrado en un tramo de la base de la estructura, mostrando así como valor más bajo en cuanto a seguridad de la estructura se refiere, un 4,1 y como mayor factor de seguridad, 158, demostrando de esta manera que el diseño de la estructura es confiable y apta para la operatividad de la transmisión. A continuación se ilustran las tablas con los valores de ratio (inverso del factor de seguridad para cada tramo) y la deformación longitudinal de los mismos.

Figura 23. Resultados de cálculo arrojados por el software

Beam	Analysis Property	Design Property	Actual Ratio	Allowable Ratio	Normalized Ratio (Actual/Allowable)	Clause	L/C	Ax cm2	Iz cm4	Iy cm4	Ix cm4
62	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.005	1.000	0.005	AISC- H2-1	1	6.903	54.110	28.803	61.186
65	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.005	1.000	0.005	AISC- H2-1	1	6.903	54.110	28.803	61.186
6	C3X4	C3X4	0.006	1.000	0.006	AISC- H2-1	1	7.806	70.759	8.325	1.011
13	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.007	1.000	0.007	AISC- H2-1	1	6.903	54.110	28.803	61.186
25	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.009	1.000	0.009	AISC- H2-1	1	6.903	54.110	28.803	61.186
28	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.010	1.000	0.010	AISC- H2-1	1	6.903	54.110	28.803	61.186
17	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.013	1.000	0.013	AISC- H2-1	1	6.903	54.110	28.803	61.186
67	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.013	1.000	0.013	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186
68	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.013	1.000	0.013	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186
20	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.014	1.000	0.014	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186
66	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.014	1.000	0.014	AISC- H2-1	1	6.903	54.110	28.803	61.186
64	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.016	1.000	0.016	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186
23	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.017	1.000	0.017	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186
42	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.017	1.000	0.017	AISC- H2-1	1	6.903	54.110	28.803	61.186
29	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.019	1.000	0.019	AISC- H2-1	1	6.903	54.110	28.803	61.186
32	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.019	1.000	0.019	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186
24	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.021	1.000	0.021	AISC- H2-1	1	6.903	54.110	28.803	61.186
27	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.021	1.000	0.021	AISC- H2-1	1	6.903	54.110	28.803	61.186
44	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.021	1.000	0.021	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186
21	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.022	1.000	0.022	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186
33	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.022	1.000	0.022	AISC- H2-1	1	6.903	54.110	28.803	61.186
26	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.023	1.000	0.023	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186
41	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.023	1.000	0.023	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186
47	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.023	1.000	0.023	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186
19	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.024	1.000	0.024	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186
36	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.024	1.000	0.024	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186
30	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.026	1.000	0.026	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186
35	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.027	1.000	0.027	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186
70	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.029	1.000	0.029	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186
48	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.030	1.000	0.030	AISC- H2-1	1	6.903	54.110	28.803	61.186
63	HSST3X2X0.1	HSST3X2X0.	0.030	1.000	0.030	AISC- H1-3	1	6.903	54.110	28.803	61.186

Fuente: Autores

Dentro de los cambios realizados al circuito de operación de la transmisión se integró un sistema de enfriamiento al circuito hidráulico de cargas resistivas, esto con el fin de evitar sobrecalentamiento de la bomba usada en el circuito, además de preservar las propiedades del aceite, ya que las elevadas temperaturas de operación sobre este generan la oxidación del mismo, y al ser un sistema donde el aceite usado recircula, entre las válvulas, el tanque y la

bomba, se perdería operatividad del sistema además de generar desgaste en los componentes del mismo , cabe aclarar que este sobrecalentamiento en el aceite es generado por la misma naturaleza del circuito de cargas resistivas, cuya función no es otra que disminuir la velocidad de la transmisión, es por esta razón que este circuito por decirlo de una manera poco técnica, solo esta para quemar potencia y disminuir la capacidad del sistema, a continuación se ilustra el montaje realizado en la transmisión del sistema de enfriamiento .

Figura 24. Sistema de refrigeración del circuito de cargas resistivas



Fuente: Autores

El sistema de inducción de carga cuenta con una potencia de 5 HP, de los cuales el sistema de refrigeración tiene la capacidad de refrigerar 2 HP, lo cual hace aceptable el sistema para la transmisión, además de ser este un sistema que no es usado de forma frecuente, ya que solo entra en operación una semana al semestre, la cual corresponde a la práctica de laboratorio del tema de transmisiones hidrostáticas de la asignatura de potencia fluida y dos veces en la misma semana para la práctica correspondiente a la asignatura de control automático. Como recomendación para disminuir aún más el calor que sufre no

solo el aceite sino los demás elementos del circuito resistivo, el usar un sistema de mayor capacidad que permita tener una capacidad de refrigeración de 3 o 4 hp sería lo más adecuado, cabe aclarar que el sistema de refrigeración no fue seleccionado por los proyectantes, los elementos del mismo es decir el intercambiador y el ventilador hicieron parte de un proyecto de clase de la asignatura de potencia fluida, donde los proyectantes solo nos limitamos al montaje del mismo dentro del sistema.

Para el correcto funcionamiento de la bomba como elemento perturbador del sistema, se debió adecuar su operación dentro del mismo, para ello se instaló un eje paralelo al principal de la transmisión que permitiera introducir al sistema una transmisión por cadenas y piñones, cuya función es la de ser un elemento multiplicador de la velocidad a la cual gira la transmisión, que en su punto máximo logra las 850 rpm, la relación entre los piñones instalados es de 2:1 haciendo que la bomba reciba 1700rpm en su punto máximo de operación y asegura cumplir para todo el rango de operación del sistema con la velocidad mínima de operación de la bomba la cual es de 300 rpm.

Con el fin de evitar cargas laterales sobre el eje debido a la torsión a la que es sometido por las cargas impuestas por la bomba, se decidió hacer el montaje con doble chumacera tipo pedestal, para así eliminar estas componentes de carga.

Los cálculos del eje que se encuentra en el montaje son los siguientes:

Los datos con los que se cuenta son los siguientes:

$$potencia = 18hp$$

$$potencia_{kw} = potencia * 0,7457$$

$$potencia_{kw} = T * \omega$$

$$\omega = rpm * 2 * \frac{\pi}{60} \left(\frac{rad}{s} \right)$$

$$rpm = 850 * 3$$

$$T = F * r * 1000$$

$$r = \frac{12}{300}$$

Factores de corrección:

$$C_{carga} = 1$$

$$C_{tamaño} = 0,869 * D_c^{-0,097}$$

$$D_c = 1$$

$$C_{superficie} = A * Sut^b$$

$$A = -0,085$$

$$S_e = \frac{S_y}{2} * C_{carga} * C_{tamaño} * C_{superficie}$$

$$M_a = 0; T_m = \frac{T}{2}; N_f = 2,5; S_y = 3,1 \times 10^7; Sut = 5,65 \times 10^7$$

$$K_f = 1 + q * (k_t - 1)$$

$$q = 1 / \left(1 + \frac{0,13}{\sqrt{r_1}} \right)$$

$$K_{fs} = K_f; r_1 = 0,01; k_t = 1$$

El cálculo del diámetro del eje es el siguiente:

$$d = \left[32 * \frac{N_f}{\pi} * \left(\left(K_f * \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(K_{fs} * \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{1/3}$$

Y su valor en pulgadas es:

$$d_{in} = d * \left(\frac{1000}{2,54} \right)$$

$$d = 1 \text{ in}$$

El cálculo del eje se realizó por fatiga, ya que el desgaste debido a los cambios de carga será alto si se quiere tener una larga vida del mismo, por esta razón y siendo conservadores se optó por maquinarse este con un diámetro de 1,5 in, el montaje del eje en el sistema se aprecia en la figura 25.

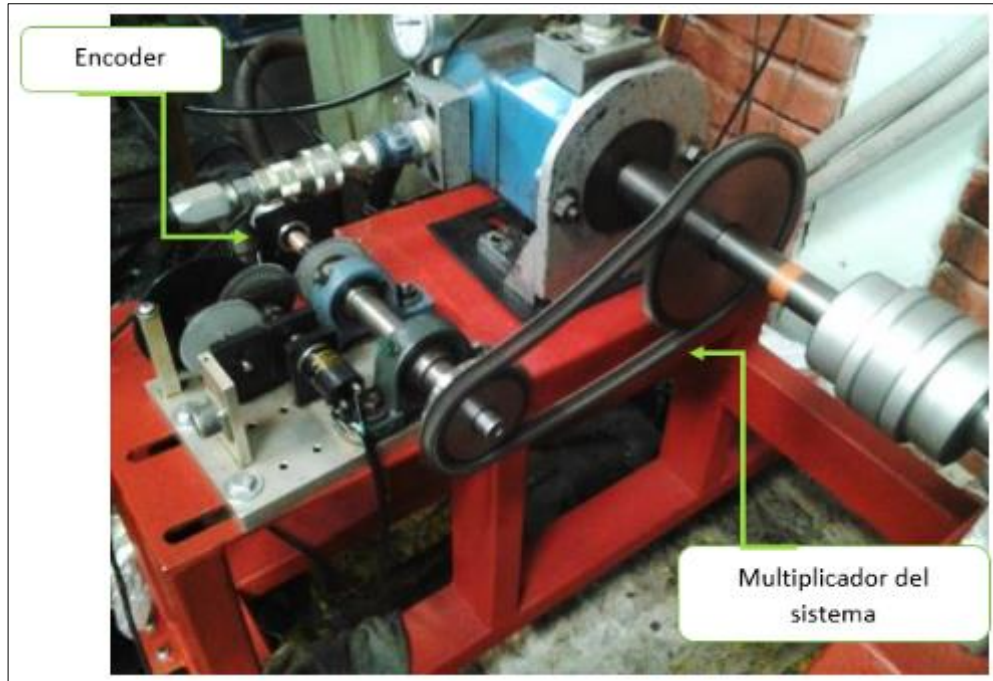
Figura 25. Montaje final de la transmisión en la estructura



Fuente: Autores

Un segundo elemento multiplicador fue instalado en entre el eje principal y el eje en el cual se encuentra el encoder, esto con el fin de incrementar su velocidad de giro y por ende los pulsos de registro del mismo, esto con el objetivo de lograr una mayor resolución en la señal que se registra a través del sensor, tal como lo muestra la figura 26.

Figura 26. Montaje del multiplicador entre el eje principal y el encoder



Fuente: Autores

En cuanto a las especificaciones de los piñones y cadenas usadas, la cadena del lado del encoder es paso 40 y la cadena del multiplicador conectado del lado del circuito de cargas resistivas es de paso 50. Donde encontramos el catálogo de estos componentes, el material del eje es acero AISI 1020, material estándar encontrado en el mercado local, y el de los piñones es acero AISI 1045 presentes en los multiplicadores.

1.4 ELEMENTOS ELECTRÓNICOS DE LA TRANSMISIÓN.

Al momento de querer hacer un control de un sistema de forma digital, el uso de elementos electrónicos para tal fin entra a discusión, para el caso particular de la transmisión, se cuenta con una tarjeta de adquisición de datos (DAQ, por sus siglas en inglés), dos sensores, un transductor de posición (LVDT), y un encoder incremental, la interacción de estos periféricos con el sistema (transmisión) y la tarjeta de adquisición de datos, involucra el uso de tarjetas

electrónicas y fuentes de alimentación para los sensores y el tratamiento de la señal ya que cada periférico y la tarjeta manejan entradas de voltaje diferentes, lo que obliga a proteger no solo la tarjeta sino los sensores mismos de picos de voltaje y corriente que puedan llegar a ser superiores a los permitidos por los mismos además de la interacción con el usuario la cual se lleva a cabo a través de un computador lo cual nos lleva al uso de un software que permita crear una interfaz y así visualizar los cambios del sistema e implementar cambios sobre el mismo, el software usado es Labview de la casa NATIONAL INSTRUMENTS, misma de la tarjeta de adquisición de datos.

1.4.1 Tarjeta de adquisición de datos NI 6212. La recepción de la señal de los sensores que permiten registrar la posición de la placa de la bomba y la velocidad de la transmisión se hace a través de una tarjeta de adquisición de datos, la cual permite procesar en el caso del sensor de posición la señal de voltaje y del encoder los pulsos de este, permitiendo así ejercer control sobre el equipo a través de una interfaz gráfica, llamada VI que por sus siglas en ingles significa instrumentación virtual, la tarjeta cuenta con una velocidad de procesamiento de datos de 400 ks/s, para mayor información ver anexo F, sección elementos electrónicos.

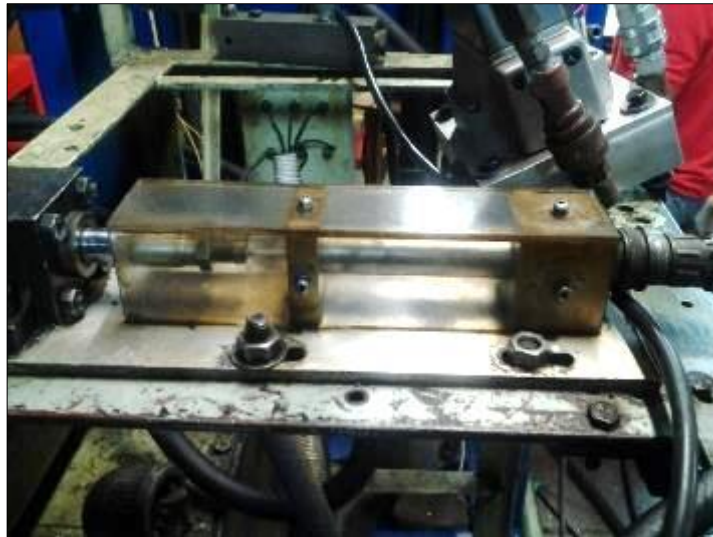
Figura 27. Tarjeta de adquisición de datos NI USB-6212



Fuente: Autores

1.4.2 Transductor de posición. El transductor de posición (LVDT) en servicio en la transmisión hidrostática de la casa Transtek de la serie 240, es un sensor análogo que envía señales en forma de voltaje a la DAQ en un rango de -10 y +10 voltios, el cual fue caracterizado al rango de trabajo de la placa de la bomba, la cual cuenta con una mayor inclinación en un sentido que en el otro, esto con el fin de lograr un mayor rango de trabajo, el cual se refleja en una mayor inclinación de la placa de la bomba lo cual generara una mayor velocidad al sistema. Para mayor información ver anexo G.

Figura 28. Transductor de posición de la transmisión



Fuente: Autores

1.4.3 Encoder incremental. El encoder se encuentra unido al eje del volante de la transmisión mediante una relación por cadenas (elemento multiplicador) a través de un acople el cual permite hacer conexión con el eje del encoder. Los encoders son dispositivos electro-opto-mecánicos, los encoders incrementales como es el caso del empleado para el presente proyecto se caracterizan porque determina la velocidad, contando el número de pulsos que se generan cuando un rayo de luz, es atravesado por marcas opacas en la superficie de un disco unido al eje. La recepción de los pulsos enviados a la DAQ se hace a través de los puertos contadores de pulsos de la misma, cuyo ajuste de operación depende del número de pulsos del sensor, que para el caso

específico de la transmisión hidrostática es de 2500 pulsos por revolución. Para mayor información ver anexo I.

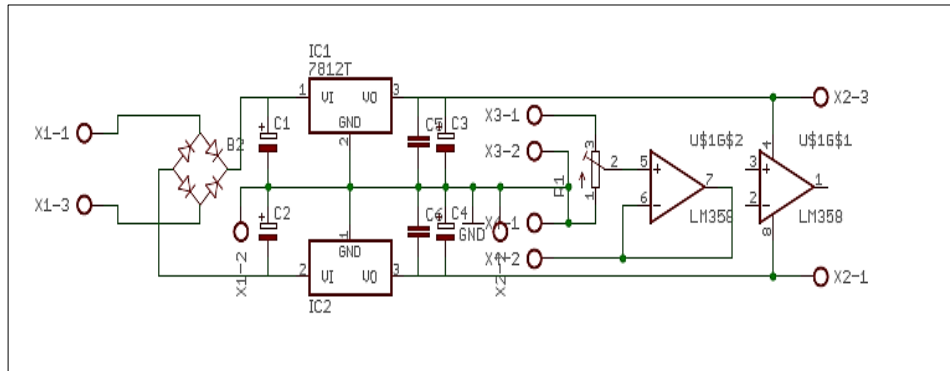
Figura 29. Encoder incremental de 2500 pulsos por revolución



Fuente: Autores

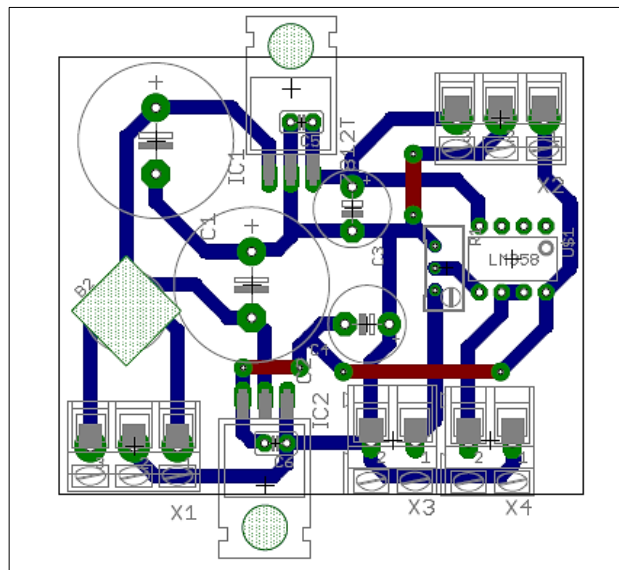
1.4.4 Fuente de 12 voltios y circuito de potencia de la servoválvula. Este dispositivo reúne una fuente de 12 voltios la cual alimenta el transductor de posición, el encoder incremental, y la servoválvula, esta última tiene un tratamiento diferencial en su alimentación, ya que esta es excitada con corriente, para ello se hace uso de un amplificador operacional, el cual permite alimentar la servoválvula con un amperaje justo para su operación. A continuación se ilustra el plano eléctrico de este subsistema y su forma física.

Figura 30. Plano eléctrico de la fuente de alimentación de los periféricos del sistema



Fuente: Autores

Figura 31. Plano esquemático de la fuente de alimentación de los sensores y salida hacia la servoválvula.

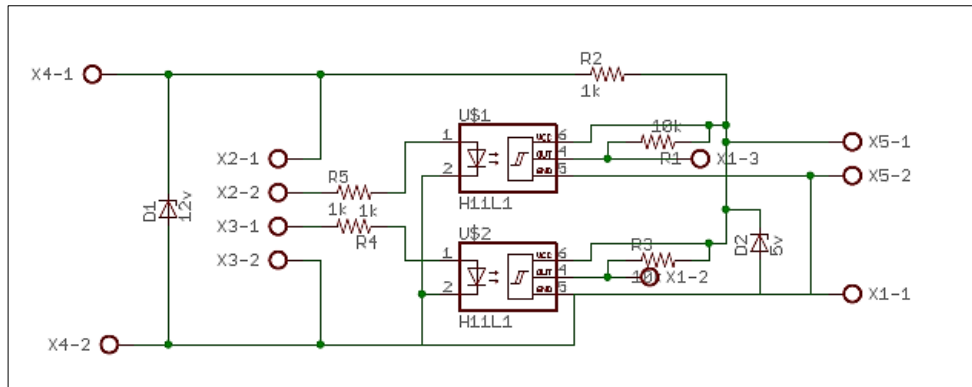


Fuente. Autores

1.4.5 Tarjeta electrónica de conexión entre el encoder incremental y DAQ.

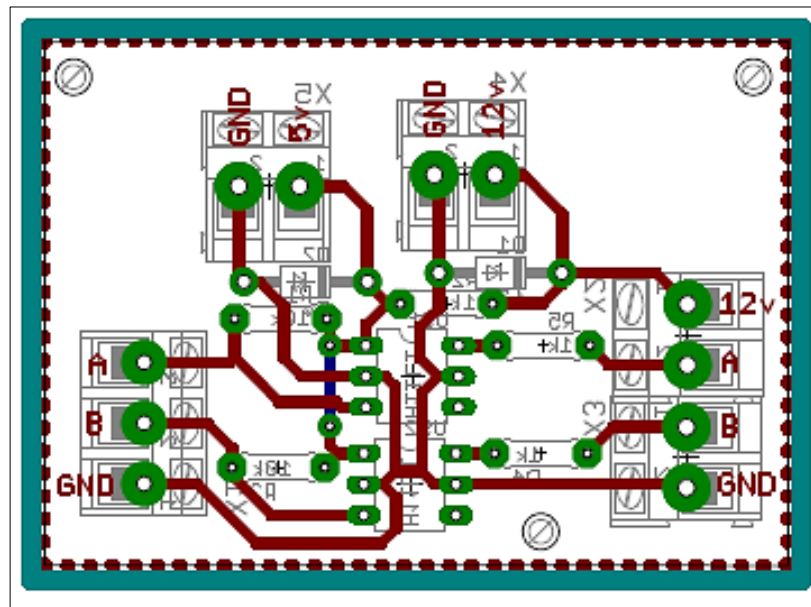
El objetivo de incluir esta tarjeta electrónica entre la conexión del encoder y la DAQ es el de aislar los dos periféricos, esto con el fin de evitar picos de voltaje o corriente entre cualquiera de las dos ya que tanto la DAQ como el encoder son dispositivos electrónicos muy delicados que se deben proteger con el fin de garantizar la vida del dispositivo, la figura xx muestra la plano de la tarjeta de conexión entre el encoder y la DAQ.

Figura 32. Plano eléctrico de la tarjeta de conexión del encoder con la DAQ.



Fuente: Autores

Figura 33. Plano esquemático de la tarjeta de conexión del encoder y la DAQ



Fuente: Autores

Los planos esquemáticos tanto de la fuente de alimentación de los sensores y la servoválvula, como este último esquema que muestra el modo de conexión entre el encoder y la DAQ, muestra los deseos de aislar cada sistema, con el fin de proteger la DAQ de picos de corriente o voltaje que pudiesen producirse por algún motivo aislado al sistema durante la operación, en el caso del encoder la atención a este detalle es más marcada, ya que este es un sensor cuyos canales son muy sensibles y cualquier mal conexión pueden quemar

estos, arruinando de este forma la señal y todo el control, es por ello que el uso de octoacopladores para proteger tanto el sensor como la DAQ son usados en esta tarjeta, así como en la fuente de 12 voltios , el amperaje está calculado con el fin de no tener insuficiencias en el suministro de energía en alguno de los tres sensores, así como el enviar el valor exacto de corriente a la servoválvula para su normal operación han sido calculados, lo cual se refleja en el operacional usado en el circuito.

1.4.6 Software 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, simulado o real y embebido, pues acelera la productividad. El lenguaje que usa se llama lenguaje G, donde la G simboliza que es lenguaje Gráfico. Lo cual para el caso particular de la transmisión resulta ser bastante practica ya que es un sistema que es operado en un ambiente académico, donde el facilitarle al estudiante el uso del equipo es prioridad.

Figura 34. Logo software Labview



Fuente: NI.com

2 DISEÑO DE CONTROLADORES

2.1 SISTEMAS DE CONTROL EN LA TRANSMISIÓN

La idea del control de la transmisión es mantener la velocidad constante sin importar si introducimos o no una perturbación al sistema; dicha perturbación se llevará a cabo por el circuito resistivo mencionado en el capítulo anterior.

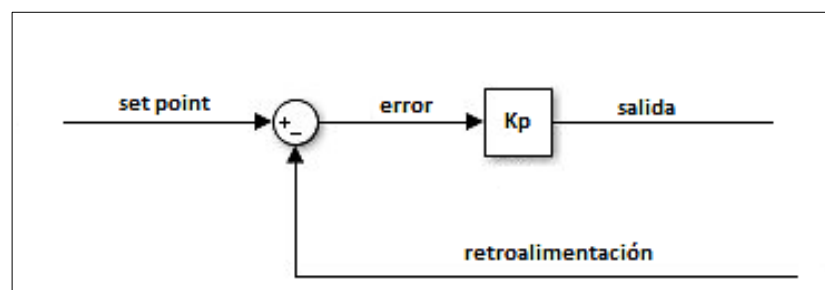
Se implementaron dos sistemas de control, uno clásico (PID) y otro moderno llamado control en espacios de estados, para realizar la comparación obteniendo tiempos de respuesta, error en estado estable, máximo sobreimpulso etc., y observar las ventajas y desventajas de cada uno de ellos.

2.2 CONTROL PID

2.2.1 Control Proporcional. La salida de un controlador proporcional, como su nombre lo indica es directamente proporcional al error y este a su vez se define como la diferencia que existe entre la entrada (set point) y la retroalimentación del sistema en función del tiempo.

$$u_{(t)} = K_P * e_{(t)}$$

Figura 35. Diagrama de bloques control proporcional



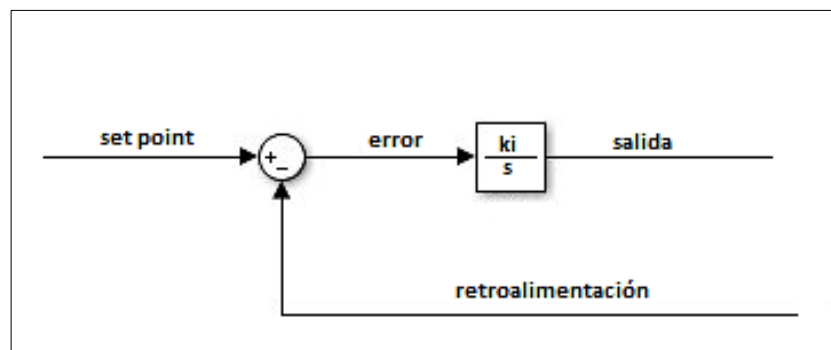
Fuente: Autores.

2.2.2 Control Integral. El valor de la salida de un control integral cambia a una razón proporcional al error. Dentro de un control PID su función es la de minimizar el error en estado estable (offset).

$$\frac{du(t)}{dt} = K_i * e(t)$$

$$u(t) = K_i \int e(t)$$

Figura 36. Diagrama de bloques control integral



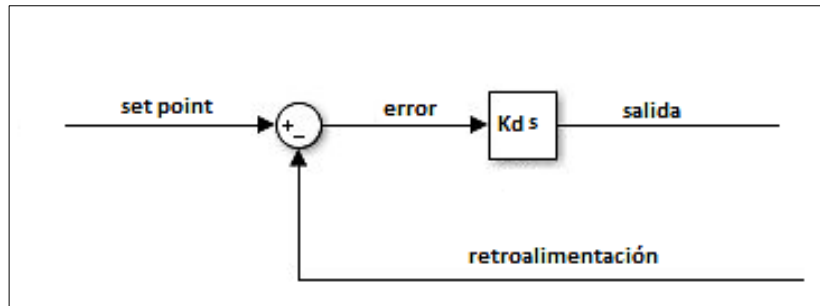
Fuente los Autores.

2.2.3 Control Derivativo. La salida de este controlador es proporcional a la razón de cambio del error. Una de funciones Dentro de un controlador PID es la de disminuir el sobreimpulso (overshoot) en la respuesta transitoria de un sistema.

$$u(t) = K_d \frac{de(t)}{dt}$$

Cuanto hay error constante, así sea muy grande no hay acción correctiva por parte del controlador, por esta razón no es usado de forma aislada de las otras acciones de control.

Figura 37. Diagrama de bloques control derivativo



Fuente: Autores.

2.2.4 Control Proporcional, Integral y Derivativo (PID). Este sistema de control contiene cada una de las ventajas de los controles anteriormente mencionados y su ecuación característica es la siguiente:

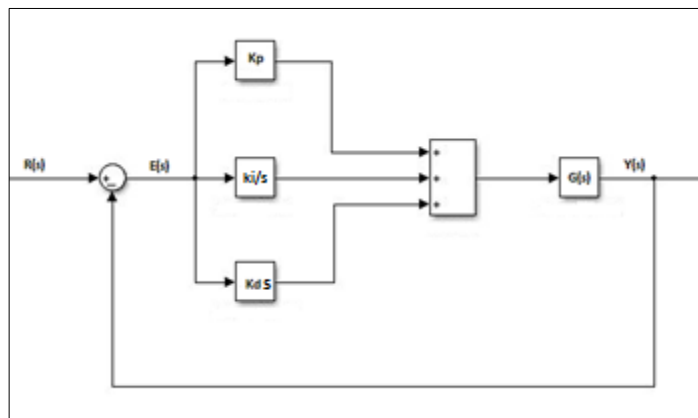
$$u(t) = k_p e(t) + k_i \int e(t) + k_d \frac{de(t)}{dt}$$

$$k_i = \frac{k_p}{t_i} \quad k_d = k_p t_d$$

Y como función de transferencia.

$$\frac{U(s)}{E(s)} = k_p \left(1 + \frac{1}{t_i s} + t_d s \right)$$

Figura 38. Diagrama de bloques control PID



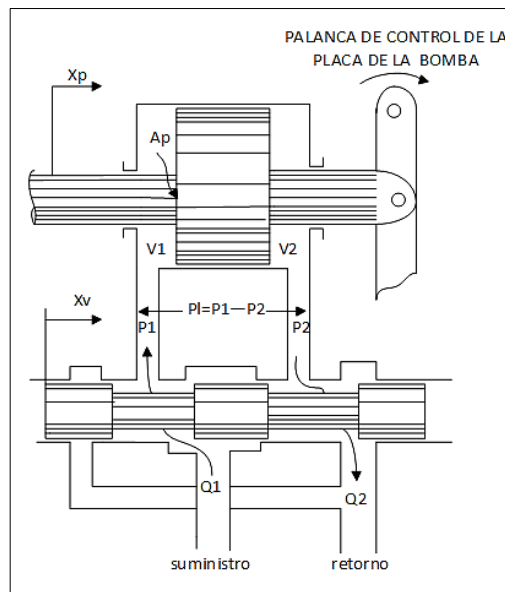
Fuente: Autores

Con este sistema de control se pueden obtener buenas respuestas de sistemas mecánicos, hidráulicos etc. que no necesiten alta precisión.

Función de Transferencia del sistema. Para un mejor entendimiento del sistema este se analizará en dos, el subsistema servoválvula-cilindro, y el subsistema bomba-motor. Las ecuaciones desarrolladas a continuación se realizaron guiadas por el libro Herbert, E. Merrit. Hydraulic control systems.

- **Subsistema servoválvula-cilindro.** Para el análisis de este subsistema es necesario tener en cuenta la figura 4 de este documento, que se muestra a continuación.

Figura 39. Subsistema servoválvula-pistón



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

Siendo, $p_2 = 0$ por lo tanto $p_l = p_1$ y por lo tanto es la presión del sistema, A_p el área del pistón V_1 y V_2 los volúmenes de aceite de la línea de trabajo y de la línea de retorno en in^3 , incluyendo servoválvula y pistón, x_p la distancia en pulgadas recorrida por el pistón, x_v en pulgadas la distancia recorrida por la

servoválvula, Q_1 y Q_2 los caudales de entrada y retorno respectivamente en in^3/seg .

Se define el caudal de carga $Q_l = \frac{Q_1+Q_2}{2}$, se puede suponer que $Q_l = Q_1$ sin perder mucha exactitud.

$$Q_l = k_q x_v - k_c p_l \text{ --- (1)}$$

Donde k_q , es la ganancia de flujo de la válvula $\frac{in^3}{seg*in}$ y k_c , es el coeficiente de pérdidas de flujo por presión de la válvula en $\frac{in^3}{seg*psi}$.

Por continuidad y aplicando transformada de Laplace el caudal de carga también es igual

$$Q_l = A_p s x_p + C_{tp} p_l + \frac{V_t}{4\beta_e} s p_l \text{ --- (2)}$$

Donde C_{tp} es el coeficiente de pérdidas en el cilindro en $\frac{in^3}{seg*psi}$, V_t el volumen total en las cámaras el cual $V_t = V_1 + V_2$ en in^3 , y β_e el módulo de compresibilidad del aceite o módulo de bulk.

Por último haciendo sumatoria de fuerza en el cilindro tenemos que:

$$F_c = A_p p_l = m_t s^2 x_p \text{ --- (3)}$$

Igualando (1) y (2) y despejando p_l , se obtiene

$$p_l = \frac{k_q x_v - A_p s x_p}{(C_{tp} + k_c + \frac{V_t}{4\beta_e} s)}$$

Se define $k_{perd} = C_{tp} + k_c$, como el coeficiente de pérdidas del subsistema, por lo tanto

$$p_l = \frac{k_q x_v - A_p s x_p}{(k_{perd} + \frac{V_t}{4\beta_e} s)} \text{----- (4)}$$

De (3) se obtiene

$$p_l = \frac{m_t s^2 x_p}{A_p} \text{----- (5)}$$

Igualando (4) y (5) y despejando $\frac{x_p}{x_v}$

$$\frac{x_p}{x_v} = \frac{k_q/A_p}{s(\frac{m_t V_t}{4\beta_e} s^2 + m_t k_{perd} s + 1)}$$

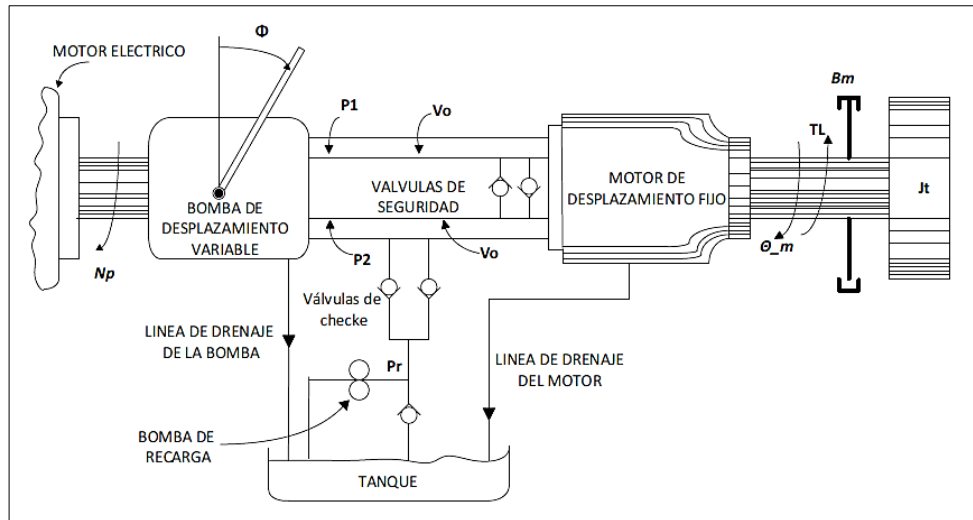
Sabiendo que $x_v = k_{vol} V_{olt}$ y donde k_{vol} es la ganancia de voltaje de la válvula en $\frac{in}{voltio}$ y definiendo $k_{val} = k_{vol} * k_q$, como la ganancia de la válvula en $\frac{in^3}{voltio * seg}$ quedando:

$$\frac{x_p}{V_{olt}} = \frac{k_{val}/A_p}{s(\frac{m_t V_t}{4\beta_e} s^2 + m_t k_{perd} s + 1)}$$

Resultando un subsistema en lazo abierto de 3er orden.

- **Subsistema bomba-motor.** Para el análisis de este subsistema es necesario tener en cuenta la figura 1 de este documento, que se muestra a continuación. Se utilizó como referencia el libro Herbert, E. Merrit. Hydraulic control systems.

Figura 40. Subsistema bomba-motor



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

Siendo p_r , la presión de precarga del sistema, $p_2 = p_r$, p_1 la presión de la bomba, V_0 el volumen promedio en las líneas incluyendo dentro de la bomba y el motor, ϕ el ángulo de la placa, θ_m el ángulo del eje del motor de desplazamiento fijo, B_m es el coeficiente de amortiguamiento viscoso interno del motor.

Se sabe que el tamaño de la bomba es función del diámetro de la placa por lo tanto:

$$c_b = k_b \phi \quad \wedge \quad Q_b = k_b N_b \phi$$

Donde c_b , es el tamaño de la bomba en in^3/rad , k_b es la constante de desplazamiento angular de la bomba.

Por continuidad y aplicando Laplace

$$k_b N_b \phi = C_m s \theta_m + c_t p_1 + \frac{V_0}{\beta_e} s p_1 \quad \text{--- (1)}$$

Donde N_b , es la velocidad de la bomba rad/seg , β_e el módulo de compresibilidad del aceite o módulo de Bulk y c_t coeficiente total de pérdidas y haciendo sumatoria de torque en el motor se obtiene:

$$p_1 C_m = Js^2 \theta_m + B_m s \theta_m \text{ --- (2)}$$

Donde J , es la carga inercial del sistema, el C_m el tamaño del motor, p_1 es la presión del sistema, C_m el tamaño del motor θ_m el ángulo del eje del motor y por último B_m el coeficiente de amortiguamiento viscoso.

Despejando p_1 de (1) se obtiene

$$p_1 = \frac{k_b N_b \phi - C_m s \theta_m}{c_t + \frac{V_0}{\beta_e} s} \text{ --- (3)}$$

Despejando p_1 de (2) se obtiene

$$p_1 = \frac{Js^2 \theta_m + B_m s \theta_m}{C_m} \text{ --- (4)}$$

Igualando (3) y (4) y despejando $\frac{\theta_m}{\phi}$ se obtiene

$$\frac{\theta_m}{\phi} = \frac{k_b N_b / C_m}{s \left[\frac{JV_0}{\beta_e} s^2 + \left(Jc_t + \frac{B_m}{\beta_e} V_0 \right) s + B_m c_t \right]}$$

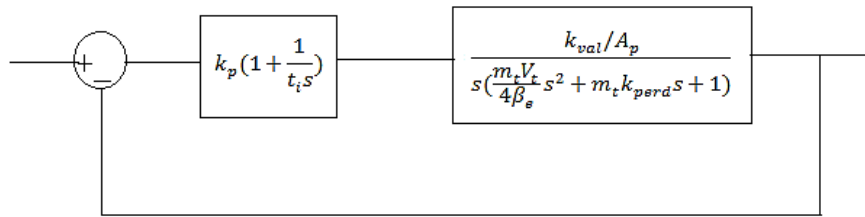
Derivando para obtener la velocidad $\dot{\theta}_m$

$$\frac{\dot{\theta}_m}{\phi} = \frac{k_b N_b / C_m}{\frac{JV_0}{\beta_e} s^2 + \left(Jc_t + \frac{B_m}{\beta_e} V_0 \right) s + B_m c_t}$$

Resultando un subsistema en lazo abierto de 2do orden.

Para el control de posición fue necesaria la implementación de un controlador PI, por lo tanto la función de transferencia en lazo cerrado sería de 4to orden como se puede apreciar en siguiente diagrama de bloques.

Figura 41. Diagrama de bloques control PI de posición



Fuente: Autores

Los sistemas de orden superior se pueden aproximar a sistemas de segundo orden teniendo solo en cuenta los polos dominantes del sistema que en este caso son los relacionados al coeficiente de compresibilidad del aceite.

La forma canónica de un sistema de segundo orden es:

$$G(s) = \frac{w_n^2}{s^2 + 2\zeta w_n s + w_n^2}$$

Donde ζ , es el factor de amortiguamiento del sistema y w_n es la frecuencia natural no amortiguada.

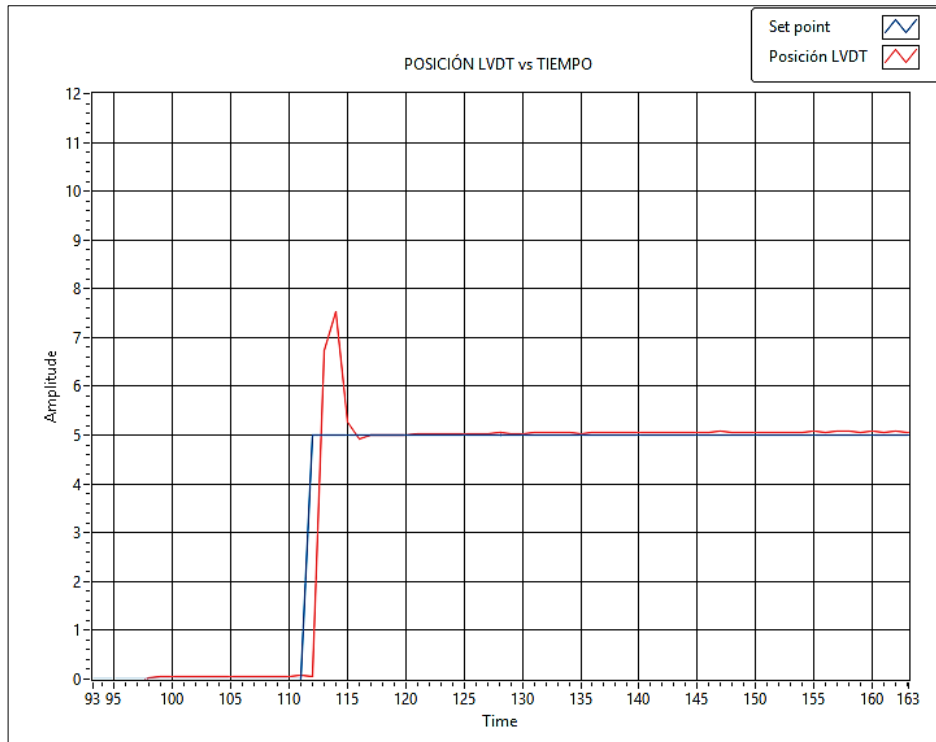
Para el análisis de la respuesta transitoria y para el cálculo de ζ y w_n se necesitan los siguientes datos:

- Tiempo de retardo (t_d): Es el tiempo necesario para que el sistema alcance el 50% del valor de la entrada.

- Tiempo de levantamiento (t_r): Es el tiempo en que el sistema alcanza por primera vez el valor de la entrada.
- Tiempo pico (t_p): Es el tiempo en que la salida del sistema alcanza su pico máximo.
- Sobre impulso máximo (M_p): Es el pico más alto obtenido en la curva obtenida. Es medido en porcentaje con respecto al valor de la entrada.
- Tiempo de asentamiento (t_s): Es el tiempo necesario para que el sistema se estabilice.
- Constante de tiempo (τ): Es el tiempo necesario para que el sistema alcance el 63% del valor de la entrada, se espera que el sistema se estabilice alrededor de 5τ .

Primero se realizaron pruebas repetitivas para analizar la respuesta transitoria del control de posición, obteniendo gráficas similares a la siguiente:

Figura 42. Respuesta transitoria control de posición



Fuente: Autores

Realizando el respectivo análisis de las gráficas se observaron las siguientes respuestas.

$$t_p = 0.5[s] \quad t_r = 0.4[s] \quad t_d = 0.3[s] \quad t_s = 1.5[s] \quad M_p = 41\% \quad t_{ao} = 0.425[s]$$

Con los datos obtenidos se calcula lo necesario para la función de transferencia.

- Se calcula la frecuencia natural amortiguada (w_d).

$$w_d = \frac{\pi}{t_p} \quad w_d = 6.283 \frac{rad}{s}$$

- Se calcula el valor de atenuación (σ).

$$\frac{t_s}{t_{ao}} = \frac{1.5}{0.425} = 3.53$$

$$t_s = 3.53 \tau \quad \sigma = \frac{3.53}{t_s} \quad \sigma = 2.353$$

- Se calcula el factor de amortiguamiento (ζ).

$$\zeta = \frac{\sigma}{\sqrt{\sigma^2 + \omega_d^2}}$$

$$\zeta = 0.351$$

- Por último se calcula la frecuencia natural no amortiguada

$$\omega_n = \frac{\omega_d}{\sqrt{1 - \zeta^2}}$$

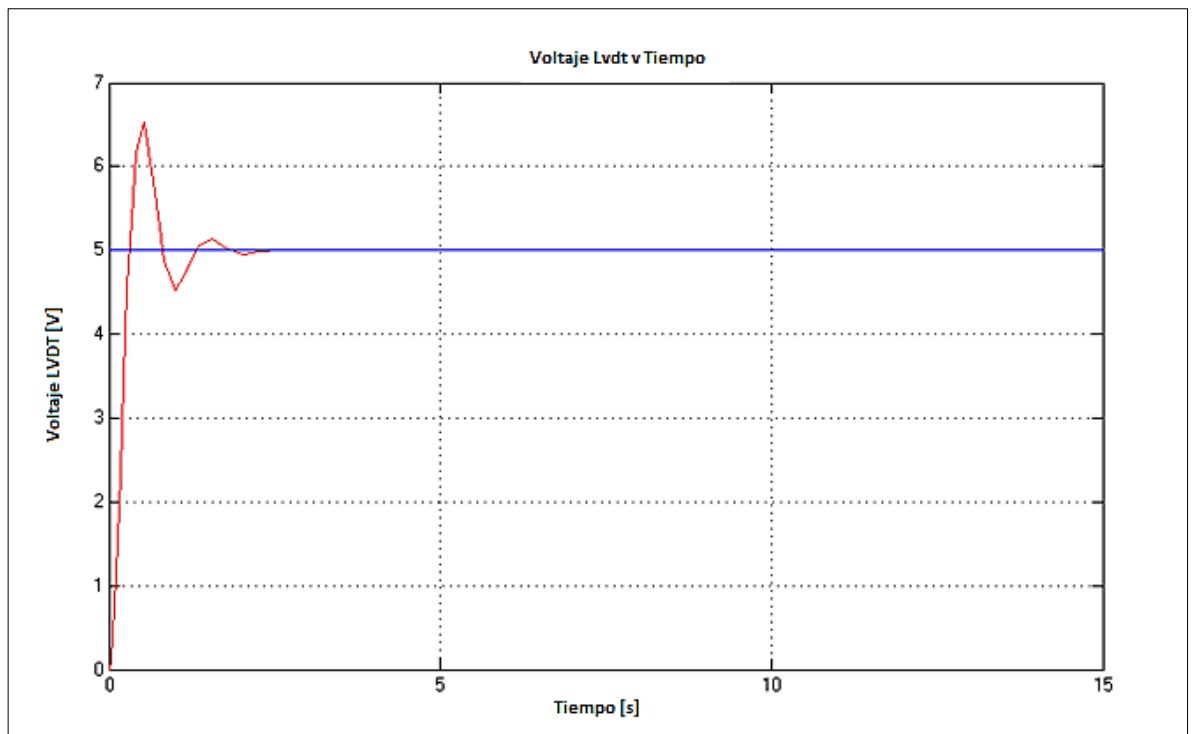
$$\omega_n = 6.71 \frac{rad}{s}$$

Reemplazando en la forma canónica de un sistema de segundo orden:

$$G_{(s)posición} = \frac{45.0241}{s^2 + 4.7s + 45.0241}$$

Se hace la respectiva simulación en Matlab y se obtiene la siguiente gráfica.

Figura 43. Simulación función de transferencia control de posición

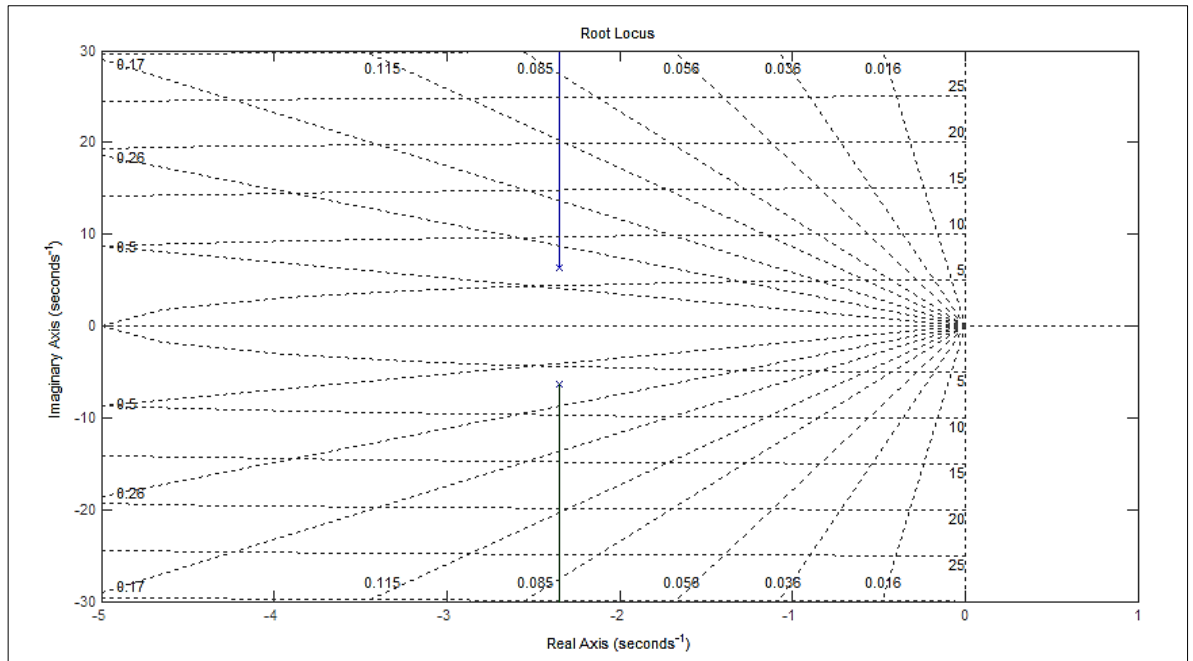


Fuente: Autores

Como se puede evidenciar la aproximación es cercana a la respuesta real del sistema.

A continuación se muestra el lugar de las raíces de la función de transferencia obtenida del control de posición, utilizando Matlab.

Figura 44. Lugar de las raíces control de posición

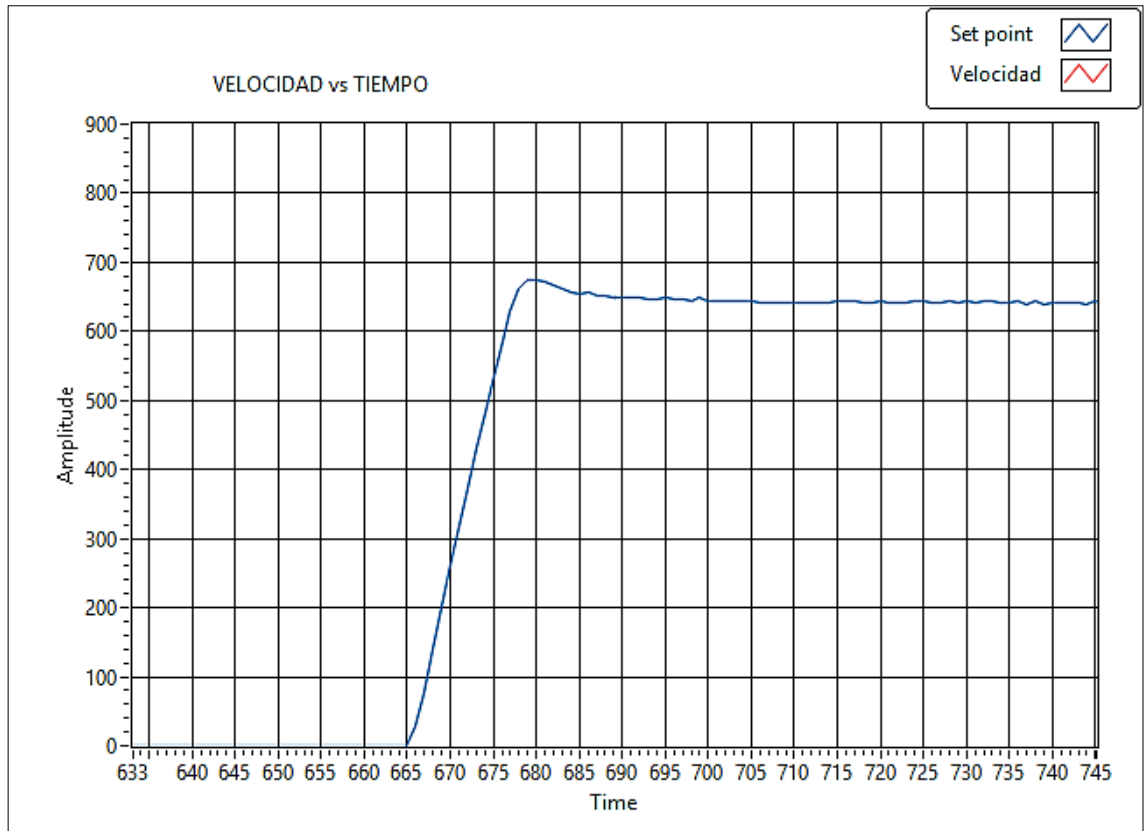


Fuente: Autores

Como se evidencia en la gráfica anterior los polos de la función de transferencia en lazo cerrado se encuentran en el semiplano izquierdo, lo que evidencia la estabilidad del sistema.

Sabiendo que el subsistema bomba-motor es de segundo orden se realizaron pruebas repetitivas en lazo abierto para obtener un función de transferencia de la respuesta del sistema, obteniendo gráficas parecidas a la siguiente.

Figura 45. Respuesta de velocidad en lazo abierto



Fuente: Autores

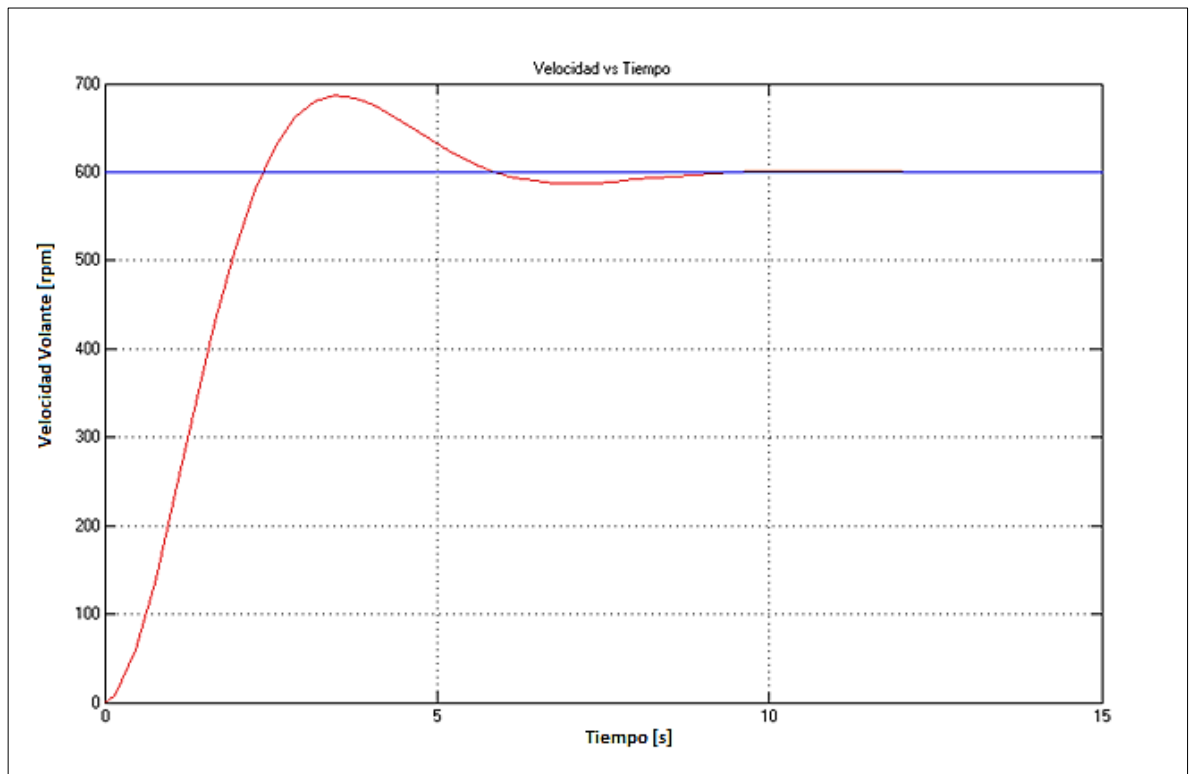
$$t_p = 3.5[s] \quad t_r = 2.85[s] \quad t_d = 1.425[s] \quad t_s = 9.4[s] \quad M_p = 4.95\% \quad t_{ao} = 1.8[s]$$

Se realiza un procedimiento igual al anterior y se reemplaza los parámetros obtenidos en la forma canónica de la función de transferencia para un sistema de segundo orden, obteniendo la siguiente función de transferencia para la velocidad.

$$G_{(s)velocidad} = \frac{1.1025}{s^2 + 1.1s + 1.1025}$$

Se hace la simulación en Matlab obteniendo la siguiente respuesta:

Figura 46 Simulación función de transferencia de velocidad

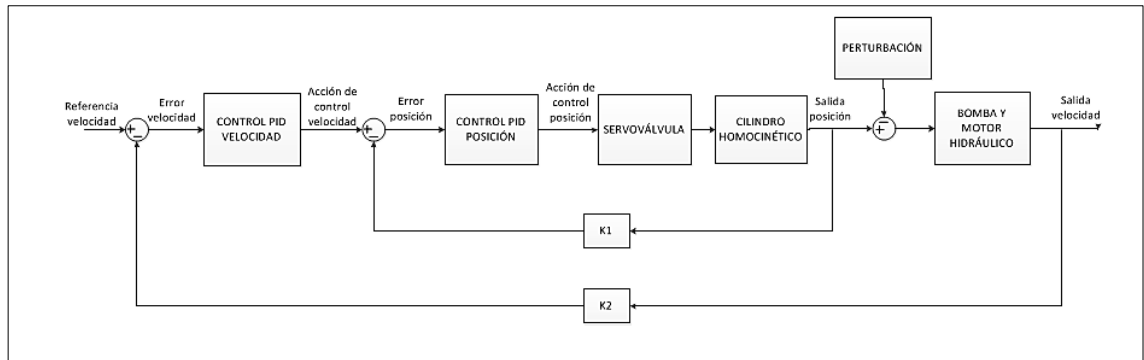


Fuente: Autores

Obteniendo una respuesta similar a la real.

2.2.5 Diagrama de bloques de la transmisión. El sistema de control tiene dos retroalimentaciones (LVDT y Encoder) que corresponde a la posición de la placa y a la velocidad del volante, por lo tanto fue necesaria la implementación de dos PID, para mantener la velocidad constante sin importar la entrada de perturbaciones al sistema, esto se puede apreciar en el siguiente diagrama de bloques.

Figura 47. Diagrama de bloques control PID



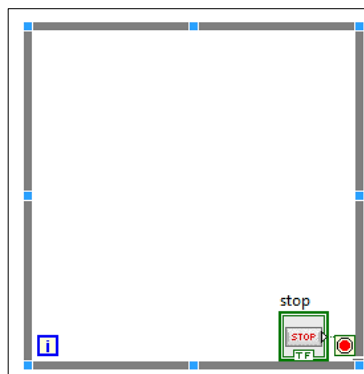
Fuente: Autores

2.2.6 Programación realizada en labview del control PID. En esta sección del libro se explica la estructura de programación utilizada en la metodología de control clásico PID.

En la primera parte se da una breve explicación de los elementos utilizados en el algoritmo del programa y luego se explica el funcionamiento total de este.

While Loop: Es un ciclo iterativo, utilizado comúnmente en Labview porque permite correr continuamente la programación realizada dentro de sus límites, hasta que sea pulsado el botón stop, y así parar le ejecución del ciclo.

Figura 48. While Loop



Fuente: Labview 2009

DAQ Assistant: Es una herramienta ofrecida por Labview, que se encarga de adquirir o generar datos. En este proyecto se utilizó para adquirir las señales análoga del LVDT, digital del Encoder y para generar la salida análoga hacia la tarjeta de potencia de la servoválvula.

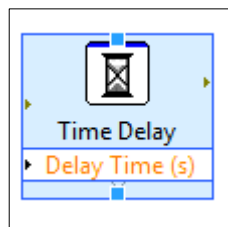
Figura 49. Herramienta DAQ Assistant



Fuente: Labview 2009

Time Delay: Se configura presionando doble click sobre él y se introduce el valor de tiempo en segundos de espera, o de separación entre la toma de muestras que se desee. Para este caso de 0.25 s

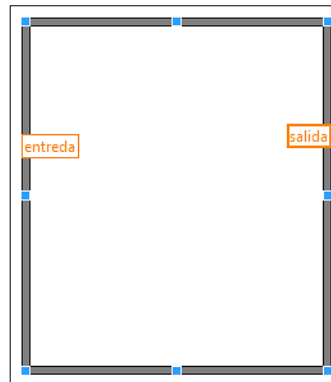
Figura 50. Time delay Labview



Fuente: Labview 2009

Fórmula Node: Herramienta que permite realizar programación en texto dentro el entorno de Labview. Para crear las variables de entrada o salidas basta con dar click derecho y elegir la opción correspondiente

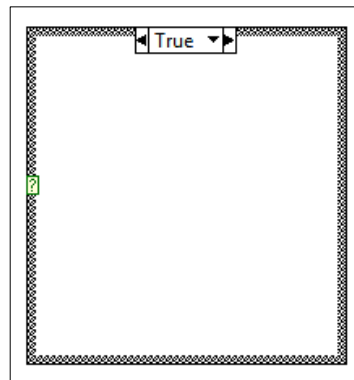
Figura 51. Fórmula Node



Fuente: Autores

Case Structure: Permite ejecutar lo que se encuentra dentro de sus límites de acuerdo al caso y entrada programada. En este programa la entrada es de tipo booleano.

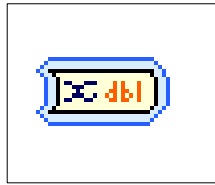
Figura 52. Case Structure



Fuente: Labview 2009

Convert From Dynamic Data: Debido a que la salida de los bloques de DAQ Assistant son datos dinámicos, fue necesario convertirlo a un escalar para su respectiva manipulación dentro del programa, esto se logró con una herramienta especializada de labview que lo permite.

Figura 53. Convert From Dynamic Data



Fuente Labview 2009

Este bloque viene predeterminado para convertir de dato dinámico a un arreglo de matrices, para que se pueda realizar la conversión a escalar es necesario dar click derecho en él y modificar sus propiedades.

Controles e Indicadores: Son elementos de Labview que se utilizan para manipular una señal (control) o para imprimirla (indicador).

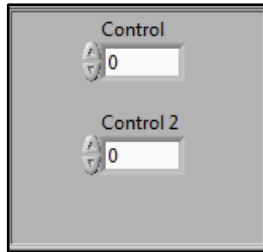
Figura 54. Control e Indicador Labview



Fuente Labview 2009

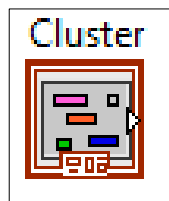
Cluster: Es un bloque de Labview encargado de agrupar varias señales de control o de indicador, la razón por la cual se utilizó este elemento fue para reducir espacio en el diagrama de bloques en Labview y por estética en la ventana de control o de interfaz gráfica.

Figura 55. Cluster Labview en la ventana de control



Fuente: Labview 2009

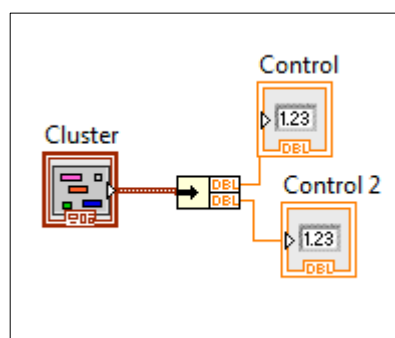
Figura 56. Cluster en el diagrama de bloques de Labview



Fuente: Labview 2009

Para tomar los datos que están dentro del cluster en el diagrama de bloques es necesario utilizar otra herramienta ofrecida por Labview la cual se llama unbundle, ya que nos deja tomar los datos en el orden en que fueron agrupados en el cluster; de arriba abajo o de izquierda a derecha.

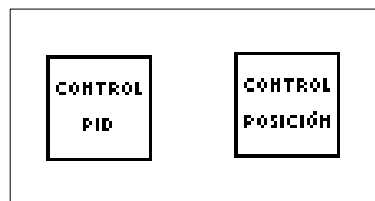
Figura 57. Conjunto Cluster, unbundle e Indicadores



Fuente: Labview 2009

Programación Sub VI: Los archivos realizados en Labview son de extensión .vi que son las siglas en inglés de **instrumento virtual**. Para la realización de la programación de los dos controles PID se optó por la realización de dos Sub VI (sub instrumentos virtuales), para un mejor entendimiento del diagrama de bloques realizado.

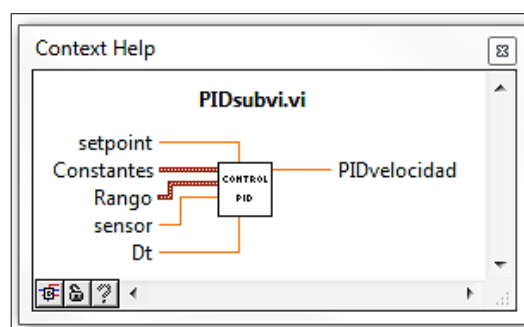
Figura 58. Sub VI para PID velocidad de volante y de posición de la placa



Fuente: Autores

Para saber en qué parte del bloque va conectado el rango de operación, el set point y todas las variables necesarias para hacer el control solo basta acercarse al bloque y él les dirá en que parte debe ir conectado una u otra variable, o en su defecto colocar el mouse sobre él y oprimir Ctrl+H y labview arrojará una ventana de ayuda donde se podrá observar en que sección del bloque debe ir cada variable.

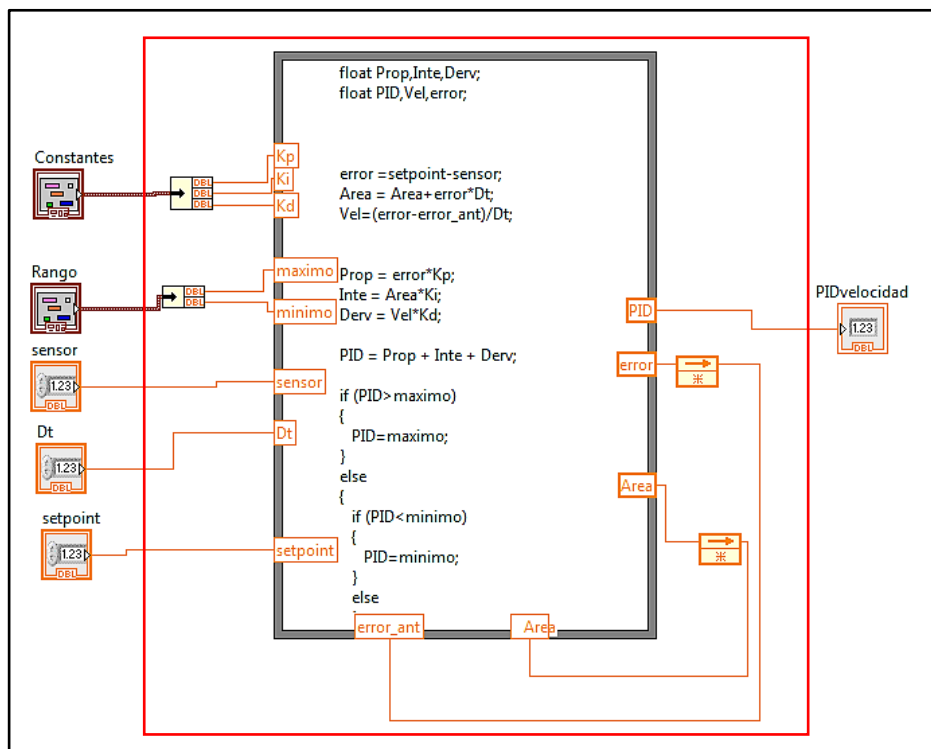
Figura 59. Ventana de ayuda de Labview para el bloque PIDsubvi



Fuente: Labview 2009

A continuación se puede observar la programación realizada en el PIDsubvi, que es el bloque correspondiente al PID de velocidad del volante. En ella se puede observar que se utilizaron cada una de las herramientas anteriormente mencionadas y el bloque corresponde a la sección enmarcada en rojo, donde se pueden apreciar las entradas y salidas de este. Para mayor información remitirse al anexo H.

Figura 60. Programación Control PID de velocidad



Fuente: Autores

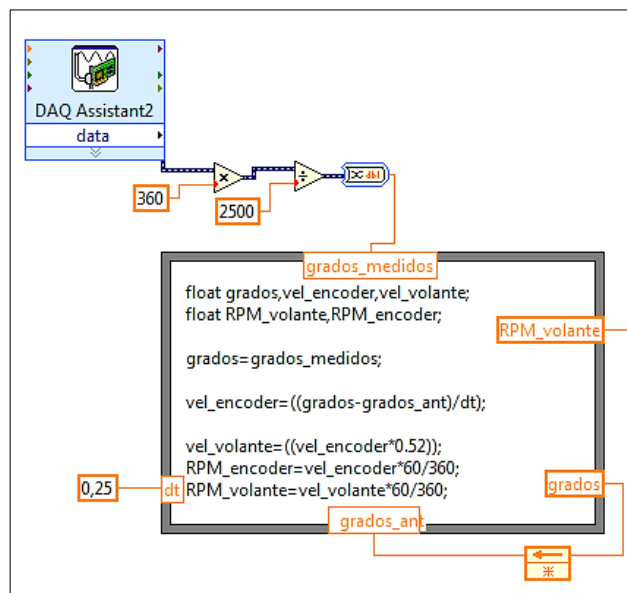
Para la parte del control de posición de la placa se realizó una programación similar a la anterior.

El rango de trabajo de ambos PID es el de saturación de nuestro actuador, y está directamente relacionado también al voltaje máximo y mínimo que registra el LVDT. El tiempo elegido para la retroalimentación, y para el cálculo de la constante integral y derivativa es de 250 ms (0.25 s) y está ligado con el delay utilizado en el programa; este tiempo no puede ser tan pequeño porque los

datos y las gráficas no se podrían apreciar correctamente y tampoco tan grande porque me llevaría a un error considerable, debido a que las respuestas del sistema son rápidas.

En la siguiente imagen se puede apreciar la programación realizada para el sensado de la velocidad, en este se toma la señal mandada por el encoder utilizando el DAQ Assistant, y uno de los dos contadores de pulsos que tiene a disposición la tarjeta, se hace su respectiva conversión a grados para luego poder calcular la velocidad en el tiempo.

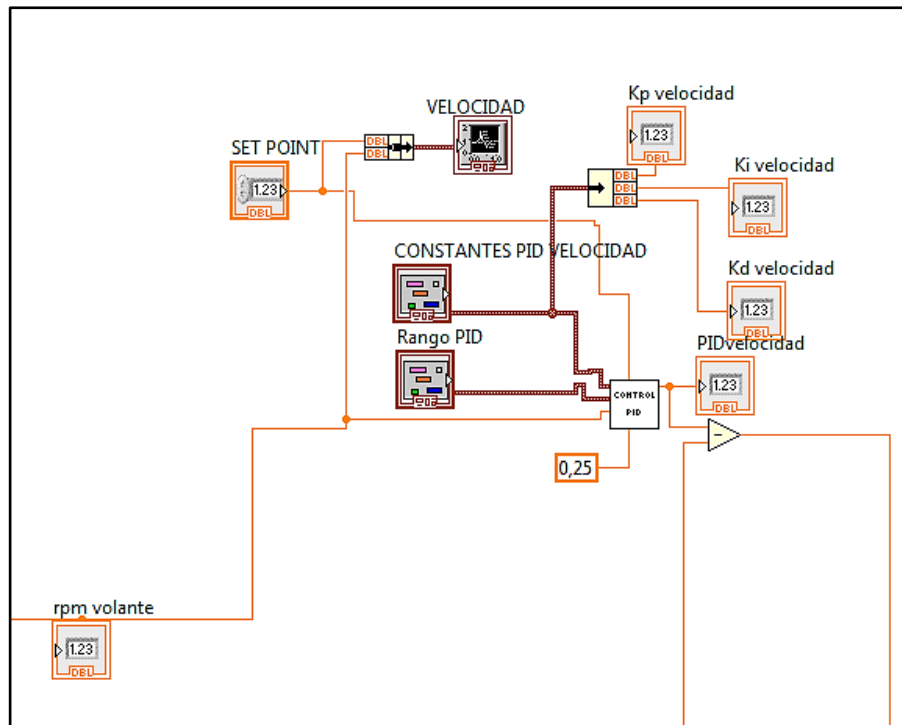
Figura 61. Sensado de velocidad en Labview



Fuente: Autores

Las señales correspondientes a la velocidad y setpoint se introducen al PID de velocidad; el cual en su interior realiza la respectiva resta entre las dos obteniendo así la señal de error necesaria para el control. Teniendo cada una de las variables necesaria para realizar el control, este arrojará una señal comprendida entre -6.32 a 7.5 que es el rango de trabajo de nuestro actuador. Dicha señal es restada con la señal medida del LVDT generando así una señal de error la cual ingresará en el bloque correspondiente al PID de posición de la placa.

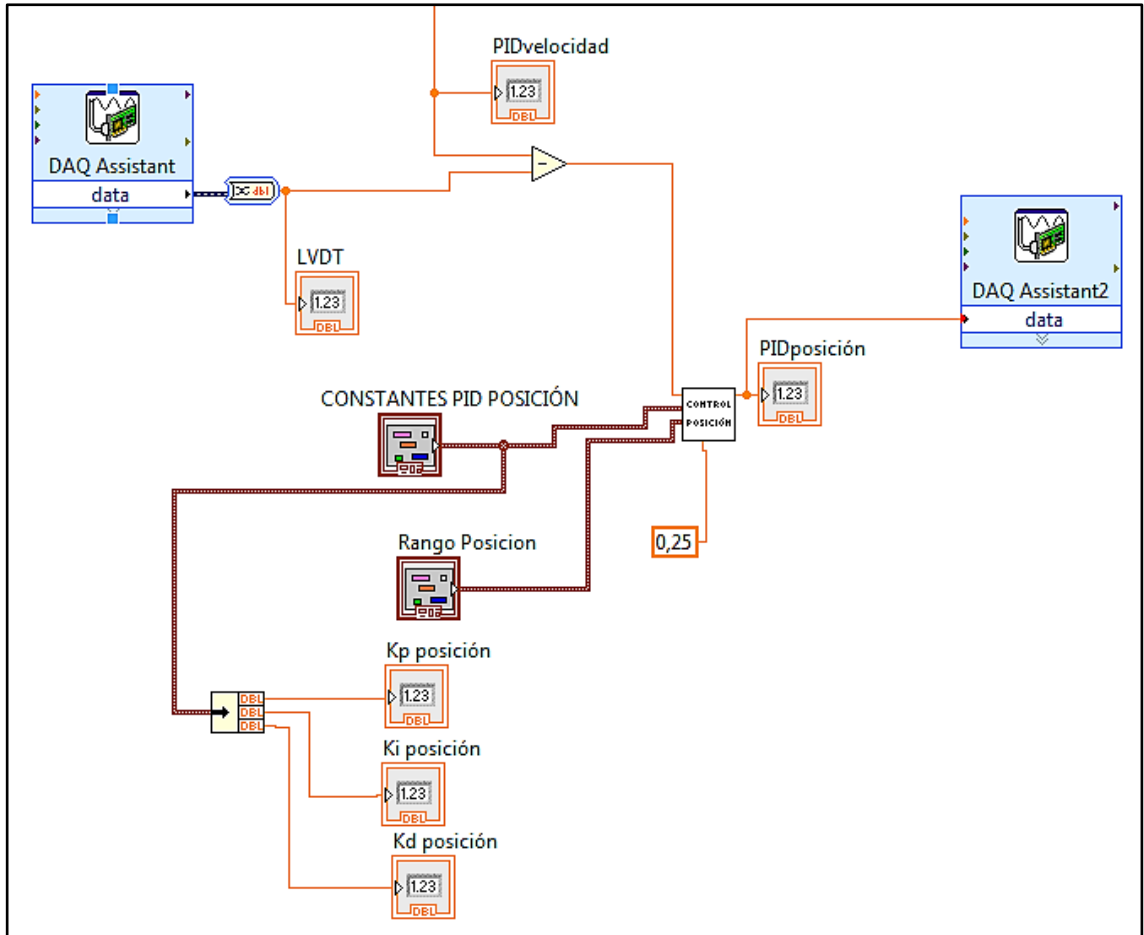
Figura 62. Lazo de control de velocidad en Labview.



Fuente: Autores

En la siguiente se puede observar la adquisición de la señal del LVDT y la programación del segundo lazo de control (posición de la placa) y se aprecia que a este bloque le llega la señal de error correspondiente a la resta entre la salida del PID de velocidad y la señal del LVDT, que con sus respectivas constantes (K_p , K_i , K_d), tiempo entre muestras y saturación del actuador, genera la señal necesaria para mover la placa de la bomba de caudal variable, al punto deseado.

Figura 63. Sensado LvdT y control de posición de la placa en Labview.

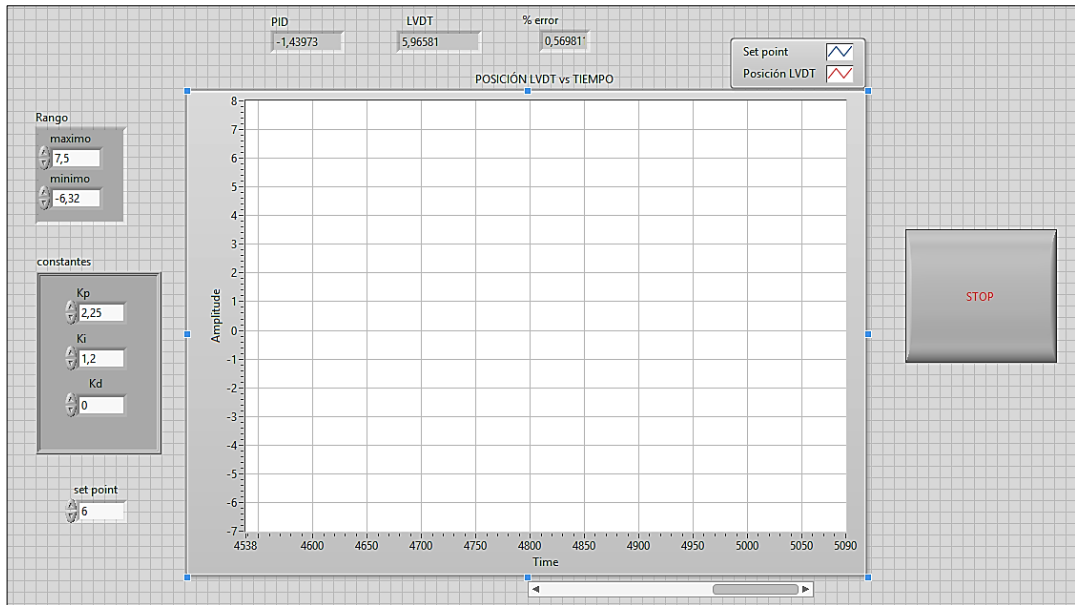


Fuente: Autores

Interfaz gráfica realizada para el control PID

Para el control PID se realizaron dos interfaz gráfica, una principal y otra secundaria, esta última para realizar el proceso de sintonización del control de posición de la placa de la bomba.

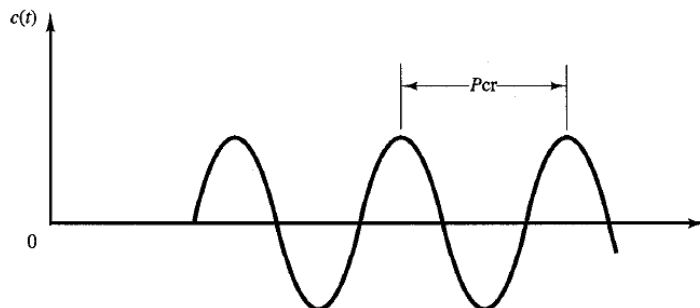
Figura 64. Interfaz gráfica control de posición



Fuente: Autores

Se realizó un proceso de sintonización por el método de ziegler-Nichols de la constante proporcional crítica, aprovechando que el sistema estaba montado. Este método consiste en variar la ganancia proporcional K_p (dejando $K_i = 0$ y $K_d = 0$) poco a poco hasta un llegar valor denominado ganancia crítica K_{cr} , en donde la respuesta del sistema muestra oscilaciones sostenidas. A estas oscilaciones sostenidas le corresponde un periodo crítico P_{cr} , como se puede apreciar en la siguiente imagen.

Figura 65. Oscilaciones sostenidas con un periodo P_{cr}



Fuente: Ingeniería de control moderna Ogata 3ra edición

Teniendo K_{cr} y P_{cr} , se puede calcular las constantes por medio de la siguiente tabla

Tabla 3. Regla de sintonización de Ziegler-Nichols

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: Ingeniería de control moderna Ogata 3ra edición

Se llegó a unos valores de k_p , k_i , k_d los cuales no cumplieron con la expectativa deseada. Por lo tanto se decide realizar la sintonización por prueba y error llegando a los siguientes valores de constantes:

$$K_p = 2.25 \quad K_i = 1.2 \quad K_d = 0$$

Lo que significa que el tipo de controlador que gobierna la placa de la bomba es PI más no PID.

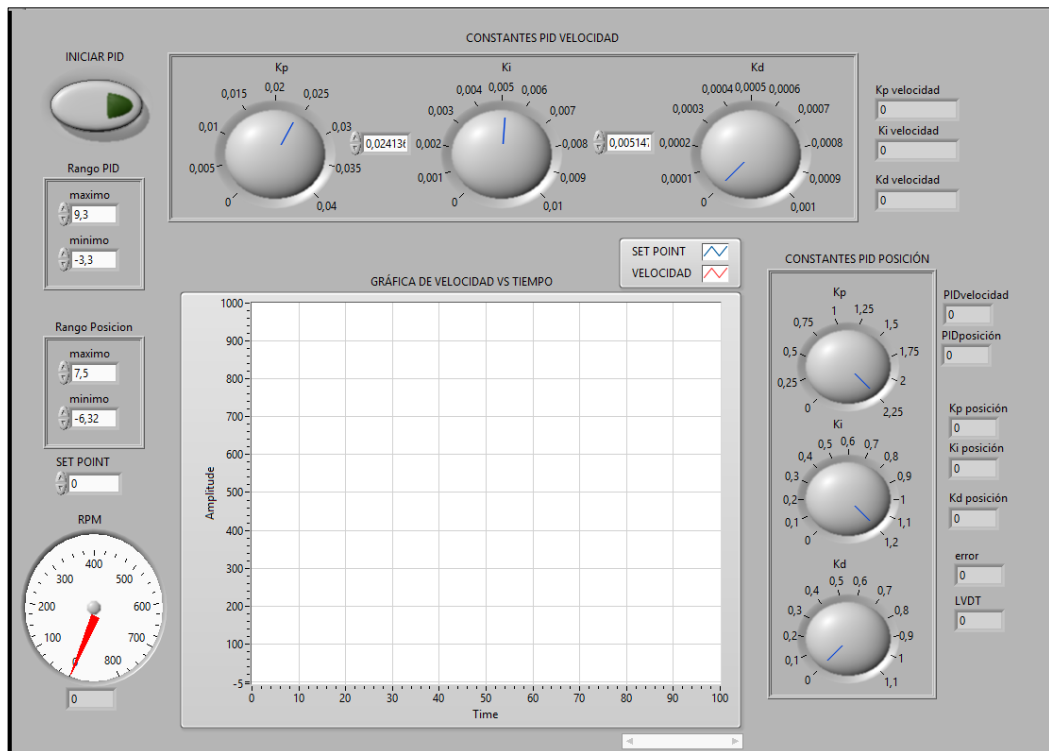
El proceso de sintonización del segundo lazo de control (velocidad), se realizó de una manera similar al de posición llegando a los siguientes valores.

$$K_p = 0,0241 \quad K_i = 0,00515 \quad K_d = 0$$

Resultando nuevamente un control PI.

En la siguiente figura se puede observar la interfaz gráfica principal, realizada para el control PID. En esta se puede evidenciar la zona de las constantes del PID de velocidad, la del PID de posición de la placa, los rangos para la saturación del actuador, y el set point que deseamos.

Figura 66. Interfaz gráfica principal controles PID



Fuente: Autores

2.3 CONTROL POR ESPACIOS DE ESTADO

El modelado y control basado en funciones de transferencia, tiene un enfoque sencillo y fácilmente aplicable a sistemas dinámicos, permitiendo analizarlos sin utilizar ecuaciones diferenciales. Muchos sistemas reales son no lineales y pueden tener diversas entradas y salidas (sistemas Multiple Input Multiple Output) características que limitan la utilización de funciones de transferencia en la representación de sistemas dinámicos, pero trabajando en un rango de interés estos sistemas se pueden linealizar y esta se convierte en una buena opción para representarlos.

Para los sistemas más complejos existe una representación alternativa denominada espacios de estados, dentro de la metodología del control moderno, la cual se basa en la representación matricial de las ecuaciones que describen la dinámica del sistema en el dominio del tiempo y no de Laplace (como la función de transferencia) , simplificando así el análisis de estos ya que un aumento en la cantidad de variables no representa una complejidad en las ecuaciones obtenidas.

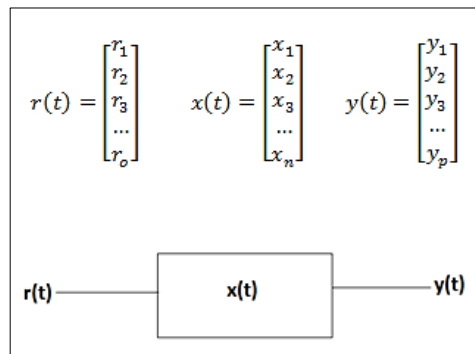
Según Richard Dorf el estado de un sistema “es el conjunto de variables tales que el conocimiento de estas variables y de las funciones de entradas junto con las ecuaciones que describen la dinámicas, proporcionan la salida y el estado futuro del sistema”.¹

Un sistema de orden n , tiene n variables de estados y estas a su vez son funciones del tiempo. Si un sistema se representa en espacio de estado se puede conocer y controlar en cierta medida la dinámica interna y por lo tanto la respuesta de este.

Un sistema puede tener O entradas, P salidas y n variables de estado como podemos ver a continuación.

¹ DORF, C. Richard y BISHOP H. Robert Sistemas de control moderno. Traducido por Sebastián y Raquel Dormido Canto Madrid.10 ed. España. Pearson Education, 2005.131p.

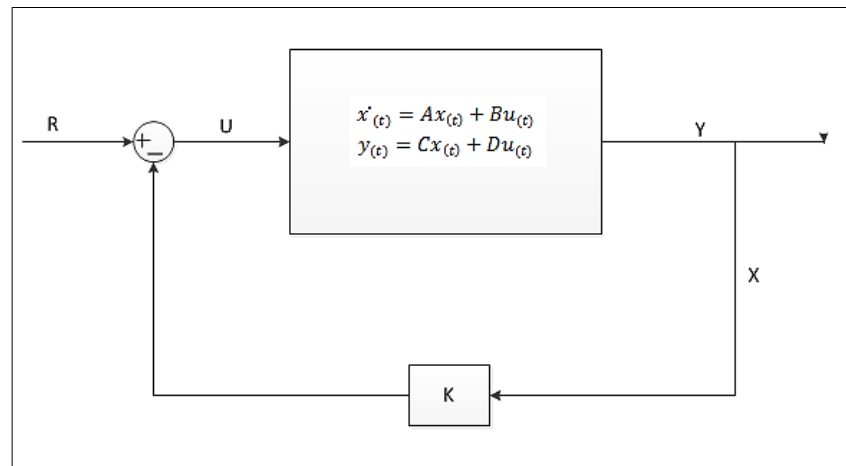
Figura 67. Representación de múltiples entradas y salidas en espacio de estado



Fuente: Autores

A continuación se muestra el esquema básico de un sistema con retroalimentación (Lazo cerrado) de espacios de estado, donde R representa la señal de referencia, U es la señal de control introducida al sistema, K es la matriz o vector de control, Y es el vector que contiene la salida del sistema y X es el vector de variables de estado.

Figura 68. Esquema control por espacios de estado



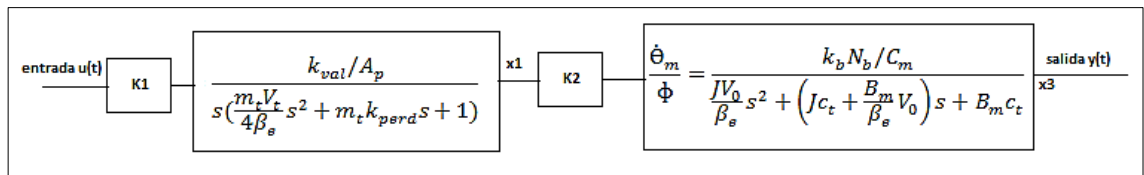
Fuente: Autores

La representación por matrices de las variables de estado parte de las ecuaciones diferenciales que describen la dinámica del sistema, o en su

defecto teniendo la función de transferencia de este es posible hacer la conversión a espacios de estados.

2.3.1 Conversión de la función de transferencia a variables de estado. En la siguiente imagen, se muestra el diagrama de bloque del sistema en lazo abierto.

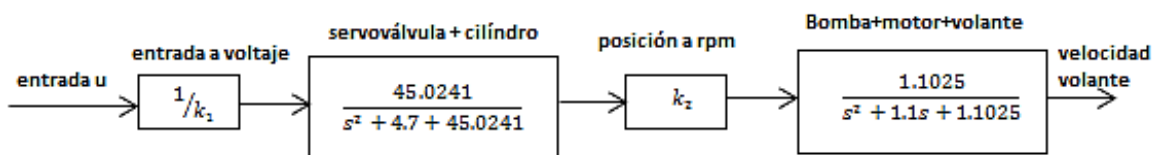
Figura 69. Diagrama de bloques en lazo abierto del sistema.



Fuente: Autores

Por ser un sistema de 5to orden, las variables de estado serán 5. Y son las correspondiente a los dos sensores que están montado (LVDT y encoder) cada una de sus derivadas, quedando faltando una variable de estado, como la presión o el caudal del sistema pero debido a la falta de sensores con salidas análogas, no es posible retroalimentar otra variable de estado. Para simplificar el análisis se recurre a la aproximación realizada de segundo orden al control de posición y a la función de transferencia obtenida experimentalmente de la velocidad teniendo en cuenta cuales son los polos dominantes de la transmisión. A continuación se puede observar el diagrama de bloques aproximado del sistema.

Figura 70. Diagrama de bloques en lazo abierto del sistema.



Fuente: Autores

Donde las variables de estados son la retroalimentación de las señales de los sensores montados (LVDT y encoder) y cada una de sus derivadas

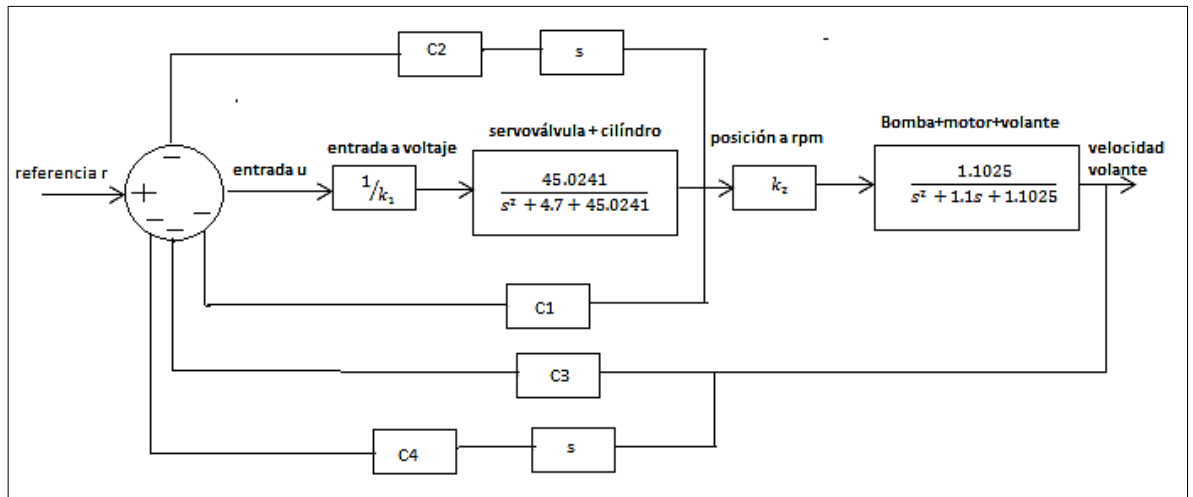
$$\begin{aligned}
 x_1 &= x_{cilindro} \\
 x_2 &= \dot{x}_1 = v_{cilindro} \\
 x_3 &= rpm_{volante} \\
 x_4 &= \dot{x}_3 = \alpha_{volante}
 \end{aligned}$$

Aplicando la matemática necesaria y utilizando la forma canónica de variables de estado, se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones en forma matricial

$$\begin{aligned}
 \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -45,024 & -4,7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & -1,1025 & -1,1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{k_2 * 49,64}{k_1} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} u(t) \\
 \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{pmatrix} &= (0 \ 0 \ 1 \ 0) \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

A continuación se muestra el diagrama de bloques en lazo cerrado del sistema con retroalimentación de las variables de estado.

Figura 71. Diagrama de bloques en lazo cerrado control por espacios de estado



Fuente: Autores

Como se puede observar en el diagrama de bloques anterior

$$u_{(t)} = r_{(t)} - c_1x_1 - c_2x_2 - c_3x_3 - c_4x_4$$

Por lo tanto la matriz de espacios de estado incluyendo la retroalimentación y la referencia, suponiendo que $k_2/k_1 = 1$, queda de la siguiente manera:

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -(45.024 + c_1 * 49.64) & -(4.7 + c_2 * 49.64) - 49.64 * c_3 & -c_4 * 49.64 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & -1.1025 & -1.1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 49.64 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} r_{(t)}$$

Obteniendo la ecuación característica:

$$\det \begin{pmatrix} s & -1 & 0 & 0 \\ (45.024 + c_1 * 49.64) + s + (4.7 + c_2 * 49.64) & 49.64 * c_3 & c_4 * 49.64 & 0 \\ 0 & 0 & s & -1 \\ -1 & 0 & 1.1025 & s + 1.1 \end{pmatrix} = 0$$

Resolviendo en Matlab se obtiene:

$$s^4 + 5.8s^3 + 51.3s^2 + 54.7s + 49.64 + 49.64c_2s^3 + 54.6c_2s^2 + 49.64c_1s^2 + 49.64c_4s + 54.6c_2s + 54.7c_1s + 49.64c_3 + 54.7c_1 = 0$$

El proceso de sintonización de las constantes se llevó acabo por prueba y error obteniendo:

$$c_1 = 7 \quad c_2 = 15 \quad c_3 = 1.025 \quad c_4 = 0.825$$

Si se reemplaza en la ecuación característica dichas constantes se obtiene la siguiente función de transferencia en lazo cerrado:

$$G(s) = \frac{744.6s^3 + 1166.5s^2 + 1243.5s + 433781}{s^4 + 5.9s^3 + 51.3s^2 + 47.71s + 49.64}$$

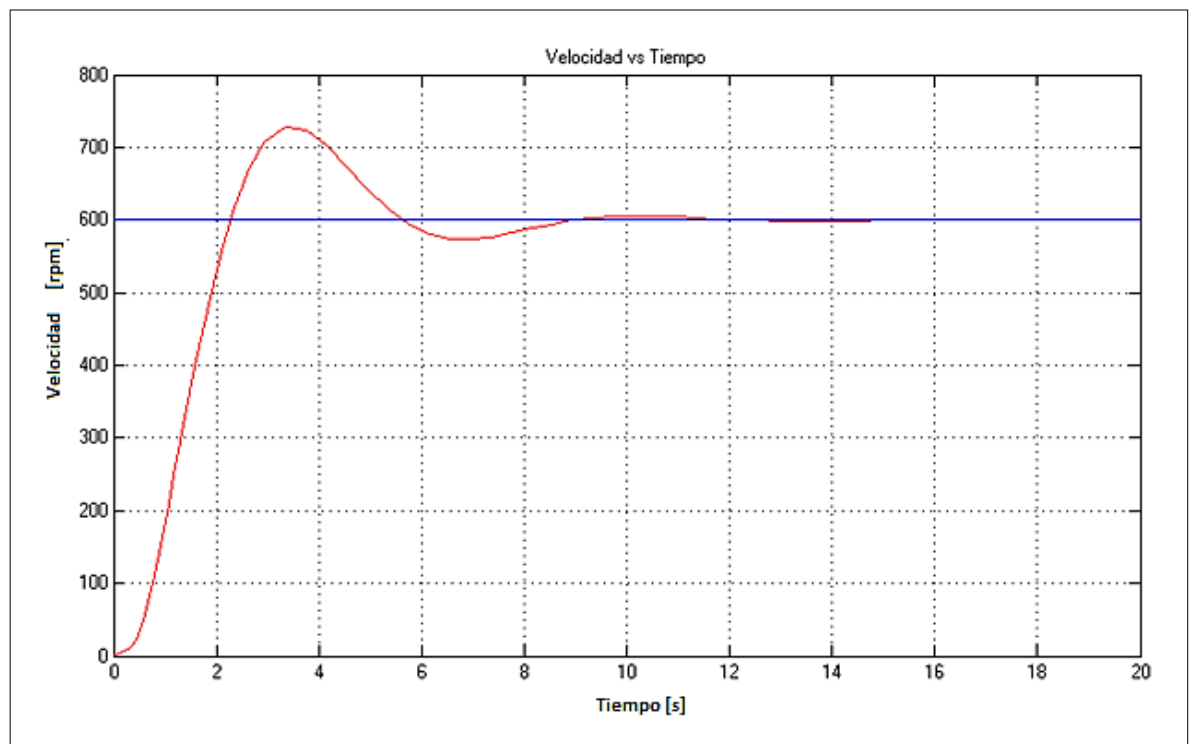
Dividiendo $433781/49.64 = 8738.54$, este valor debe ser dividido al numerador de la función de transferencia, para tener en cuenta el efecto de k_1 y k_2 .

Quedando la siguiente función de transferencia:

$$G(s) = \frac{0.0852s^3 + 0.0133s^2 + 0.142s + 49.64}{s^4 + 5.9s^3 + 51.3s^2 + 47.71s + 49.64}$$

Simulando la función de transferencia en Matlab.

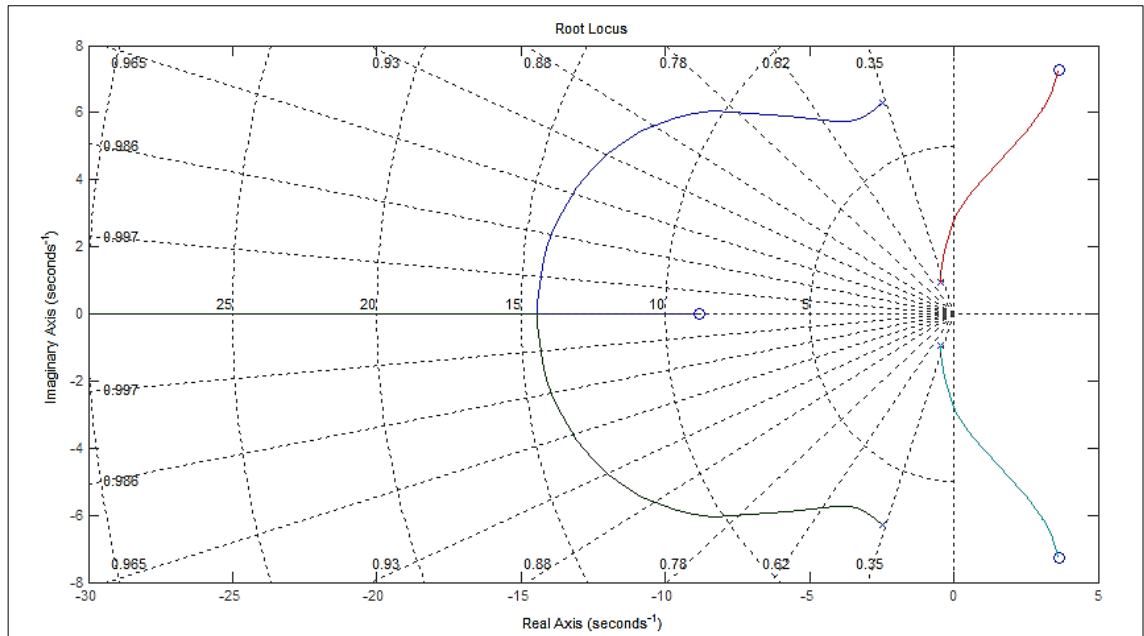
Figura 72. Simulación función de transferencia en lazo cerrado, control por variables de estados



Fuente: Autores

Dibujando el lugar de las raíces del sistema, por medio de la herramienta rlocus de Matlab se obtiene la siguiente gráfica:

Figura 73. Lugar de las raíces del sistema en lazo cerrado.

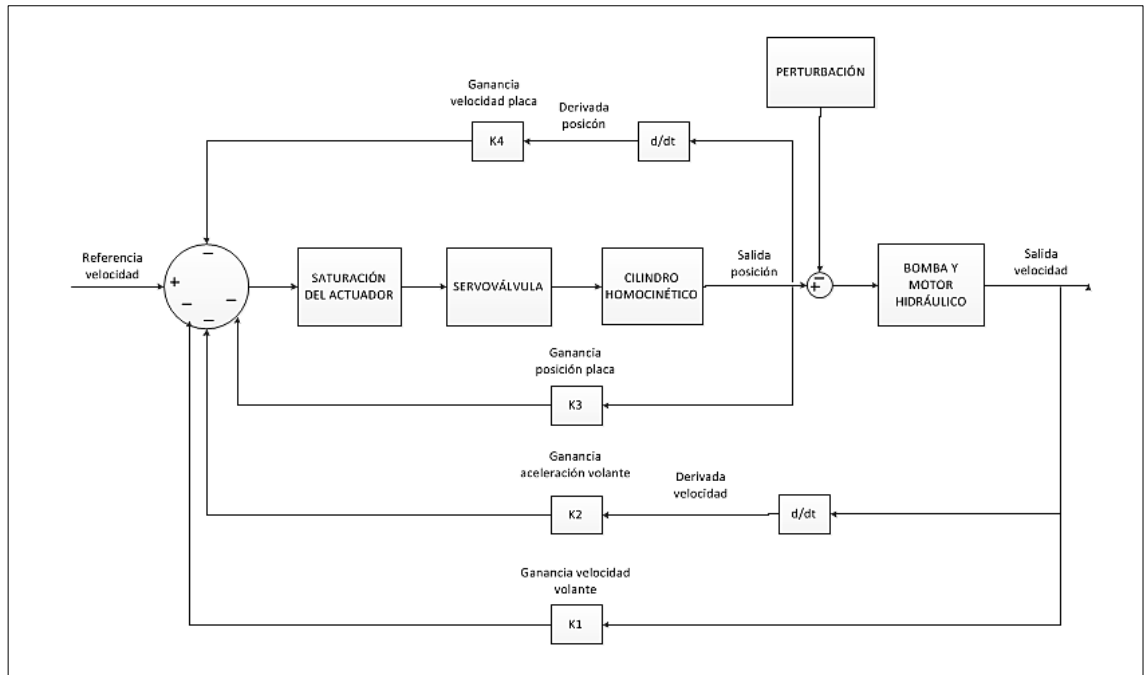


Fuente: Autores

Como se puede apreciar los polos de la función de transferencia en lazo cerrado se encuentran en el semiplano izquierdo, por lo tanto el sistema es estable.

A continuación se muestra el diagrama de bloques conceptual en lazo cerrado del sistema con retroalimentación de las variables de estado.

Figura 74. Diagrama de bloques conceptual control por espacios de estado



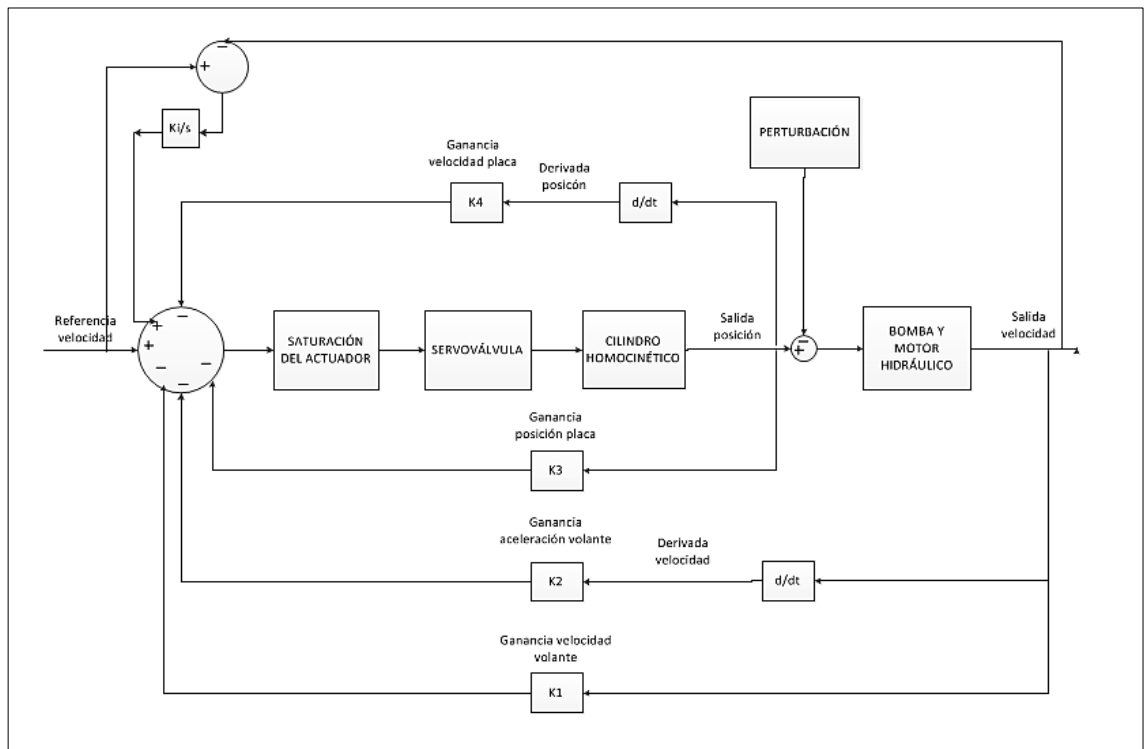
Fuente: Autores

Donde, k_1, k_2, k_3 y k_4 son las ganancias de cada una de las variables de estado

Debido a las aproximaciones realizadas y a la falta de otra variable de estado, el sistema responde y se estabiliza con un error en estado estable considerable por lo tanto la solución fue retroalimentar una ganancia integral con respecto al error en el tiempo, cosa que mejoró considerablemente la respuesta del sistema.

A continuación se muestra el diagrama de bloques del control por espacios de estados con retroalimentación integral.

Figura 75. Diagrama de bloques control conceptual por espacios de estado con retroalimentación integral



Fuente: Autores

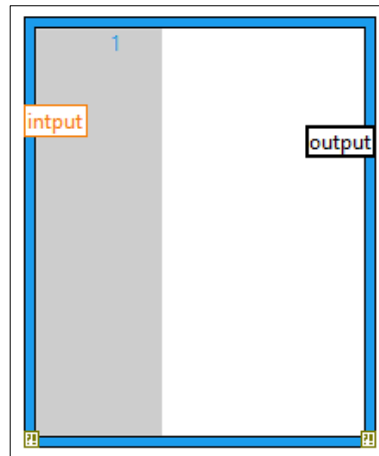
Se hizo una nueva sintonización de las variables de estado incluyendo ahora el error en el tiempo como una de ellas llegando a los siguientes valores de ganancias.

$$k_1 = 1.8 \quad k_2 = 1.7 \quad k_3 = 5 \quad k_4 = 20 \quad k_i = 0.6$$

2.3.2 Programación en Labview del control por espacio de estado. A continuación se hace una breve explicación de las herramientas ofrecidas por Labview y que fueron utilizadas en la programación de este control.

Mathscript Node: Herramienta que permite realizar programación en texto dentro el entorno de Labview, en lenguaje mathscript, el cual es el lenguaje utilizado por Matlab. Para crear las variables de entrada o salidas basta con dar click derecho y elegir la opción correspondiente

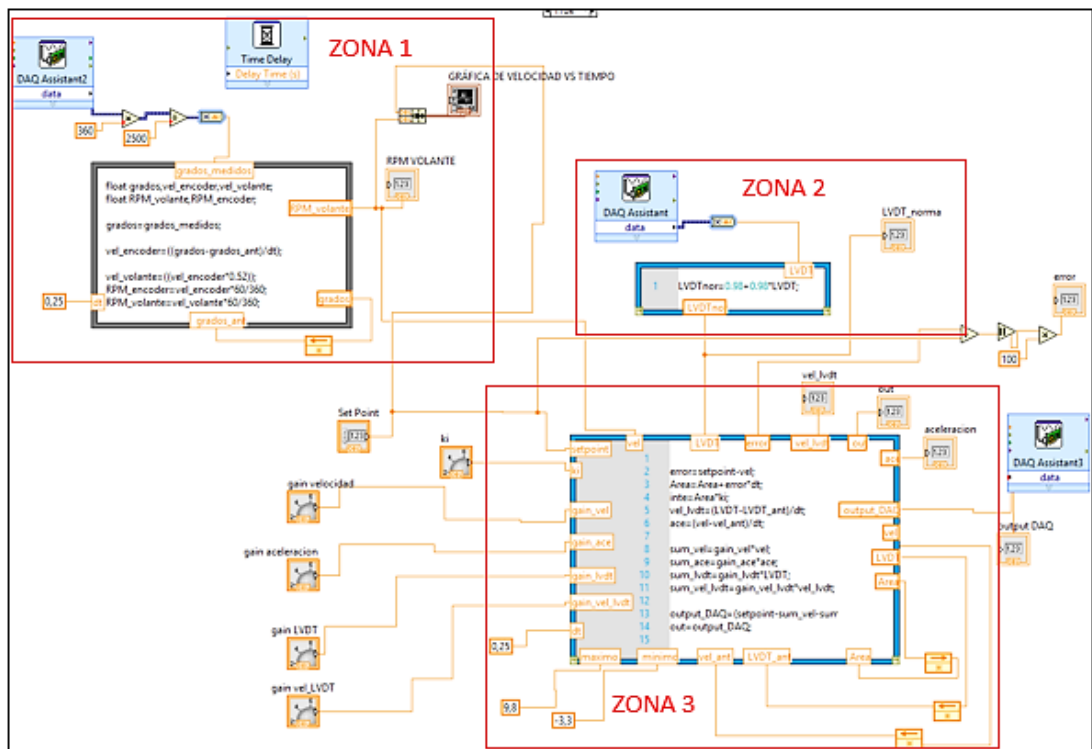
Figura 76. Mathscript Node



Fuente: Labview 2009

Diagrama de bloques realizado en Labview para el control por espacios de estado. A continuación se mostrará el diagrama de bloques programado en Labview para el control por espacios estados.

Figura 77. Diagrama de bloques programado en Labview para el control moderno



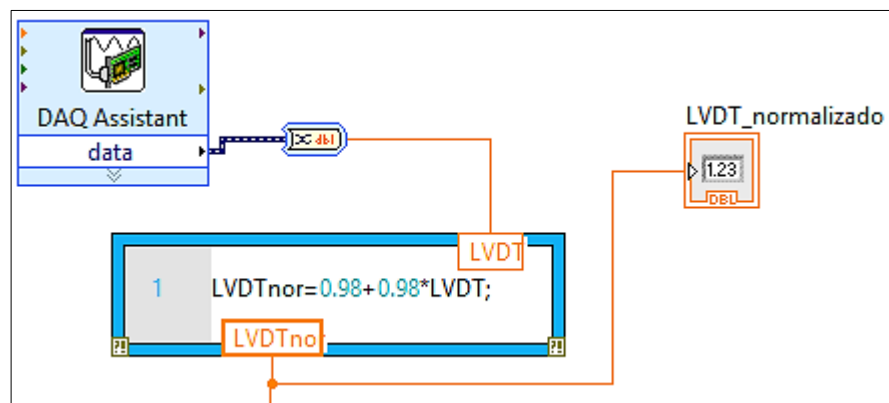
Fuente: Autores

En el diagrama de bloques anterior, se puede apreciar tres zonas demarcadas en rojo, la primera de ellas es la correspondiente al sensado de las revoluciones por minuto del volante por parte del encoder incremental, la zona dos corresponde a la del sensado de la posición del LVDT, la cual se normalizó para facilitar el proceso de sintonización del controlador y por último la zona tres, es la que contiene la retroalimentación de las variables de estado.

La primera zona ya fue explicada con anterioridad por lo tanto, se explicará la zona 2 por la normalización realizada y la zona 3 por la programación realizada.

Zona 2: Como se mencionó con anterioridad es la correspondiente al sensado de posición, con la única diferencia que se realizó una pequeña caracterización para que la señal del LVDT sea 0 cuando las rpm sean 0. Esta normalización en el PID no fue necesaria, igual se realizó pero no afectó para nada la respuesta del sistema.

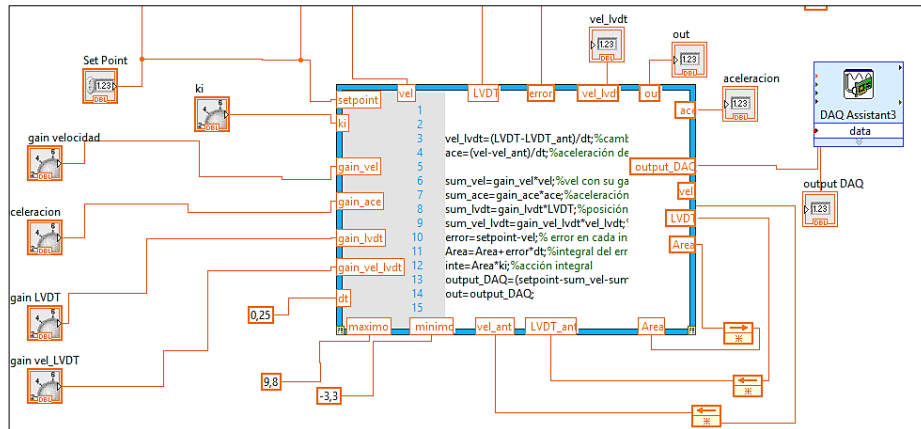
Figura 78. Normalización señal del LVDT



Fuente: Autores

Zona 3: Es la zona correspondiente a la retroalimentación de todas las variables de estado y de la ganancia integral.

Figura 79. Zona 3 retroalimentación variables de estado



Fuente. Autores

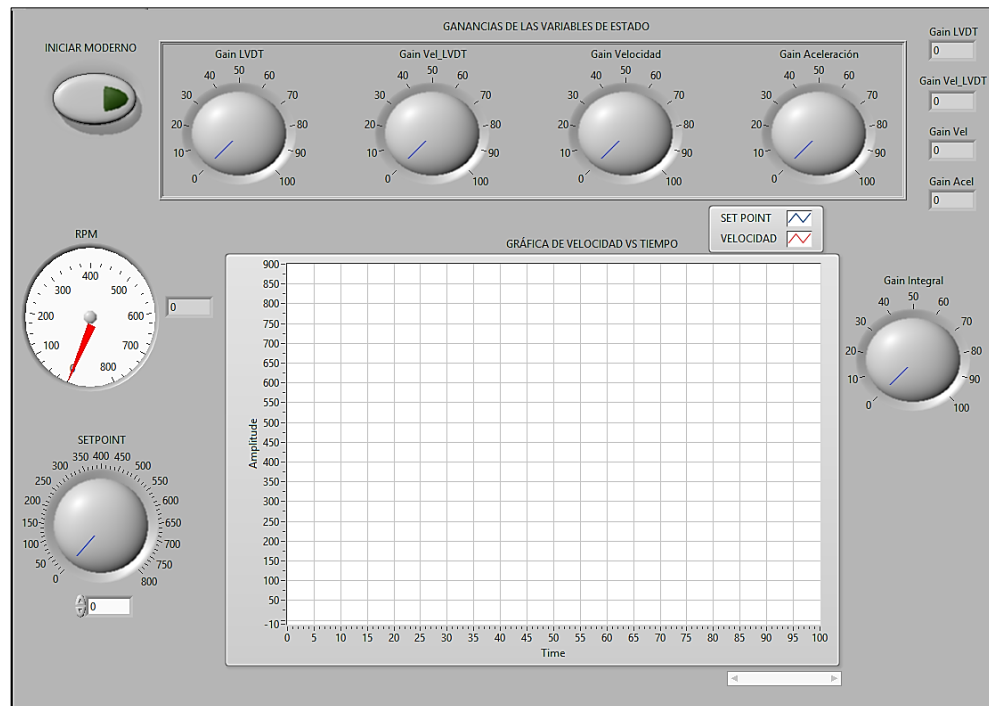
Las variables de entrada principales son las siguientes:

- Sensado de velocidad.
- Sensado de posición (LVDT).
- Ganancia posición (LVDT).
- Ganancia velocidad.
- Ganancia aceleración.
- Ganancia velocidad LVDT.
- Setpoint introducido por el usuario.
- Máximo y mínimo correspondiente al actuador.
- Tiempo para la calcular las derivadas y la integral que debe ser el mismo que el delay del programa.
- Retroalimentación de velocidad y LVDT para calcular el cambio de estos con respecto al tiempo.
- Retroalimentación del error y del Área necesarias para calcular la integral del error en el tiempo.

La variable de salida principal es la llamada output_DAQ, la cual corresponde a la señal de la salida hacia la servoválvula. El código realizado para la retroalimentación del control moderno se encuentra en el anexo H.

Interfaz gráfica realizada para el control por espacios de estados. Se realizó una interfaz gráfica amigable para el usuario donde se puede “jugar” con cada una de las ganancias de las variables de estado, para poder observar la relación de estas con la respuesta del sistema.

Figura 80. Interfaz gráfica control por espacios de estado



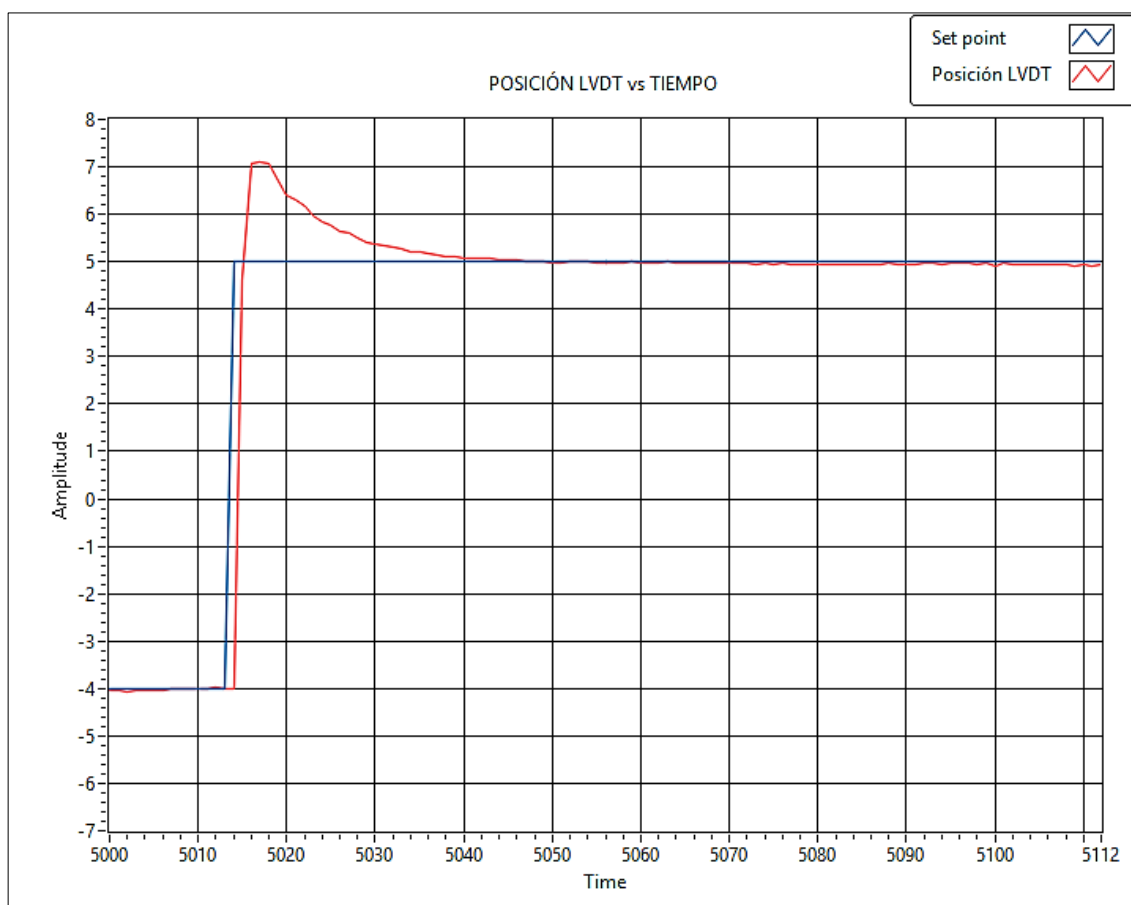
Fuente: Autores

3 PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.1 CONTROL PI DE POSICIÓN DE LA PLACA DE LA BOMBA VARIABLE

Se realizaron pruebas generales al control de posición de la placa, introduciendo valores de referencia permisibles de acuerdo a la saturación de nuestro actuador. La primera prueba que se realizó fue poner la bomba en “placa cero” (cero Rpm), la cual corresponde a una posición medida con el LVDT entre -3 a -4 V, y colocar un set point de 5 V que corresponde a una velocidad alrededor de 650 Rpm, obteniendo la siguiente gráfica.

Figura 81. Respuesta de control de posición desde placa 0 a un set point de 5 V

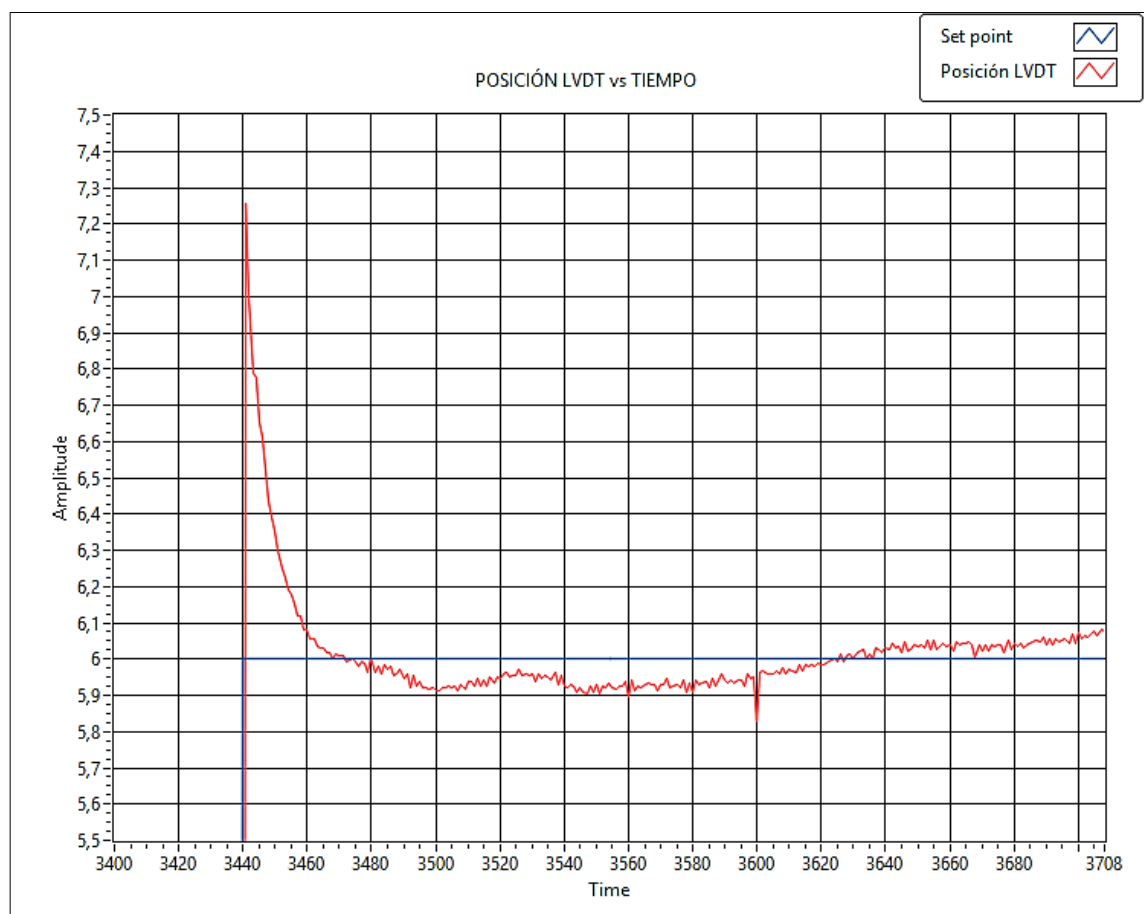


Fuente: Autores

Obteniendo un tiempo de retardo $t_d=5$ s, un tiempo de levantamiento $t_r=5,2$ s, un tiempo pico $t_p=6,6$ s y un sobre impulso máximo $M_p= 42\%$

La segunda prueba realizada, fue colocar la placa en la posición 0 V LVDT que corresponde a una velocidad aproximada de 250 rpm y llevarla a una posición de 6 V que corresponde a unas 730 rpm aproximadamente obteniendo los siguientes resultados.

Figura 82. Respuesta del control de posición desde la posición de 0 V a un Set-point de 6v del transductor de posición.

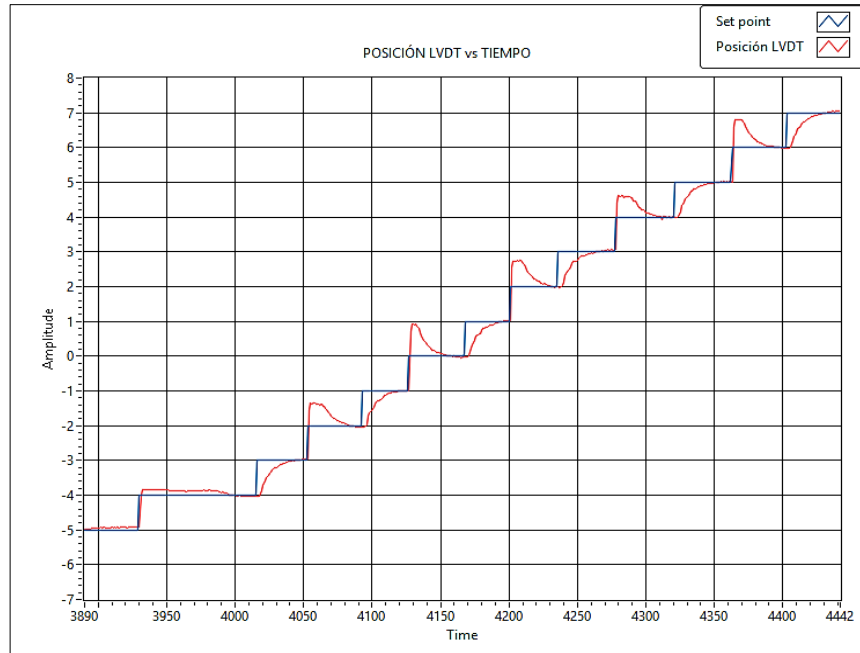


Fuente: Autores

Se hizo un acercamiento a la gráfica para poder observar con más detalle el error en estado estable el cual fue de $\pm 1.7\%$ y un máximo sobre impulsó en la respuesta transitoria de $M_p=27\%$.

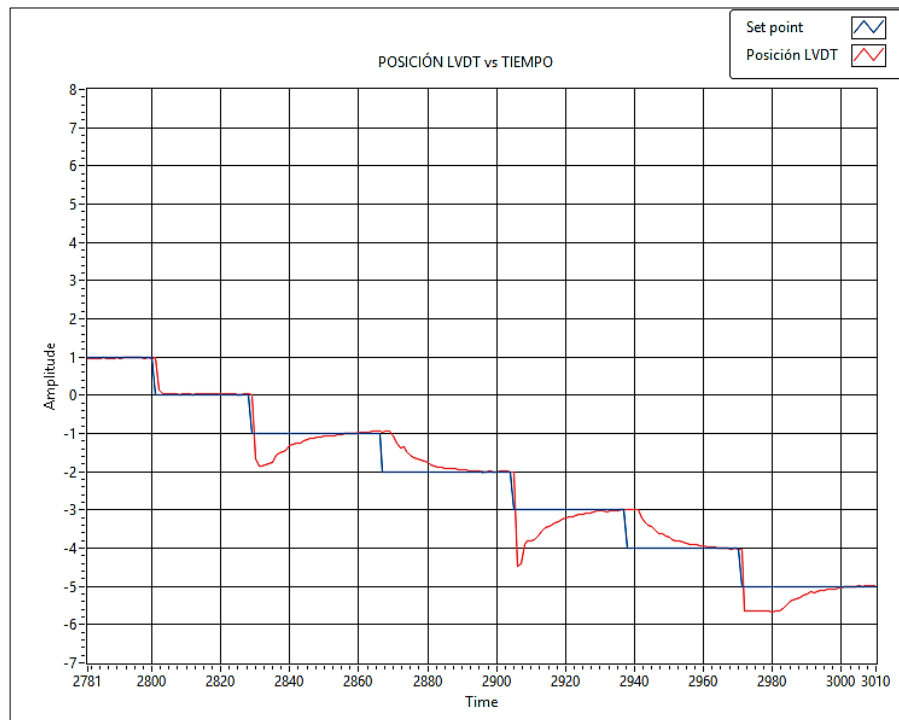
La tercera prueba realizada fue ir escalonando el set point subiendo y bajando para observar la respuesta del sistema, obteniendo las siguientes gráficas.

Figura 83. Respuesta del control de posición escalonando el set point de forma ascendente



Fuente: Autores

Figura 84. Respuesta del control de posición escalonando el set point de forma descendente

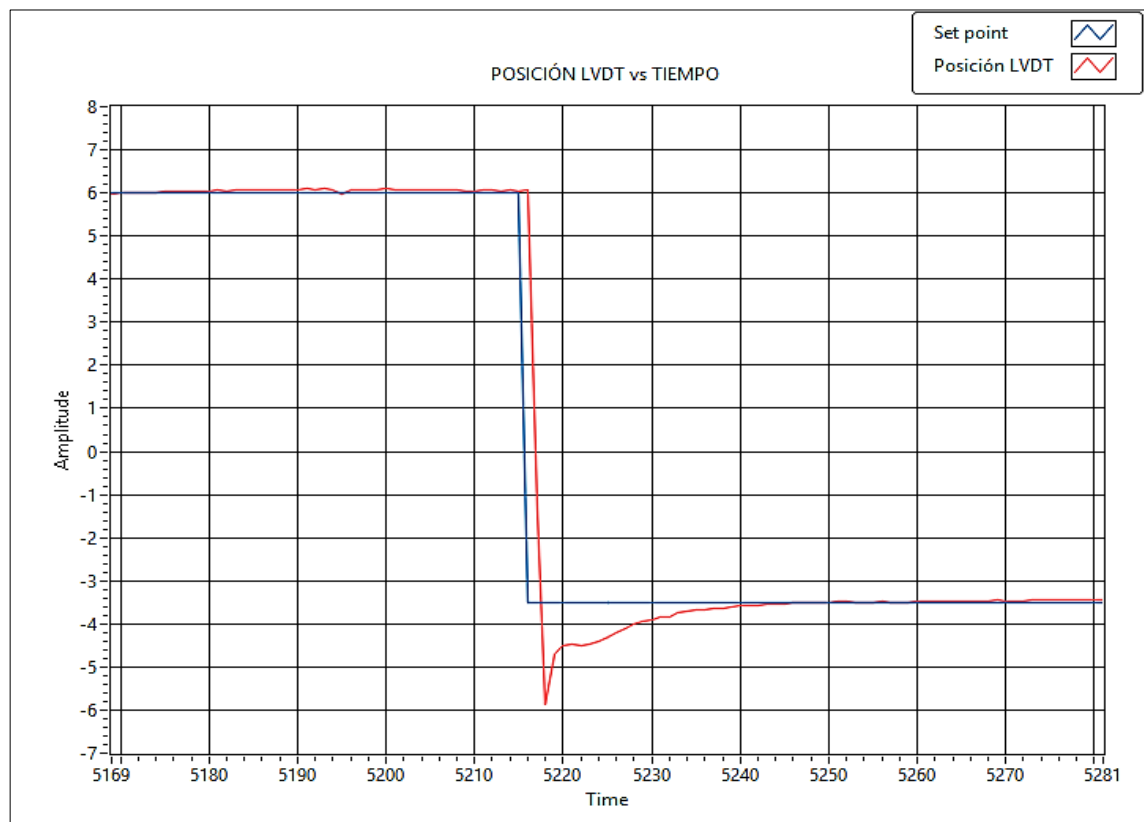


Fuente: Autores

Como se puede evidenciar el sobreimpulso máximo subiendo oscila entre 12-40% y bajando entre 12-90 %. La respuesta ocurre de una manera escalonada debido a la acumulación del área bajo la curva en la acción integral del controlador PI.

En la cuarta y última prueba realizada se colocó la placa en un valor de 6 V del LVDT y se introdujo un set point de 0 V, con el objetivo de observar la respuesta introduciendo un cambio grande en la entrada frenando la transmisión. En la siguiente imagen se puede evidenciar la respuesta obtenida.

Figura 85. Respuesta del control de posición desde un valor de 6 V a un valor de placa 0 (-3,5 V)



Fuente: Autores

Se obtuvo un sobre impulsó máximo de 65%. Y un error en estado estable dentro del rango permisible.

Los resultados de las pruebas realizadas son bastante aceptables para el control de posición de la placa de la bomba de caudal variable.

3.2 CARACTERIZACIÓN DE LAS CURVAS DE LA TRANSMISIÓN

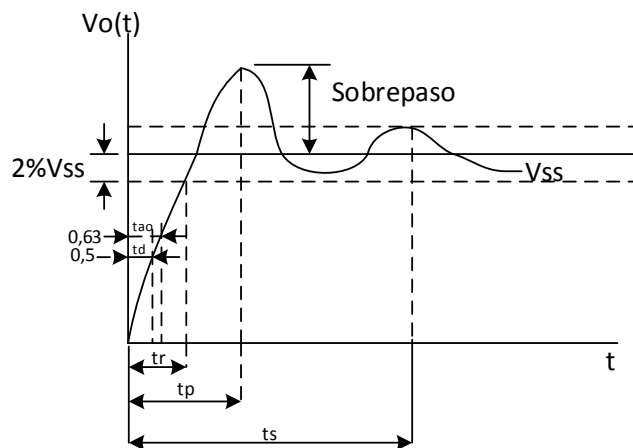
La respuesta en el tiempo de un sistema de control consta de dos partes; la respuesta transitoria, que se refiere a la que va del estado inicial al estado final, y la repuesta en estado estable que es la entregada por el sistema cuando el tiempo tiende a infinito. Por tanto la respuesta de un sistema de control se puede escribir como:

$$V_0(t) = V_{tr} + V_{ss}; t \rightarrow \infty$$

Donde V_0 es la velocidad fijada, como mando de entrada, V_{tr} es la velocidad a la cual se alcanza por primera vez la velocidad fijada y V_{ss} es la velocidad en la zona de estabilidad del sistema.

3.2.1 Respuesta transitoria del sistema. La respuesta transitoria para una entrada escalón depende de las condiciones iniciales. Para efectos de comparación de varios sistemas, es una práctica común usar la condición inicial estándar de que el sistema está en reposo al inicio, por lo cual la salida y todas las derivadas con respecto al tiempo son cero. Así, las características de respuesta se comparan con gran facilidad.

Figura 86 respuesta transitoria



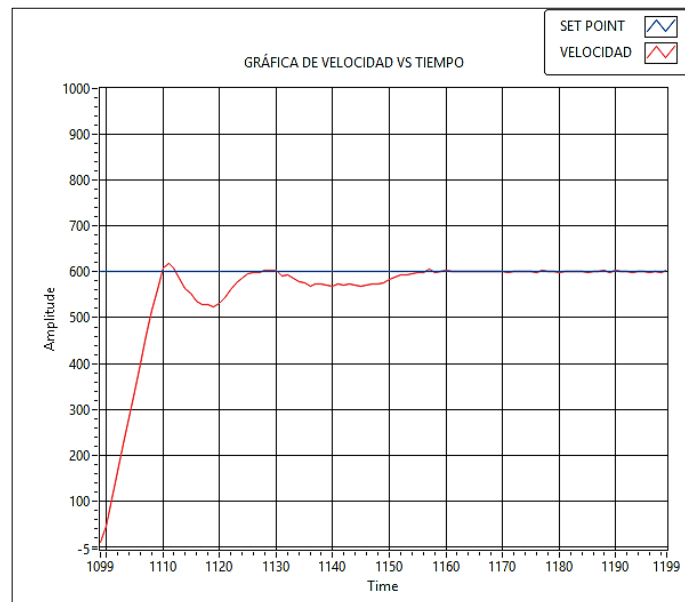
Fuente: Ingeniería de control, W. Bolton

Para el caso de la transmisión se fijó un set point, el cual fue de 600 rpm , posteriormente, se envía la señal de encendido, lo cual genera el arranque de 0 rpm al set point fijado, y el sistema reflejara en pantalla la curva característica del sistema, la cual termina con la estabilización del sistema al punto previamente fijado, este proceso fue realizado al control PID y al control moderno, ambos controles con el mismo set point de velocidad, con el fin de asegurar una comparación válida.

El proceso de cálculo del error en estado estable para cada entrada de velocidad, consistió en encontrar el error tanto superior como inferior del sistema en ese punto de operación, a continuación se ilustra el modo de cálculo y la posterior ponderación del error tanto superior como inferior, con el fin de tener un valor global del mismo, que permita obtener el rango de error en estado estable que abarque de forma global todo el rango operativo de la transmisión.

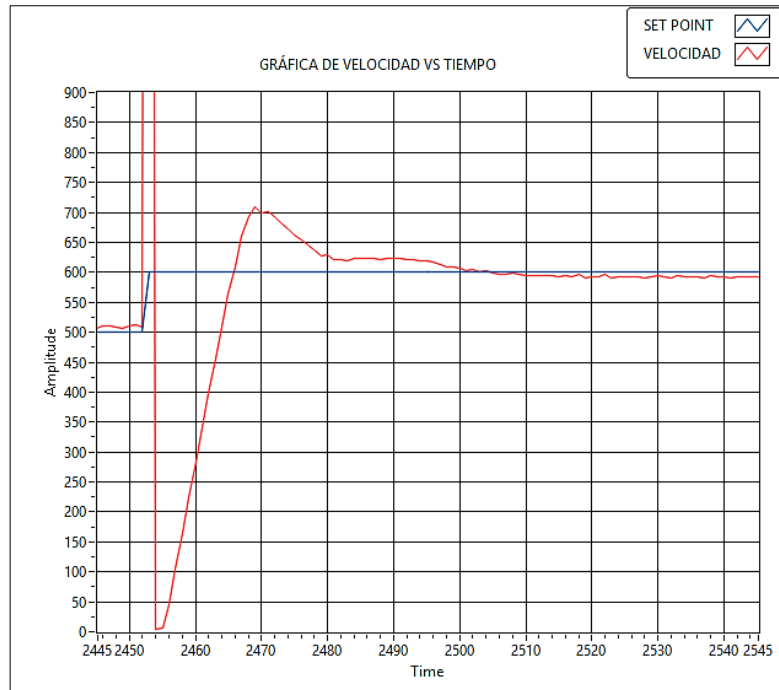
3.2.2. Resultados de la respuesta transitoria. A continuación se ilustran una de las gráficas que se generaron en la depuración de cada uno de los controles, ya que para efectos de darle seguridad al cálculo de los tiempos, característicos del sistema, se procedió a repetir la prueba cinco veces y promediar los tiempos, con el objetivo de obtener una mayor precisión en el cálculo de las variables que involucran a la respuesta transitoria de ambos sistemas.

Figura 87. Respuesta transitoria del control PID



Fuente: Autores

Figura 88. Respuesta transitoria del control por variables de estado



Fuente: Autores

Tabla 4. Respuesta transitoria a un set point de velocidad del control PID y por variables de estado.

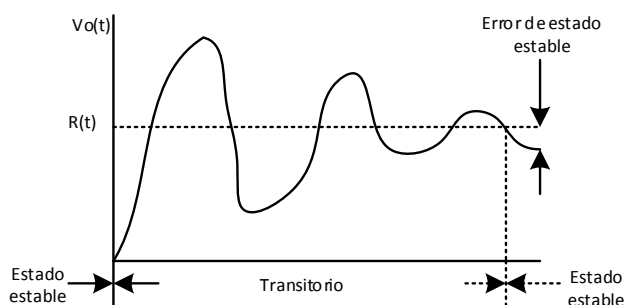
Tipo de Control	Tiempo de Retardo	Tiempo de Levantamiento	Tiempo Pico (s)	Sobrepaso Máximo en % y en rpm	Tiempo de Asentamiento
PID	1,8 s	3,25 s	3,5	3,23 ; 621	13,25 s
Espacios de estado	1,25 s	2,75 s	3,25	16,6 ; 700	9,4 s

Fuente: Autores

3.3 ANÁLISIS DEL ERROR EN ESTADO ESTABLE.

Cuando un sistema de control se aplica un comando de entrada, en general, se espera que después de que se desvanecen todos los efectos transitorios, la salida del sistema se asentará al valor del comando. El error entre este valor y el comando de entrada se denomina error en estado estable. Este error es una medida de la exactitud de un sistema de control. La figura 84 ilustra este error en el comportamiento del sistema, cuando a este se le aplica un comando de entrada.

Figura 89. Error en estado estable

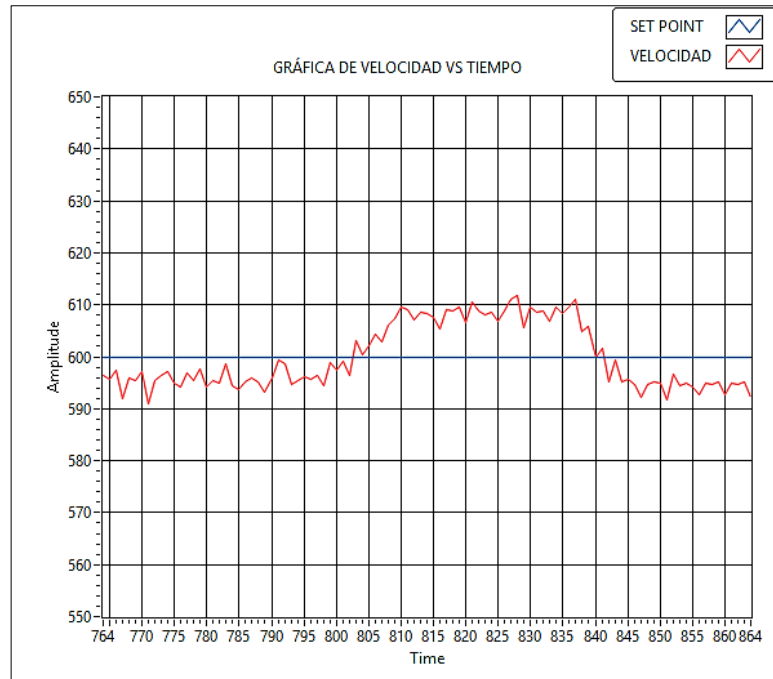


Fuente: Wikipedia.com

Para el cálculo del error en estado estable del sistema, se procedió a evaluar el comportamiento del mismo a diferentes entradas de velocidad, esto con el fin de abarcar al máximo el rango de operación de la transmisión, y buscar que puntos pueden llegar a ser críticos y generar inestabilidad en esta, este proceso se llevó a cabo en ambos controles.

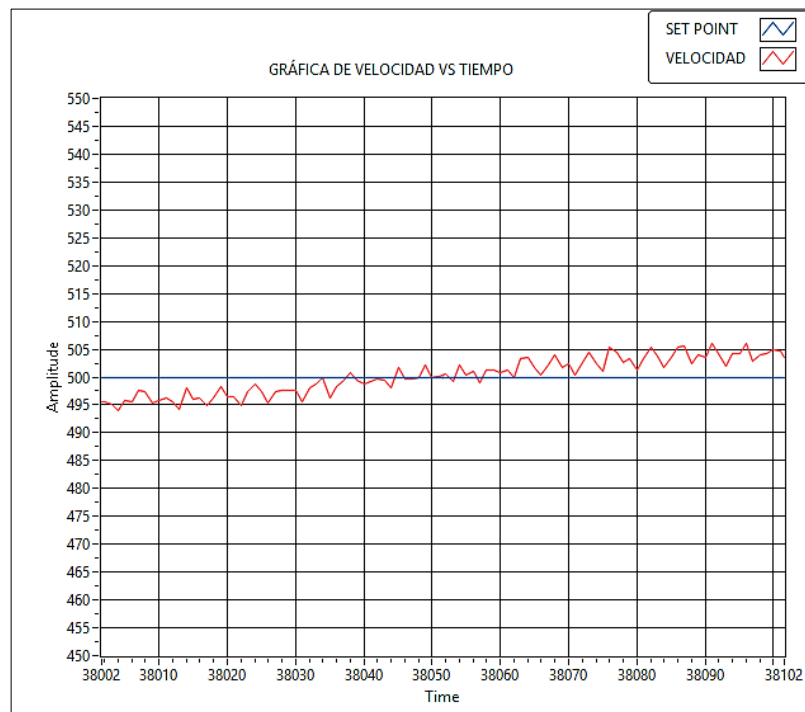
Como el objetivo de esta prueba es ver qué tipo de control presenta una menor variación en su rango de estabilidad, el garantizar un bajo error en estado estable del sistema en todo su rango de operación, resultaba prioritario, es por ello que esta prueba consistió en analizar el error tanto superior como inferior, correspondiente a diferentes entradas de velocidad.

Figura 90. Error en estado estable del control PID



Fuente: Autores

Figura 91. Error en estado estable del control por variables de estado



Fuente: Autores

Como lo ilustra la figura 87 el error superior para a 600 rpm de entrada es de 610 rpm y como error inferior un valor de velocidad de 592 rpm, se procede entonces al cálculo tanto del error superior como del inferior de esta forma:

Error superior:

$$\%error_{sup} = \left| \frac{600 - 610}{600} \right| * 100$$

$$\%error_{sup} = 1,6$$

Error inferior:

$$\%error_{inf} = \left| \frac{600 - 592}{600} \right| * 100$$

$$\%error_{inf} = 1,33$$

De esta forma se procedió al cálculo de los errores superior e inferior para las demás entradas de velocidad, como lo ilustra la tabla 5., este proceso de cálculo y de promediar los errores encontrados fue realizado con el control por variables de estado.

Tabla 5. Error en estado estable a diferentes entradas al sistema del control PID

Set point (rpm)	Error superior	Error inferior
500	1,8%	2%
600	1,6%	1,33%
700	1,42%	1,42%
800	1,25%	1,25%

Fuente: Autores

Al ponderar finalmente los errores se obtuvo que, rango de error en estado estable de la transmisión hidrostática es de: $\pm 1,5\%$

Para el control por variables de estado, los resultados fueron los siguientes:

Tabla 6. Error en estado estable a diferentes entradas al sistema del control moderno

Set point (rpm)	Error superior	Error inferior
400	1,25%	1,75%
500	1%	1%
700	0,57%	0,7%

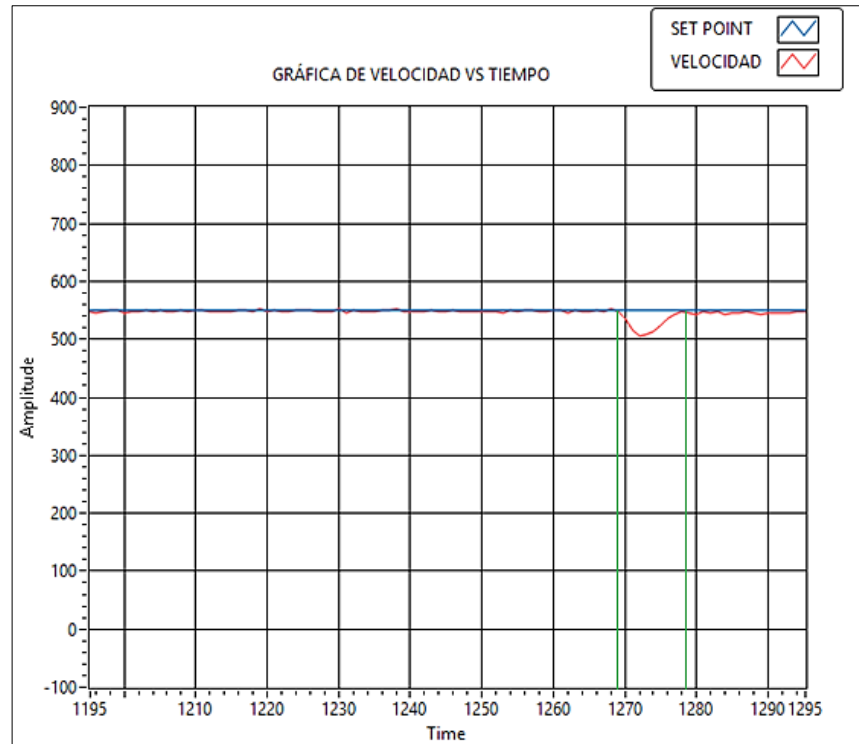
Fuente: Autores

Al promediar los resultados tanto del error superior como del error inferior, el control por variables de estado arroja un rango de error en estado estable que oscila entre 0,94 % y 1.15%

3.4 PRUEBA DE REPETIBILIDAD.

La prueba de repetibilidad consiste en evaluar el tiempo de respuesta del sistema, a la entrada de una perturbación, que para el caso de la transmisión, consta de dos niveles de presión, los cuales generan una inestabilidad y permiten evaluar el tiempo que le toma al sistema volver a la velocidad de operación previamente fijada (entrada), para la prueba se fijó una entrada, la cual no fue modificada durante el test, con el fin de ser sometida a repetidas perturbaciones, con el fin de ver un patrón de comportamiento del sistema y cuantificar el tiempo que le toma a este retomar la estabilidad, tanto para un nivel intermedio de presión, como para una perturbación superior.

Figura 92. Respuesta del control PID a una perturbación



Fuente: Autores

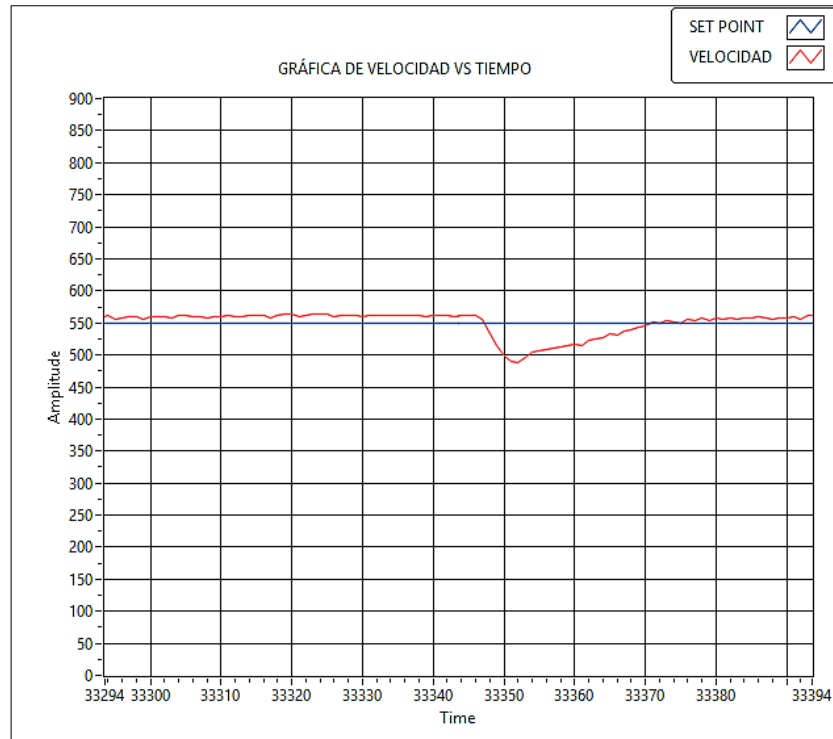
La figura 89, muestra la respuesta del sistema a una perturbación de 1700 psi, las líneas verdes en la gráfica permiten identificar los instantes de tiempo a los cuales corresponde tanto el inicio como el final de la perturbación, con esto se hace referencia al tiempo que le toma al sistema retornar a la estabilidad. Cabe recordar que cada instante de tiempo corresponde a 0,25 segundos, así el modo de cálculo del tiempo de respuesta del control PID de velocidad y posición es el siguiente:

$$t_f = 1278,5; t_i = 1268,5$$

$$t_{respuesta} = (t_f - t_i) * 0,25$$

$$t_{respuesta} = 2,5 s$$

Figura 93. Respuesta del control moderno a una perturbación



Fuente: Autores

Al promediar los tiempos de respuesta del sistema para cada uno de los intentos realizados tanto para un valor intermedio de carga, como para un valor alto, en el control PID como en el moderno, se concluyó lo siguiente:

Tabla 7. Tiempo de respuesta ante una perturbación

Tipo de control	Respuesta del sistema a una perturbación intermedia	Respuesta del sistema a una perturbación alta
PID	2,1 s	2,7 s
Variables de estado	5,3 s	6 s

Fuente: Autores

3.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.5.1 Análisis de la respuesta transitoria.

- La tabla 4, nos muestra que la reacción del control por variables de estado presenta una mejor respuesta, al alcanzar desde cero el mando de entrada preestablecido, obteniendo una diferencia de medio segundo comparado con el control PID.
- El control PID presenta mayores oscilaciones, comparado con el control moderno, esto se evidencia en su tiempo de asentamiento el cual difiere con el control moderno en 3,85 s.
- Una característica particular de esta prueba fue el encontrar un mayor sobrepaso por parte del control moderno en comparación con el control PID, pero a su vez la búsqueda de la estabilidad de este último es mucho más rápida, comportamiento que se detalló en el ítem anterior y es producto de tener una mayor oscilación en el control PID, en comparación con el control moderno, como lo evidencian las figura 84 y la figura 85.

3.5.2 Análisis del error en estado estable.

- Los resultados obtenidos, tanto para el control PID como para el moderno, permiten concluir que el control moderno por variables de estado, da un mayor grado de precisión a la respuesta de la transmisión, aunque esto no quiere decir que el control PID sea una mala opción para manipular la transmisión, ya que la diferencia entre estos dos oscila en su punto máximo en solo 0,56%

- Cabe destacar que al ser estos sistemas de control totalmente manipulables, la puerta para mejorar estos datos de operación está abierta, visto de esta forma todo ajuste que permita mejorar la operatividad del sistema es válida, siempre y cuando no viole ningún principio de alguno de los sistemas de control implementados.

3.5.3 Análisis de la prueba de repetibilidad.

- El resultado de esta prueba fue bastante contundente, evidenciado la superioridad del control PID para recuperarse de una perturbación introducida al sistema, esta diferencia tan amplia entre el control PID y el moderno, tiene su justificación en los dos controles PID que opera al mismo tiempo en el control principal, ya que tanto el control de posición como el de velocidad son gobernados por un control PID, dejando así desventaja al control moderno, el cual solo cuenta con una ganancia integral, lo cual le dificulta la tarea de vencer el área bajo la curva que genera la perturbación introducida al sistema, área que será mayor o menor dependiendo del valor de carga que se induzca.

CONCLUSIONES

- Se hizo de la transmisión hidrostática del laboratorio de control automático, un banco móvil, el cual no tendrá ningún tipo de problema en ser trasladado a una nueva locación en caso de ser necesario, sin alterar en absoluto las conexiones mecánicas, hidráulicas, eléctricas y electrónicas del sistema.
- La estructura construida para soportar las cargas ejercidas por los componentes de la transmisión, cuenta con la rigidez necesaria para asegurar la operatividad del sistema y durabilidad del mismo, afirmación soportada en el tiempo de operación que tiene desde que fue montado y en el análisis de cargas realizados en el software Star pro, este último arrojó una total confiabilidad, sobre todos los elementos que componen la estructura.
- Se diseñó y programó el algoritmo necesario para la implementación tanto del control clásico (control PID) como del control moderno por espacios de estado.
- Se realizó una interfaz gráfica haciendo uso del software Labview y la tarjeta de adquisición de datos NI-6212, la cual permite procesar las señales del sensor de posición (LVDT) y velocidad (encoder incremental), haciendo del control digital de la transmisión una herramienta didáctica de aprendizaje para los estudiantes de la asignatura de control automático y potencia fluida.

- Se implementó un control PID, el cual agrupa el doble lazo de control característico de la transmisión hidrostática y que demanda una retroalimentación tanto del control de posición como del control de velocidad, los resultados para este sistema de control fueron bastante aceptables, con errores dentro del rango permisible.
- Se implementó un control moderno por variables de estado sobre la transmisión, el cual como era de esperarse, es más eficiente que el control PID, afirmación que se sustenta en las características obtenidas en la respuesta transitoria y estable del sistema.
- Aunque el control PID tuvo menor sobreimpulso que el control moderno, este tuvo un mayor tiempo de asentamiento para el criterio de $\pm 2\%$ de error en estado estable.
- Si comparamos el porcentaje de error en estado estable obtenido entre las dos metodologías de control, el control por variables de estado supera al control PID en todos los valores de referencia permisibles.

RECOMENDACIONES

- No llevar la operación de la transmisión a sus puntos extremos, por esto entiéndase cualquier valor cercano a su máxima o mínima velocidad de operación.
- El control moderno por variables de estado por sí solo da la opción de optimizar su funcionamiento, lo que en la transmisión sería bastante beneficioso y mejoraría aún más los tiempos de respuesta del sistema, dando así una mayor eficiencia operativa al sistema.
- Se recomienda no utilizar la transmisión a una velocidad del volante por debajo a las 350 rpm, ya que el catálogo de la bomba del circuito resistivo recomienda una velocidad mínima de 1000 rpm.
- Aunque se realizó una interfaz amigable con el usuario se recomienda atender a las indicaciones del profesor o auxiliar del laboratorio, o en su defecto hacer uso del manual de usuario desarrollado.
- Para el proceso de sintonización de control PID se recomienda empezar por el lazo de control interno, en este caso el control de posición de la placa de la bomba de caudal variable.
- Para el proceso de sintonización del control por espacios de estado, se recomienda empezar por las variables correspondientes a la posición de la placa, luego a las correspondientes a la velocidad del volante y por último la constante integral.

BIBLIOGRAFÍA

- AUTONIC. Encoder Incremental [en línea]. USA: [Consultado 15 de Julio de 2013]. Disponible en internet: <
http://www.autonics.com/products/products_detail.php?catecode=01/06/01&db_uid=59>
- CENTENO ARIZA, Oscar Fernando y CEPEDA GOMEZ Freddy Alexander. Control automático de un transmisión hidrostática a velocidad constante. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2007.
- DORF, C. Richard y BISHOP H. Robert Sistemas de control moderno. Traducido por Sebastián y Raquel Dormido Canto Madrid. 10 ed. España. Pearson Education, 2005.
- ESPARZA CASTELLANOS, Eduwin Ferney y RUIZ PINEDA Luis Fernando. Diseño y construcción de una plataforma experimental (de péndulo invertido lineal) como herramienta de investigación y desarrollo para el laboratorio de sistemas dinámicos, ingeniería de control y robótica. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012.
- Herbert, E. Merrit. Hydraulic control systems. United States of America. John Wiley & Sons, 1967.
- KUO, Benjamin C. Sistemas de control automático. Traducido por Guillermo Aranda Pérez. 7 ed. México. Prentice Hall Hispanoamericana, 1996.

- MOTT, Robert. Diseño de Elementos De Máquinas. Traducido por Virgilio González y Pozo. 4 ed. México: Pearson Educación, 2006.
- NISE, Norman. Ingeniería de Control para Ingeniería. 3 ed. México D.F.: Compañía Editorial Continental., 2004.
- OGATA, Katsuhiko. Ingeniería de control moderna. Traducido por Miguel Ángel Martínez Sarmiento. 3 ed. México. Pearson Educación, 1995.
- RYDBERG, Karl-Erik. Dynamic analyses and control of hydrostatic transmissions [en línea]. Suecia: [Consultado el 10 de Junio de 2013]. Disponible en internet: <<http://www.iei.liu.se/flumes/tmms10/filarkiv/kursmaterial/1.138181/Transmodynamicsandcontrol.pdf>>
- SUEL DUTRA, Max, et al. Diseño e implementación de un sistema de control en lazo cerrado usando el sistema de comunicación Field Point para una transmisión hidrostática [en línea]. Rio de Janeiro, Brasil: [Consultado el 10 de junio de 2013]. Disponible en internet: <<http://www.omarlengerke.com/publications/articles/omar%20lengerke%20sistema%20de%20control%20fieldpoint%20transmision%20hidrostatica.pdf>>
- TRANS-TEK. Linear Variable Differential Transformer (LVDT). [USA]: [Consultado 15 de Julio de 2013]. Disponible en internet: <<http://www.transtekinc.com/products/lvdt/DC-DC-LVDT/series-240.html>>

ANEXOS

ANEXOS A. SERVOVALVULA MOOG-62

- Información general de la servoválvula.

62 SERIES TWO STAGE SERVOVALVES

62 SERIES SERVOVALVES

The 62 Series flow control servovalves are throttle valves for 3- and preferably 4-way applications. They are a standard performance, two-stage design that covers the range of rated flows from 2.5 to 20 gpm at 1000 psi valve drop. The output stage is a closed center, four-way sliding spool. The pilot stage is a symmetrical double-nozzle and flapper, driven by a double air gap, dry torque motor. Mechanical feedback of spool position is provided by a cantilever spring. The valve

design is simple and rugged for dependable, long life operation. These valves are suitable for electrohydraulic position, speed, pressure or force control systems with high dynamic response requirements.

Principle of operation

An electrical command signal (flow rate set point) is applied to the torque motor coils, and creates a magnetic force which acts on the ends of the pilot stage armature. This causes a deflection of the armature/flap

per assembly within the flexure tube. Deflection of the flapper restricts fluid flow through one nozzle which is carried through to one spool end, displacing the spool.

Movement of the spool opens the supply pressure port (P) to one control port, while simultaneously opening the tank port (T) to the other control port. The spool motion also applies a force to the cantilever spring, creating a restoring torque on the armature/flapper assembly.

Once the restoring torque becomes equal to the torque from the magnetic forces, the armature/flapper assembly moves back to the neutral position, and the spool is held open in a state of equilibrium until the command signal changes to a new level.

In summary, the spool position is proportional to the input current and with constant pressure drop across the valve, flow to the load is proportional to the spool position.

VALVE FEATURES

- > 2-stage design with dry torque motor
- > Low friction double nozzle pilot stage
- > High spool control forces
- > High dynamics
- > Low cost design
- > Rugged, long-life design
- > High resolution, low hysteresis
- > Completely set-up at the factory

The actual flow is dependent upon electrical command signal and valve pressure drop. The flow for a given valve pressure drop can be calculated using the square root function for sharp edge orifices:

$$Q = Q_N \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_N}}$$

Q [gpm] = calculated flow

Q_N [gpm] = rated flow

Δp [psi] = actual valve pressure drop

Δp_N [psi] = rated valve pressure drop



This catalog is for users with technical knowledge. To ensure that all necessary characteristics for function and safety of the system are given, the user has

to check the suitability of the products described here. In case of doubt, please contact Moog Inc.

- Curvas de operación de la servovalvula.

62 SERIES
GENERAL TECHNICAL DATA

Operating Pressure
ports P, A and B up to 3,000 psi
port T up to 2,000 psi

Temperature Range
Fluid 0°F to 200°F
Ambient 0°F to 200°F

Seal Material
Viton, others on request

Operating Fluid
Compatible with common hydraulic fluids, other fluids on request.

Recommended viscosity 60-450 SUS @ 100°F

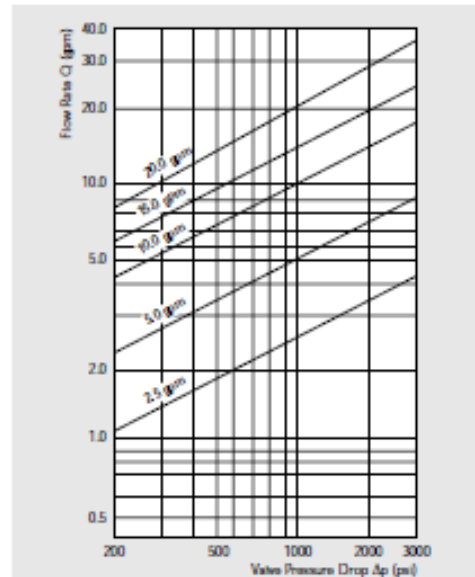
System Filtration: High pressure filter (without bypass, but with dirt alarm) mounted in the main flow and if possible, directly upstream of the valve.

Class of Cleanliness: The cleanliness of the hydraulic fluid greatly affects the performance (spool positioning, high resolution) and wear (metering edges, pressure gain, leakage) of the servovalve.

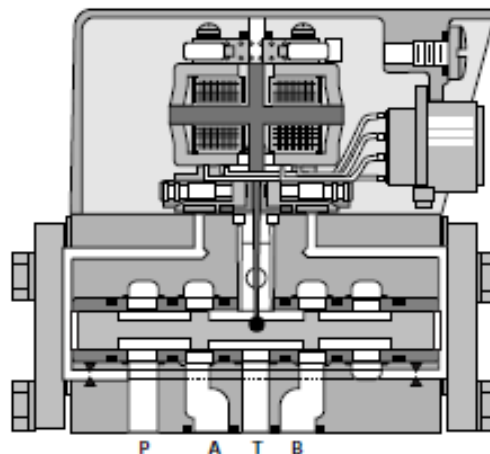
Recommended Cleanliness Class
For normal operation ISO 4406 < 14/11
For longer life ISO 4406 < 13/10

Filter Rating Recommended
For normal operation $B_{10} \geq 75$ (10 μm absolute)
For longer life $B_{10} \geq 75$ (5 μm absolute)
Any position, fixed or moveable.

Installation Operations
Vibration 30 g, 3 axes
Weight 2.7 lb. (1.2 kg)
Shipping Plate Delivered with an oil sealed shipping plate.



Valve Flow Diagram
Valve flow for maximum valve opening (100% command signal) as a function of the valve pressure drop.



62 SERIES
TECHNICAL DATA

Model ... Type

Mounting Pattern

Valve Body Version

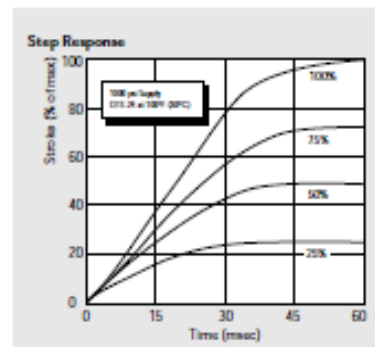
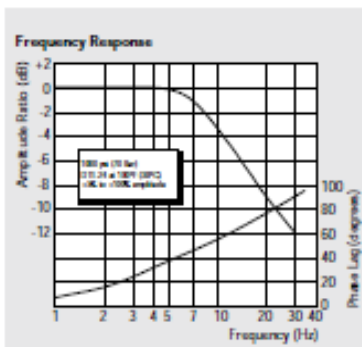
Pilot Stage

Pilot Connection

		62					
		ISO 10372 - 04 - 04 - 0 - 02					
		4-way					
		2-stage with spool bushing design					
		Nozzle/Flapper, High flow					
		Internal only					
Rated Flow	(±10%) at $\Delta p_s = 1,000$ psi	[gpm]	2.5	5.0	10.0	15.0	20.0
Response Time*		[ms]	60	60	60	60	60
Threshold*		[%]		< 1%			
Hysteresis*		[%]		< 5%			
Null Shift	at $\Delta T = 100^\circ F$	[%]		< 5%			
Null 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.



62 SERIES ELECTRICAL CONNECTIONS

Rated current and coil resistance

Two different coil designs are available for 62 Series Servovalves. See Table 1.

Coil connections

A four-pin electrical connector (that mates with an MS3106R14S-2S) is standard. All four torque motor loads are available at the connector so external connections can be made for series, parallel or differential operation.

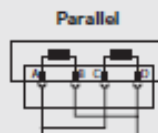
Servoamplifier

The servovalve responds to input current, therefore a servoamplifier that has high internal impedance (as obtained with current feedback) should be used. This will reduce the effects of coil inductance and will minimize changes due to coil resistance variations.

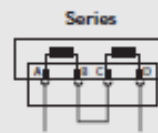
ELECTRICAL CONNECTIONS

(Example with typical 62 series coils)

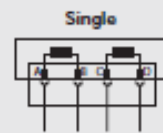
Coil Resistance [Ω] 14
 Rated Current [mA] ±100
 Electrical Power [W] .14
 Connections for Valve Opening P † B, A † T



14
 ±100
 .14
 A and C (+)
 B and D (-)



56
 ±50
 .14
 A (+), D (-)
 B and C connected



28
 ±100
 .28
 A (+), B (-)
 or C (+), D (-)

Note: Before applying electrical signals, the pilot stage has to be pressurized.

TABLE 1

Nominal Resistance Per Coil at 77°F (25°C) Ω	Recommended Rated Current-mA		Approximate Coil Inductance*-Henrys		
	Parallel, Differential or Single Coil Operation	Series Coils	Single Coils	Series Coils	Parallel Coils
28	100	50	0.2	0.8	0.2
300	30	15	2	7	2

* Measured at 50 Hz.

62 SERIES
ORDERING INFORMATION
SPARE PARTS AND ACCESSORIES

Model Number		Type Designation											
62	- - - - -	- - - - -	- - - - -										
Optional Feature Series specification K Intrinsically safe		Signals for 100% Spool Stroke Q ±15 mA Series (±30 mA parallel) R ±50 mA Series (±100 mA parallel) Y Special signal (see spec sheet)*											
Model Designation Assigned at the factory		Valve Connector A Connector C1 (A) – side (RH) B Connector C2 (B) – side (LH)											
Factory Identification (Revision Level)		Seal Material V Viton N NBR (Buna) Others on request*											
Value Version S Standard response		Pilot Connection and Pressure Pressure [psi] Supply A 250 to 3,000 Internal											
Rated Flow Q _v [gpm] at ΔP _v = 1,000 psi		Spool Position without Electrical Signal M Mid position											
<table border="1"> <tr><td>10</td><td>2.5</td></tr> <tr><td>20</td><td>5.0</td></tr> <tr><td>40</td><td>10.0</td></tr> <tr><td>60</td><td>15.0</td></tr> <tr><td>75</td><td>20.0</td></tr> </table>		10	2.5	20	5.0	40	10.0	60	15.0	75	20.0	Pilot Stage F Standard dynamics	
10	2.5												
20	5.0												
40	10.0												
60	15.0												
75	20.0												
Maximum Operating Pressure P_v and Body Material F 3,000 psi aluminum													
Main Spool Type O 4-way / axis cut / linear D 4-way / +/- 10% overlap / linear X Special*													

Preferred configurations highlighted.
All combinations may not be available.
Options may increase price and delivery.
Technical changes are reserved.

* Optional designs are available with intrinsically safe coils (FM approved), and/or special spool bushing lap configuration. Available seal materials: VITON (Std.), BUNA or EPR.

SPARE PARTS AND ACCESSORIES

O-Rings (included in delivery) for P, T, A and B	FPM 85 Shore 10 0.426 x .070	Mooeg P/N 42082-022
Mating Connector, waterproof IP 65 (not included in delivery)		49054F1452S (MS3106F145-2S)
Flushing Block		23718-1K1
Mounting Bolts (not included in delivery) 5/16 - 18 NC x 1.0 long (4 pieces)		A31324-216B
Orifice Assembly with Filter (2 required)		70714
Filter Replacement Kit		B52555RK36K1

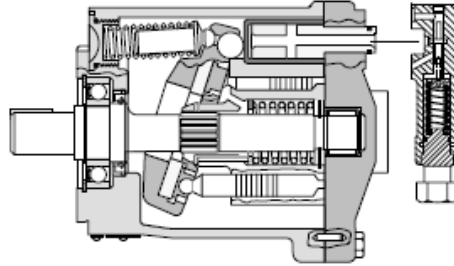
ANEXO B. BOMBA DE DESPLAZAMIENTO VARIABLE PVB-15

Basic Characteristics

Type Axial piston pumps
 Operating pressure up to 210 bar
 (3000 psi)
 Displacement 10,5 to 197,5 cm³/r
 (0,64 to 12 in³/r)
 Drive speed up to 3600 r/min

Typical Section

Variable displacement model with compensator control "C" or "CM"



General Description

Both fixed and variable displacement models make up this range of axial piston pumps. Their high performance ratings and efficiencies are achieved with a variety of hydraulic fluids. Fixed displacement models are noted for their volumetric and mechanical efficiencies. Variable displacement models can closely match pressure and/or flow demand with a control selected from:

- Pressure compensator with or without a remote control facility.
- Pressure compensator with adjustable displacement control.
- Load sensing compensator.
- Mechanical (lever) control.
- Handwheel control

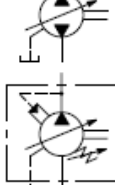
Functional Symbols

PFB
Fixed displacement models

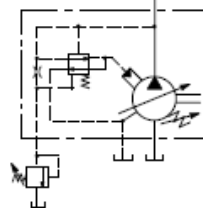


PVB
Variable displacement models

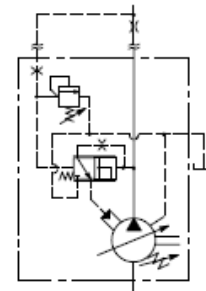
With handwheel, or lever.



With pressure compensator (C or CM) (simplified symbol)



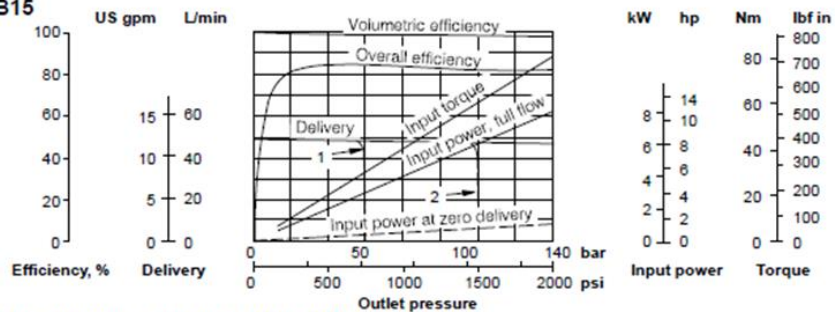
With pressure compensator arranged for remote control C(M)G (detailed symbol)



With CVP load sensing and pressure limiter

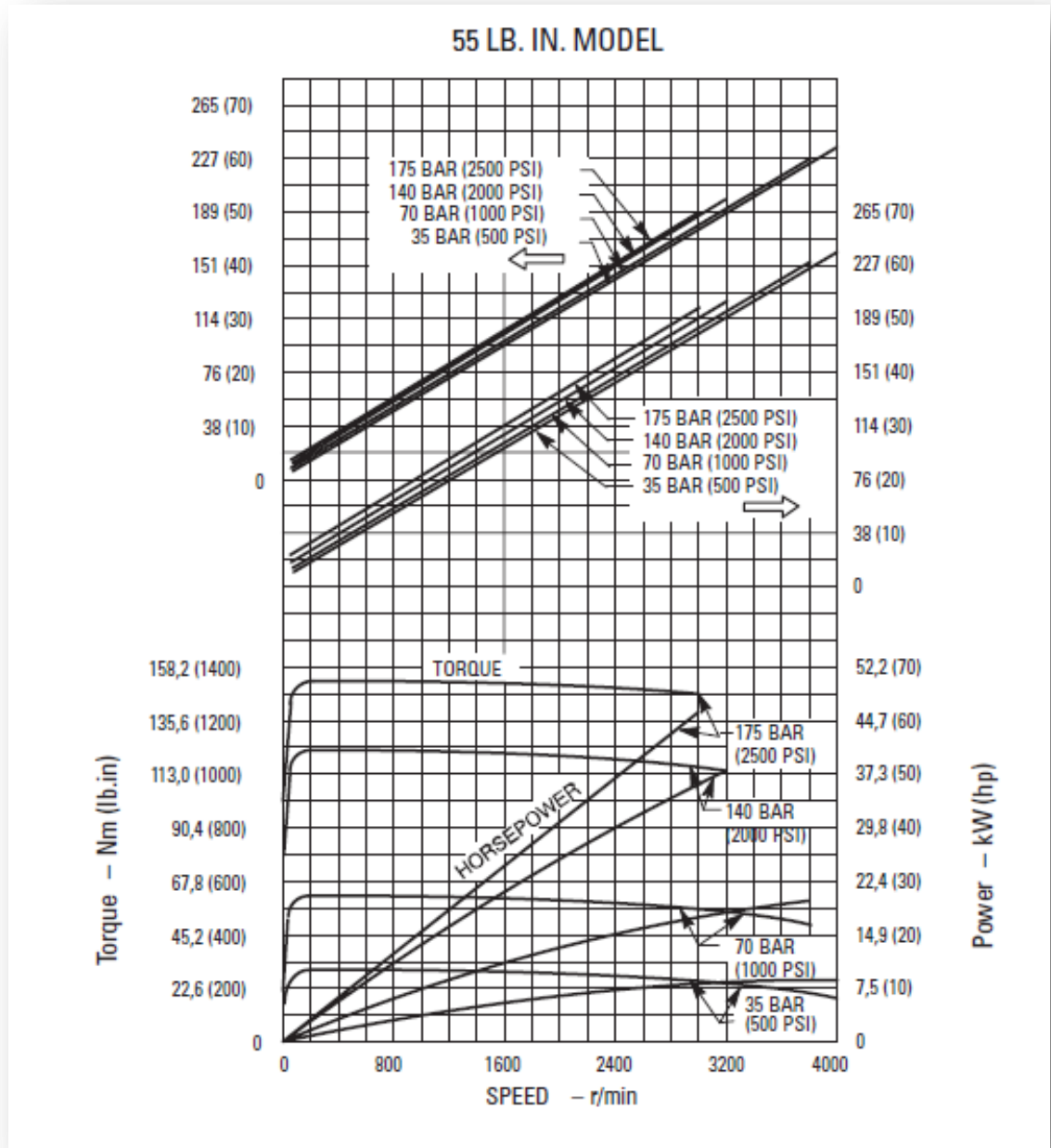
With oil at 21cSt (102 SUS) and at 49°C (120°F): Atmospheric inlet
 For data at drive speed of 1800 r/min, see pages A.11 to A.14

PVB15

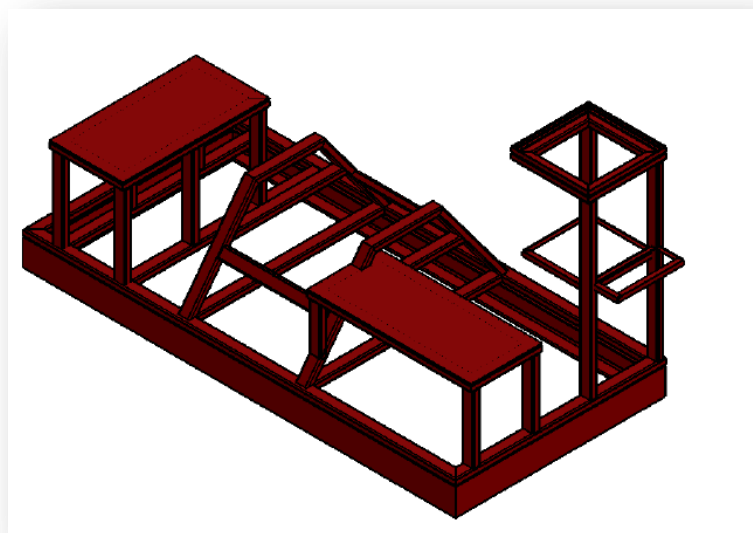
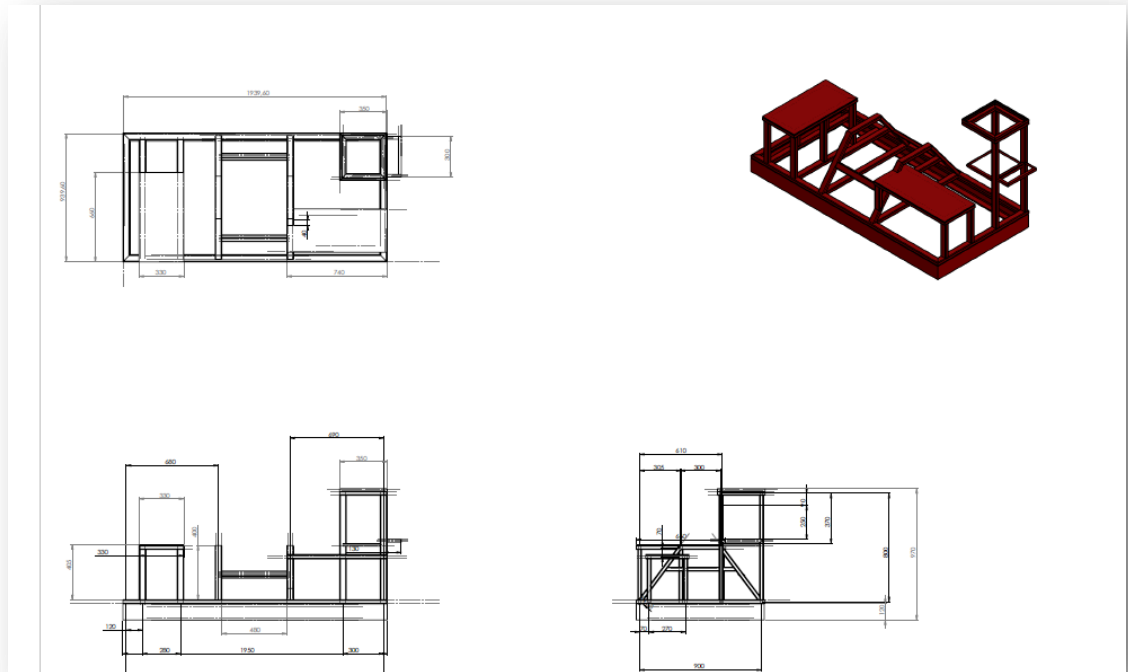


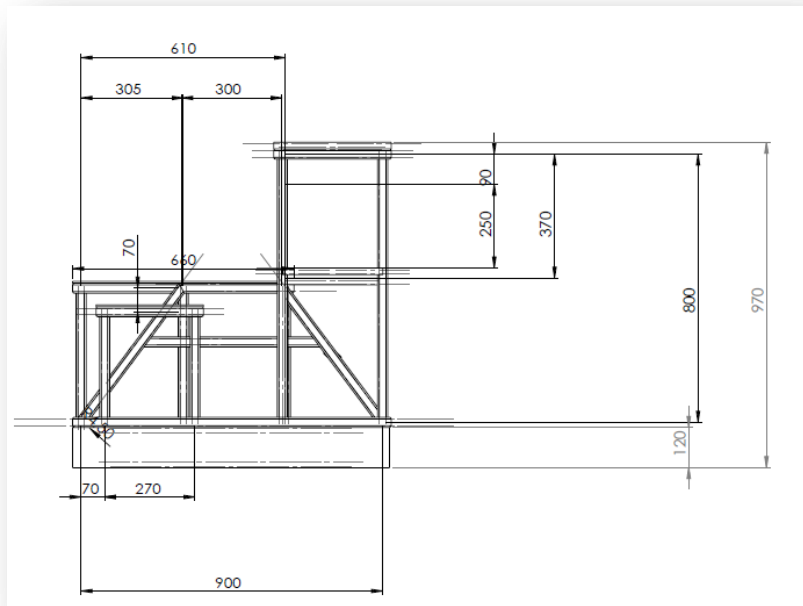
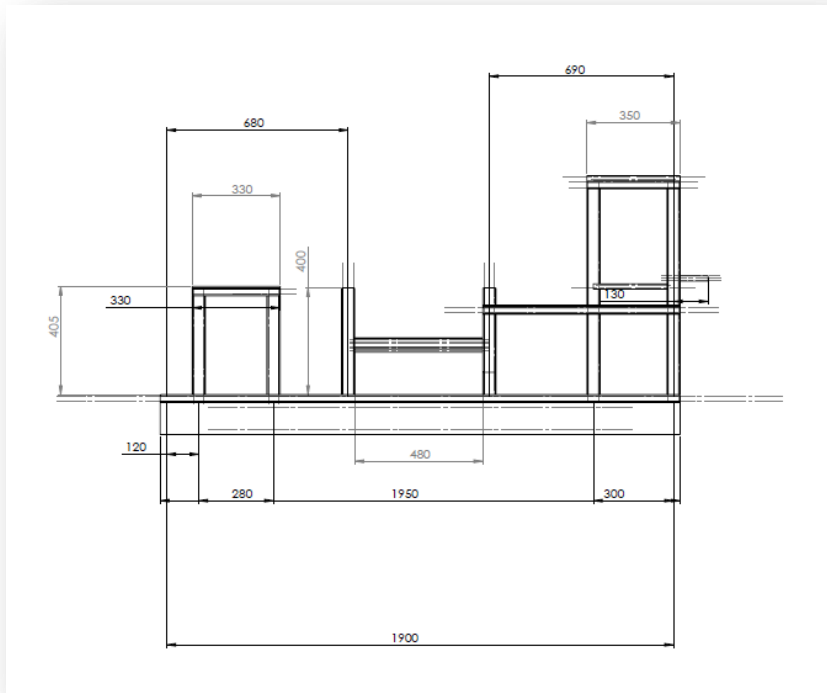
1 = Delivery with compensator setting of 50 bar (750 psi)
 2 = Delivery with compensator setting of 100 bar (1500 psi)

ANEXO C. MOTOR DE DESPLAZAMIENTO FIJO SERIE 25M



ANEXO D. PLANOS DE LA ESTRUCTURA DE LA TRANSMISION





NI USB-621x Specifications

Specifications listed below are typical at 25 °C unless otherwise noted. Refer to the *NI USB-621x User Manual* for more information about USB-621x devices.



Caution The input/output ports of this device are not protected for electromagnetic interference due to functional reasons. As a result, this device may experience reduced measurement accuracy or other temporary performance degradation when connected cables are routed in an environment with radiated or conducted radio frequency electromagnetic interference.

To ensure that this device functions within specifications in its operational electromagnetic environment and to limit radiated emissions, care should be taken in the selection, design, and installation of measurement probes and cables.

Français Deutsch 日本語 한국어 简体中文 ni.com/manuals

Analog Input

Number of channels	Input range.....	± 10 V, ± 5 V, ± 1 V, ± 0.2 V
USB-6210/6211/6212/ 6215/6216.....	8 differential or 16 single ended	Maximum working voltage for analog inputs (signal + common mode).....
USB-6218.....	16 differential or 32 single ended	± 10.4 V of AI GND
ADC resolution.....	16 bits	CMRR (DC to 60 Hz).....
DNL.....	No missing codes guaranteed	100 dB
INL.....	Refer to the <i>AI Absolute Accuracy Tables</i>	Input impedance
Sampling rate		Device on
Maximum		AI+ to AI GND.....
USB-6210/6211/6215/6218... 250 kS/s single channel, 250 kS/s multichannel (aggregate)		with 100 pF
USB-6212/6216.....		AI- to AI GND.....
400 kS/s single channel, 400 kS/s multichannel (aggregate)		with 100 pF
Minimum.....		Device off
Timing accuracy.....		AI+ to AI GND.....
Timing resolution.....		AI- to AI GND.....
Input coupling.....		1200 Ω
		1200 Ω
		Input bias current.....
		± 100 pA
		Crosstalk (at 100 kHz)
		Adjacent channels.....
		-75 dB
		Non-adjacent channels.....
		-90 dB
		Small signal bandwidth (-3 dB)
		USB-6210/6211/6215/6218.....
		450 kHz
		USB-6212/6216.....
		1.5 MHz



Digital I/O/PFI

Static Characteristics

Number of channels

Digital input

USB-6210/6211/6215	4 (PFI <0..3>/P0.<0..3>)
USB-6218	8 (PFI <0..3>/P0.<0..3>, PFI <8..11>/P0.<4..7>)

Digital output

USB-6210/6211/6215	4 (PFI <4..7>/P1.<0..3>)
USB-6218	8 (PFI <4..7>/P1.<0..3>, PFI <12..15>/P1.<4..7>)

Digital input or output

USB-6212/6216	
Screw Terminal	32 total, 16 (P0.<0..15>), 16 (PFI <0..7>/P1.<0..7>, PFI <8..15>/P2.<0..7>)
USB-6212/6216	
Mass Termination/BNC	24 total, 8 (P0.<0..7>), 16 (PFI <0..7>/P1.<0..7>, PFI <8..15>/P2.<0..7>)

Ground reference D GND

Pull-down resistor

USB-6210/6211/6215/6218	47 kΩ ±1%
USB-6212/6216	50 kΩ typical, 20 kΩ minimum

Input voltage protection¹ ±20 V on up to 8 pins

PFI Functionality

USB-6210/6211/6215/6218

PFI <0..3>, PFI <8..11>/Port 0

Functionality	Static digital input, timing input
Debounce filter settings	125 ns, 6.425 μs, 2.56 ms, disable; high and low transitions; selectable per input

PFI <4..7>, PFI <12..15>/Port 1

Functionality	Static digital output, timing output
Timing output sources	Many AI, AO, counter timing signals

USB-6212/6216 PFI <0..15>

Functionality	Static digital input, static digital output, timing input, timing output
---------------	--

Timing output sources	Many AI, AO, counter timing signals
Debounce filter settings	125 ns, 6.425 μs, 2.56 ms, disable; high and low transitions; selectable per input

Maximum Operation Conditions

Level	Min	Max
I _{OL} output low current	—	16 mA
I _{OHI} output high current	—	-16 mA

Digital Input Characteristics (USB-6210/6211/6215/6218)

Level	Min	Max
V _{IL} input low voltage	0 V	0.8 V
V _{IH} input high voltage	2 V	5.25 V
I _{IL} input low current (V _{IS} = 0 V)	—	-10 μA
I _{IH} input high current (V _{IS} = 5 V)	—	120 μA

Digital Input Characteristics (USB-6212/6216)

Level	Min	Max
V _{IL} input low voltage	0 V	0.8 V
V _{IH} input high voltage	2.2 V	5.25 V
I _{IL} input low current (V _{IS} = 0 V)	—	-10 μA
I _{IH} input high current (V _{IS} = 5 V)	—	250 μA
Positive-going threshold (VT+)	—	2.2 V
Negative-going threshold (VT-)	0.8 V	—
Delta VT hysteresis (VT+ - VT-)	0.2 V	—

Digital Output Characteristics (USB-6210/6211/6215/6218)

Parameter	Voltage Level	Current Level
V _{OL}	0.6 V	6 mA
V _{OHI}	2.7 V	-16 mA
	3.8 V	-6 mA

¹ Stresses beyond those listed under *Input voltage protection* may cause permanent damage to the device.

External Digital Triggers

Source	
USB-6210/6211/6215/6218	PFI <0..3>, PFI <8..11>
USB-6212/6216	PFI <0..15>
Polarity	Software-selectable for most signals
Analog input function	Start Trigger, Reference Trigger, Pause Trigger, Sample Clock, Convert Clock, Sample Clock Timebase
Analog output function	Start Trigger, Pause Trigger, Sample Clock, Sample Clock Timebase
Counter/timer functions	Gate, Source, HW_Arm, Aux, A, B, Z, Up_Down

Bus Interface

USB	USB 2.0 Hi-Speed or Full-Speed ¹
USB Signal Stream (USB)	4, can be used for analog input, analog output, counter/timer 0, counter/timer 1

Power Limits

+5 V terminal as output ²	
Voltage	4.6 to 5.2 V
Current (internally limited)	50 mA max, shared with digital outputs
+5 V terminal as input ²	
Voltage	4.75 to 5.35 V
Current	350 mA max, self-resetting fuse



Caution Do not exceed 16 mA per DIO pin.

Protection	±10 V
------------	-------

Power Requirements

Input voltage on USB-621x	
USB port	4.5 to 5.25 V in configured state
Maximum inrush current	500 mA
No load typical current	320 mA at 4.5 V
Maximum load	
Typical current	400 mA at 4.5 V
Suspend current	260 µA, typical

Physical Characteristics

Enclosure dimensions (includes connectors)	
USB-621x Screw Terminal	16.9 × 9.4 × 3.1 cm (6.65 × 3.70 × 1.20 in.)
USB-621x Mass Termination	19.3 × 9.4 × 3.1 cm (7.61 × 3.68 × 1.20 in.)
USB-621x BNC	23.5 × 11.2 × 6.4 cm (9.25 × 4.40 × 2.50 in.)

Weight

USB-621x Screw Terminal	206 g (7.2 oz)
USB-6212 Mass Termination	227 g (8.0 oz)
USB-6216 Mass Termination	231 g (8.1 oz)
USB-6212/6216/6218 BNC	950 g (33.5 oz)
USB-6210 OEM	73 g (2.5 oz)
USB-6212/6216/6218 OEM	76 g (2.6 oz)

I/O connectors

USB-6210/6211/6215	Two 16-position combicon
USB-6212/6216/6218	
Screw Terminal	Four 16-position combicon
USB-6212/6216	
Mass Termination	One 68-pin SCSI
USB-6212/6216/6218 BNC	19 BNCs and 26 screw terminals
USB connector	Series B receptacle
Screw terminal wiring	16 to 28 AWG
Torque for screw terminals	0.22–0.25 N · m (2.0–2.2 lb · in.)

¹ If you are using a USB M Series device in Full-Speed mode, device performance will be lower and you will not be able to achieve maximum sampling/update rates.

² USB-621x Screw Terminal/BNC devices have a self-resetting fuse that opens when current exceeds this specification. USB-621x Mass Termination devices have a user-replaceable socketed fuse that opens when current exceeds this specification. Refer to the *NI USB-621x User Manual* for information about fuse replacement.

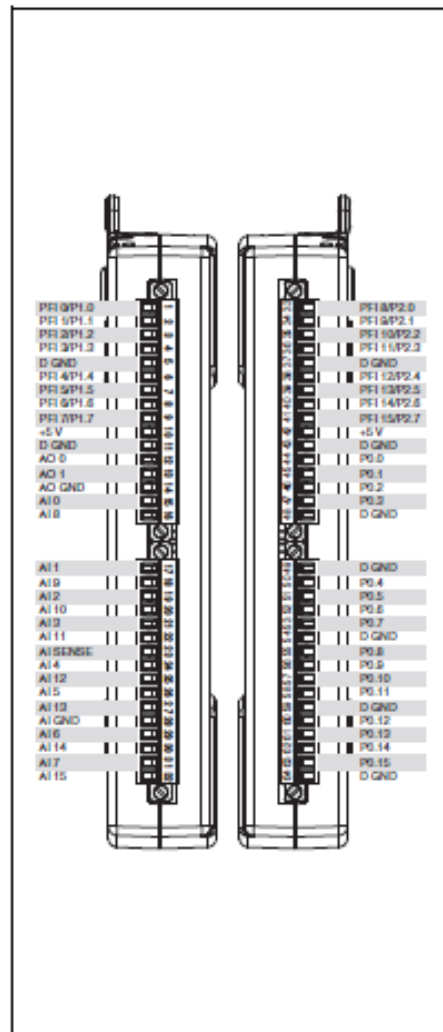


Figure 4. USB-6212/6216 Screw Terminal Pinout

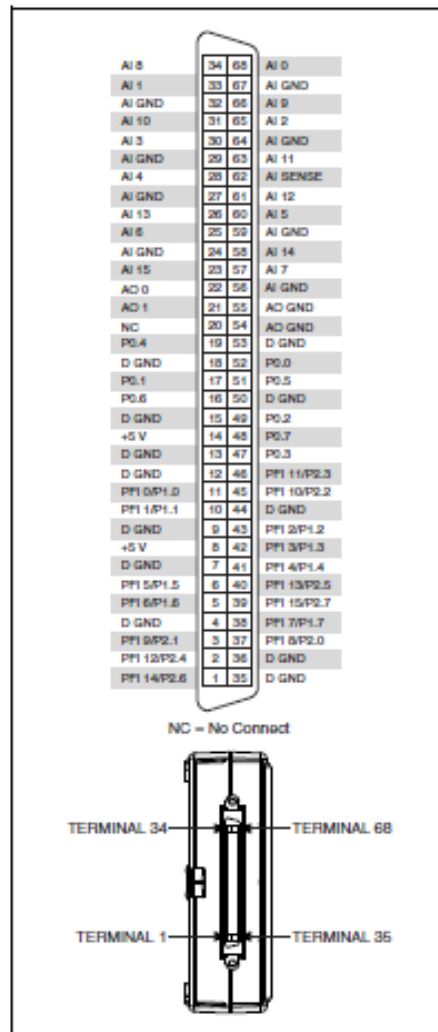


Figure 5. USB-6212/6216 Mass Termination Pinout

ANEXO F. TRANSDUCTOR DE POSICION

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.



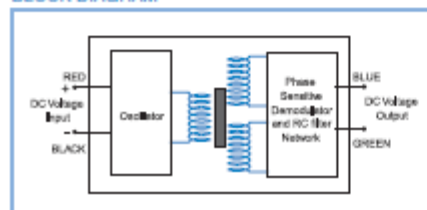
KEY FEATURES

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

SPECIFICATIONS - ELECTRICAL

MODEL NUMBER	0240-00000	0241-00000	0242-00000	0243-00000	0244-00000	0245-00000	0246-00000	0246-00005	
WORKING RANGE, inches (mm)	0.050 (1.27)	1.00 (2.54)	2.50 (6.35)	5.00 (12.7)	1.00 (25.4)	2.00 (50.8)	3.00 (76.2)	3.00 (76.2)	
MAX. USABLE RANGE, inches (mm)	0.075 (1.90)	1.50 (3.75)	3.75 (9.53)	7.50 (19.1)	1.50 (38.1)	2.75 (69.9)	3.25 (82.5)	4.00 (101)	
INPUT, VDC	6.0 Min. to 30 Max.							9.0 Min. to 30 Max.	
NOMINAL F.S. OUTPUT, \pm VDC with unloaded 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	7.0	13.0	9.7	17.0	24.8	20.7	17.7	20.5	
INPUT CURRENT	0.3 mA @ 6 Volt Input to 52 mA @ 30 Volt Input								
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	3200	1500	1400	1400	
% RIPPLE, RMS (nominal)	0.7	0.7	0.8	0.8	0.8	1	1	1	
OUTPUT IMPEDANCE, Ohms	2500	2600	5200	5300	5600	5500	5600	5600	
FREQ. RESPONSE (3 dB down), Hz	300	140	115	110	100	110	75	75	
TEMPERATURE RANGE	-62°F to +250°F (-54°C to +121°C)								
RESOLUTION	Infinite								

BLOCK DIAGRAM

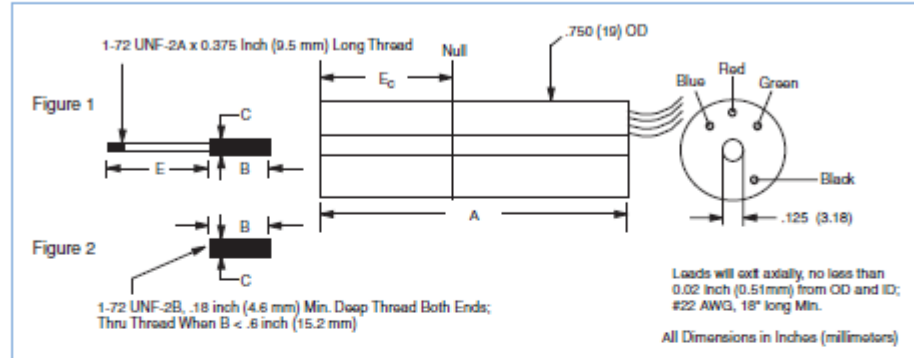


Notes:

1. Polarity of excitation must be observed for proper function. Reversal will not damage the unit.
2. Load Impedance of 50 KOhms minimum required for proper operation.
3. Output polarity will be positive on one side of null, negative on the other side of null. Transducers are calibrated at 24 VDC.
4. Blue lead is more positive with respect to the Green lead when the core is moved toward the load end.

SERIES 240
General Purpose
DC LVDTs

DIMENSIONAL DIAGRAM



SPECIFICATIONS - MECHANICAL

MODEL*	LINEAR RANGE	BODY LENGTH, A	ELECTRICAL CENTER, E _c	BODY MASS	CORE LENGTH, B	EXTENSION LENGTH, E
	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)	26	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 (44.3)	1.9 (48.3)
0243-0000	0.50 (12.7)	3.71 (94.2)	1.69 (42.9)	80	1.87 (47.3)	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)	6.21 (158)	3.04 (77.2)	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)
0246-0000E	4.00 (101.6)	10.52 (267)	5.09 (129)	220	2.00 (50.8)	9.1 (231)

* Model numbers ending with a "_" have multiple core options. All standard units will end with a "0" indicating a core assembly. This core assembly consists of a core brazed to an extension rod that terminates in 1-72 UNF-2A threads. If an option is not selected, option 0 will be provided.

The core is constructed from a soft, high permeability iron-nickel alloy. Nonmagnetic stainless steel is used as extension rod material. Core assemblies are sized for use over the maximum working range of the LVDT. The difference between option 0 and 1 is the core outer diameter. Smaller O.D. cores should be considered for applications with some radial movement to prevent contacting the inner diameter of the coils. The smaller core diameter will decrease sensitivity slightly (<5%).

Options 2 and 3 are cores only, tapped at both ends with 1-72 UNF-2B threads, as shown in Figure 2 of the Dimensional Drawing. These should be used in applications when a separate extension rod is desirable. The difference between option 2 and 3 is the outer diameter.

CORE OPTIONS

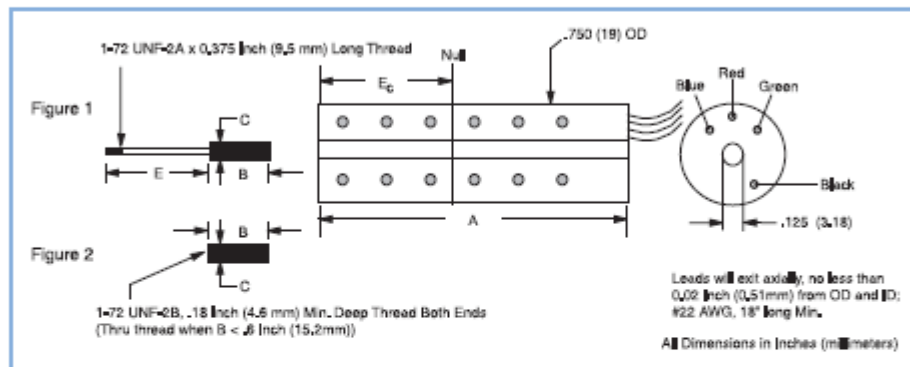
MODEL	Core Assembly Ref Fig. 1		Threaded Core Ref Fig. 2	
	OPTION 2	OPTION 3	OPTION 2	OPTION 3
	C = 0.125" (3.18mm)	C = 0.089" (2.27mm)	C = 0.125" (3.18mm)	C = 0.089" (2.27mm)
0240-0000	C04-0000	C04-0001	C06-0002	C06-0003
0241-0000	C04-0004	C04-0005	C06-0009	C06-0010
0242-0000	C04-0010	C04-0006	C06-0004	C06-0001
0243-0000	C04-0011	C04-0007	C06-0005	C06-0002
0244-0000	C04-0012	C04-0008	C06-0008	C06-0002
0245-0000	C04-0013	C04-0009	C06-0003	C06-0003
0246-0000	C04-0014	C04-0015	C06-0003	C06-0003
0246-0000E	C04-0007	N/A	N/A	N/A

Series 240 Modified Versions

SERIES 240 MODIFIED FOR USE IN HIGH PRESSURE ENVIRONMENTS

The high pressure version of the Series 240 is suitable for operation in nonconductive and noncorrosive fluids or gases at pressures up to 5,000 P.S.I. The vented housing eliminates pressure differentials between the environment and the transducer's interior, allowing rapid and extreme pressure changes without damage or degradation in performance.

DIMENSIONAL DIAGRAM



MODEL*	STROKE ± Inches (mm)
0240-0008	0.050 (1.27)
0241-0007	0.100 (2.54)
0242-0006	0.25 (6.35)
0243-0009	0.50 (12.7)
0244-0014	1.00 (25.4)
0245-0007	2.00 (50.8)
0246-0008	3.00 (76.2)

Note: All electrical and physical specifications are the same as the standard Series 240 LVDTs.

* Model numbers ending with a "-" have multiple core options. All standard units will end with a 0 indicating a core assembly. This core assembly consists of a core brazed to an extension rod that terminates in 1-72 UNF-2A threads. If an option is not selected, option 0 will be provided.

ANEXO G. ENCODER INCREMENTAL

Incremental ϕ 50mm Shaft Type

Diameter ϕ 50mm Shaft type Incremental Rotary encoder

Features

- Suitable for measuring Angle, Position, Revolution, Speed, Acceleration and 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)

ES05	8	5000	3	2	24	
Series	Shaft diameter	Pulse/1 Revolution	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, X, B, Z 6, A, X, B, Z, Z	T: Totem pole output N: NPN open collector output V: Voltage output L: Line driver output(*)	5 : 5VDC +5% 24: 12~24VDC +5%	No mark: Normal type C: Cable outgoing connector type(*) CR: Rear side outgoing connector integrated type CS: Side outgoing connector integrated type

*Standard: ES05B - PUL3C - 3-N-24 *Standard: A, B, Z *The power of Line driver is only for 5VDC *Cable length: 250mm

Specifications

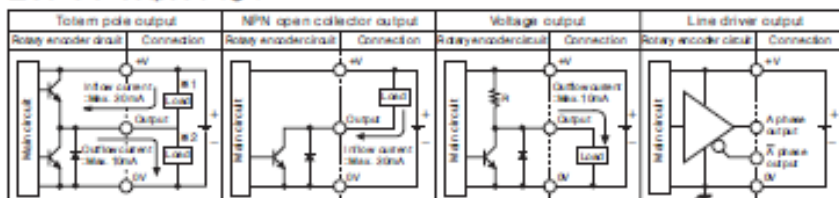
Item	Diameter ϕ 50mm shaft type of Incremental rotary encoder	
Resolution (P/R)	4, 1, 2, 4, 10, 12, 15, 20, 25, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 75, 100, 120, 125, 150, 180, 200, (Note1) 240, 250, 256, 300, 360, 400, 500, 512, 600, 800, 1000, 1024, 1200, 1500, 1800, 2000, 2048, 2500, 3000, 3600, 5000, 6000, 8000 (Not indicated type is available to customize)	
Output phase	A, B, Z phase (Line driver : A, X, B, Z, Z phase)	
Phase difference of output	Output between A and B : $\frac{T}{4} \pm \frac{T}{8}$ (T=1 cycle 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. 30mA, 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
Max. Response frequency	300kHz	
Power supply	* 5VDC \pm 5% (Ripple P-P: Max. 5%) * 12~24VDC \pm 5% (Ripple P-P: Max. 5%)	
Current consumption	Max. 80mA (disconnection of the load), Line driver output: Max. 50mA (disconnection of the load)	
Insulation resistance	Min. 100M Ω (\geq 50VDC meg a between all terminals and case)	
Dielectric strength	750VAC 50/60Hz for 1 minute (Between all terminals and case)	
Connection	Cable outgoing type, 200mm cable outgoing connector type, Connector integrated type (Rear, Side)	
Mechanical specification	Starting torque	(Note2) Max. 70gf \cdot cm (0.07N \cdot m)
	Rotor inertia	Max. 80g \cdot cm ² (8×10^{-6} kg \cdot m ²)
	Shaft loading	Radial : Max. 10kgf, Thrust : Max. 2.5kgf
	Max. allowable revolution	(Note3) 5000rpm
Vibration	1.5mm amplitude at frequency of 10 ~ 55Hz in each of X, Y, Z directions for 2 hours	
Shock	Max. 7.5G	
Ambient temperature	-10 ~ 70°C (at non-feeding status), Storage: -25 ~ 85°C	
Ambient humidity	35~85%RH, Storage: 35~90%RH	
Protection	IP50, Customizable as IP64, Connector integrated type: IP65 (IEC standard)	
Cable	ϕ 5mm, 5P, Length : 2m, Shield cable: Line driver output : ϕ 5mm, 6P)	
Accessory	ϕ 8mm coupling bracket	
Unit weight	A: approx. 275g, Connector integrated type: 180g	
Approval	CE (Except for Line driver output)	

■ (Note 1) * pulse is only for A, B phase. Line Driver output is for A, A, B, Z phase. It can be produced under 1000P/R for connector integrated type.
 ■ (Note 2) Lower torque than the rated value, it can be customizable.
 ■ (Note 3) Max. allowable resolution \times Max. response revolution [Max. response resolution (rpm)] = $\frac{\text{Max. response frequency} \times 60 \text{ sec}}{\text{Resolution}}$

(A) Counter
 (B) Timer
 (C) Temp. controller
 (D) Power controller
 (E) Pulse meter
 (F) Tachio/Speed/Pulse meter
 (G) Display unit
 (H) Sensor controller
 (I) Switching power supply
 (J) Proximity sensor
 (K) Photo electric sensor
 (L) Pressure sensor
 (M) Rotary encoder
 (N) Stepping motor & Drive & Controller
 (O) Graphic panel
 (P) Photoelectric sensor

E50S Series

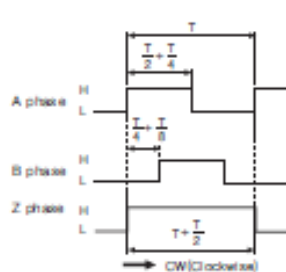
Control output diagram



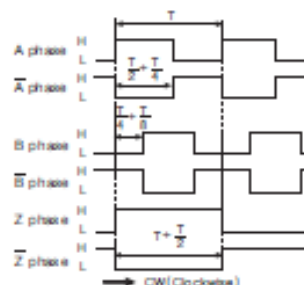
- Totem pole output type can be used for NPN open collector output type (※1) or Voltage output type (※2).
- All output circuits of A, B, Z phase is same. (Line driver output is for A, \bar{A} , B, \bar{B} , Z, \bar{Z})

Output waveform

- Totem pole output / NPN open collector output / Voltage output
- Line driver output



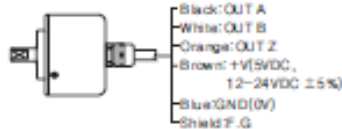
※CW : As viewed from the shaft



Connections

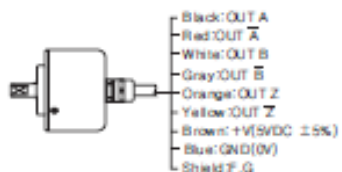
Normal type

- Totem pole output / NPN open collector output / Voltage output



※U sized wire must be installed.
※The metal and shield cable of encoder should be grounded (F.G.)

- Line driver output



Cable outgoing connector/ Connector integrated type

- Totem pole output
- Line driver output
- NPN open collector output
- Voltage output



Totem pole output NPN open collector output Voltage output			Line driver output		
Pin No.	Function	Cable color	Pin No.	Function	Cable color
①	OUT A	Black	①	OUT A	Black
②	OUT B	White	②	OUT A-bar	Red
③	OUT Z	Orange	③	+V	Brown
④	+V	Brown	④	GND	Blue
⑤	GND	Blue	⑤	OUT B	White
⑥	F.G. Shield	Shield	⑥	OUT B-bar	Gray
			⑦	OUT Z	Orange
			⑧	OUT Z-bar	Yellow
			⑨	F.G. Shield	Shield

※F.G.(Field Ground) should be grounded separately.

ANEXO H. PROGRAMACIÓN PID Y MODERNO

- **Código realizado para el lazo cerrado del control PID**

%%% se definen las variables con tipo flotante

```
float PID,Prop,Inte,Derv;
```

```
float Vel;
```

```
if (true==1)
```

```
{
```

```
Area = Area+error*Dt; %%% cálculo de la integral del error en el tiempo
```

```
Vel=(error-error_ant)/Dt; %%% cálculo de la derivada del error en el tiempo
```

```
Prop = error*Kp; %%% acción proporcional
```

```
Inte = Area*Ki; %%% acción integral
```

```
Derv = Vel*Kd; %%% acción derivativa
```

```
PID = Prop + Inte + Derv; %%% acción del control PID
```

```
%%% limitación de la señal, de acuerdo al máximo y mínimo del actuador
```

```
if (PID>maximo)
```

```
{
```

```
    PID=maximo;
```

```
}
```

```
else
```

```
{
```

```
    if (PID<minimo)
```

```
    {
```

```
        PID=minimo;
```

```
    }
```

```
else
```

```

    {
        PID=PID;
    }
}
}
else
{
error =0;
Area =0;
Vel=0;

Prop = 0;
Inte = 0;
Derv =0;

PID = 0;
}

```

- **Código realizado para el lazo cerrado del control por espacios de estados**

```

if true==1 %%% true esvariable que define si el control debe ser
ejecutado
error=setpoint-vel;%%define la variable error
Area=Area+error*dt;%%& cálculo de la integral del error
inte=Area*ki;%% acción integral
vel_lvdt=(LVDT-LVDT_ant)/dt;%%variación de la posición en el tiempo
ace=(vel-vel_ant)/dt;%%variación de la velocidad del volante en el
tiempo
%% limitación las derivadas cuando el sistema se estabilice
ace2=abs(ace);
vel_lvdt2=abs(vel_lvdt);
if ace2<7
ace=0;
else
ace=ace;
end
if (vel_lvdt2<0.05)&&(vel_lvdt2>0)
vel_lvdt=0;
else
vel_lvdt=vel_lvdt;
end
%% variables de estados con sus respectivas
%% ganancias

```

```

sum_vel=gain_vel*vel;
sum_ace=gain_ace*ace;
sum_lvdt=gain_lvdt*LVDT;
sum_vel_lvdt=gain_vel_lvdt*vel_lvdt;

%%%%retroalimentación de las variables de estados el 81.6 es una
constante
%%%%para poner la salida hacia la tarjeta DAQ en el orden del
actuador
output_DAQ=(setpoint-sum_vel-sum_ace-sum_lvdt-sum_vel_lvdt+inte)/81,6;
out=output_DAQ;
%%% se condiciona el máximo y mínimo de la salida
if (output_DAQ>=maximo)

output_DAQ=maximo;

else

if (output_DAQ<=minimo)

output_DAQ=minimo;

else

output_DAQ=output_DAQ;
end
end
else
%%%% cuando el control no se ejecuta se reinicializa todas las
variables
error=0;
Area=0;
inte=0;
vel_lvdt=0;
ace=0;

sum_vel=0;
sum_ace=0;
sum_lvdt=0;
sum_vel_lvdt=0;

output_DAQ=0;
out=0;
end

```

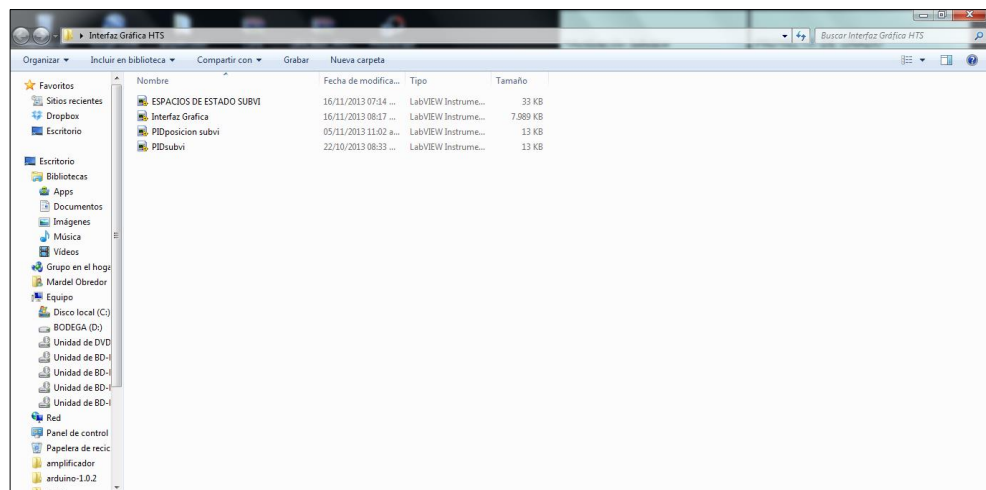
ANEXO I. MANUAL DEL USUARIO

Con el fin de la correcta manipulación del banco HTS se desarrolló el siguiente Manual de operaciones para el usuario.

Para poder dar inicio a la práctica, se debe seguir exactamente el siguiente protocolo de encendido del Banco:

- **Encender el banco y el computador del banco HTS**
- **Abrir la carpeta que contiene los archivos desarrollados en labview llamada Interfaz HTS y se encuentra en el escritorio del PC.**

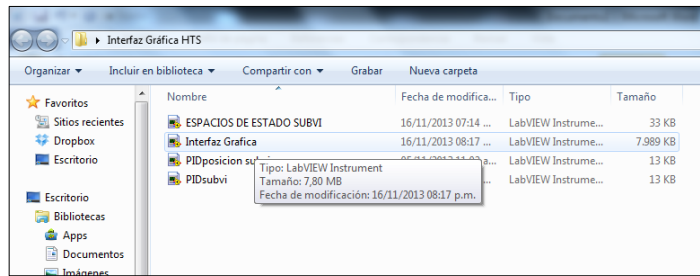
Figura 94. Ventana correspondiente a la carpeta Interfaz HTS



Fuente: Autores

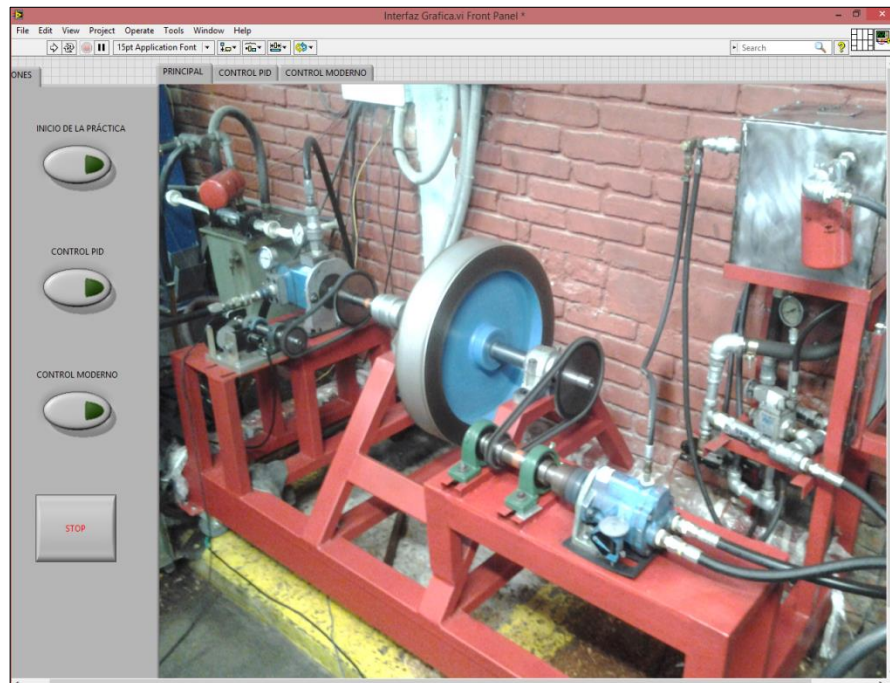
- **Abrir el archivo llamado Interfaz Grafica.vi**

Figura 95. Archivo de Labview que debe ser abierto



Fuente: Autores

Figura 96. Ventana principal Interfaz Grafica.vi



Fuente: Autores

➤ **Encender fuente de alimentación**

Figura 97. Panel de encendido análogo de la HTS



Fuente: Autores

Figura 98. Fuente de alimentación



Fuente: Autores

➤ **Encender el motor eléctrico de la bomba del circuito hidráulico del actuador (servoválvula+cilindro). Ver figura 4 y 6**

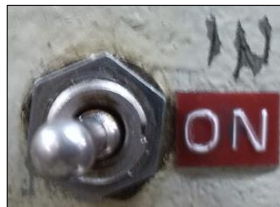
Figura 99. Botón de encendido bomba circuito hidráulico del actuador



Fuente: Autores

- **Encender el motor eléctrico de la bomba del circuito de precarga.
Ver figura 4 y 7**

Figura 100. Interruptor de encendido y apagado de la bomba de precarga



Fuente: Autores

- **Encender el motor eléctrico de la bomba centrífuga correspondiente a la torre de enfriamiento.**

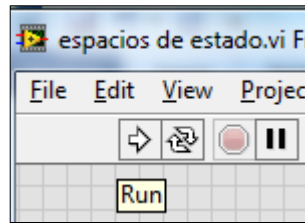
Figura 101. Interruptor de encendido y apagado de la bomba centrífuga de la torre de enfriamiento



Fuente: Autores

- **Dar click en el botón run característico de Labiew que se encuentra en la parte superior izquierda de la ventana interfaz gráfica, el cual tiene una forma de fecha**

Figura 102. Botón run de Labview



Fuente: Autores

Al dar click en el automáticamente la placa de la bomba buscará el punto cero o cercano a él de la bomba variable, esto se hace con el fin de proteger el motor eléctrico de dicha bomba.

➤ **Encender el Motor eléctrico de la bomba de caudal variable**

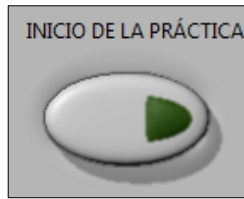
Figura 103. Botones de encendido (verde) y apagado (rojo) de la bomba principal de caudal variable



Fuente: Autores

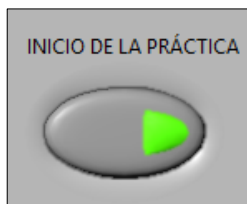
➤ **Dar click en el botón de “Inicio de la práctica” de la interfaz gráfica realizada**

Figura 104. Botón INICIO DE LA PRÁCTICA sin obturar



Fuente: Autores

Figura 105. Botón INICIO DE LA PRÁCTICA obturado



Fuente: Autores

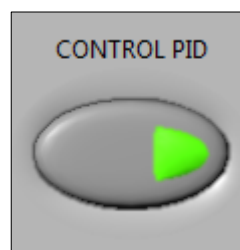
El protocolo anterior debe ser realizado para los dos controles programados

Para el Control PID

Si se desea la trabajar bajo la metodología del control PID adicionalmente al protocolo encendido, se debe hacer el siguiente procedimiento:

- Obturar el botón "Control PID"

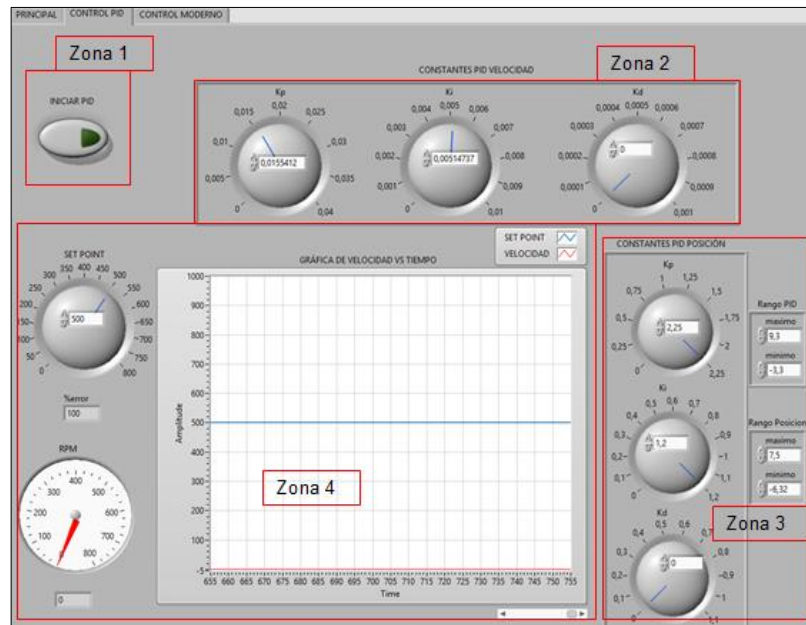
Figura 106. Botón "Control PID"



Fuente: Autores

Al dar click sobre él, inmediatamente oculta la imagen de la ventana principal y muestra la interfaz correspondiente al control PID

Figura 107. Interfaz gráfica correspondiente al control PID

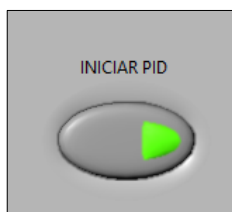


Fuente: Autores

Se observan 4 zonas de marcadas en rojo, las cuales se explicarán a continuación.

Zona 1: Al dar click al botón “Iniciar PID” el programa trabaja en esta metodología de control.

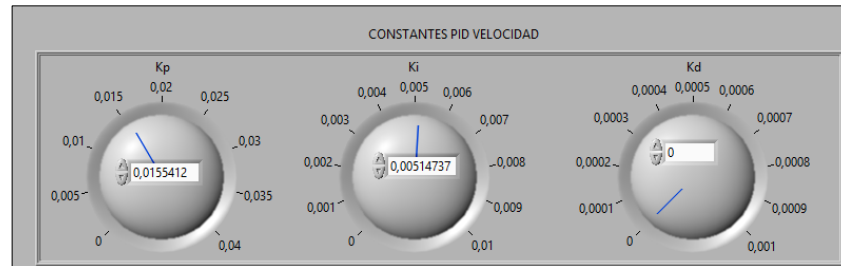
Figura 108. Botón Iniciar PID



Fuente: Autores

Zona 2: Es la zona correspondiente a las constantes del control PID de velocidad de la transmisión.

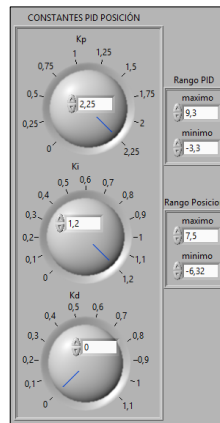
Figura 109. Zona correspondiente a las constantes del PID de velocidad



Fuente: Autores

Zona 3: Es la zona correspondiente a las constantes del control PID de posición y los rangos de operación de este y del PID de velocidad.

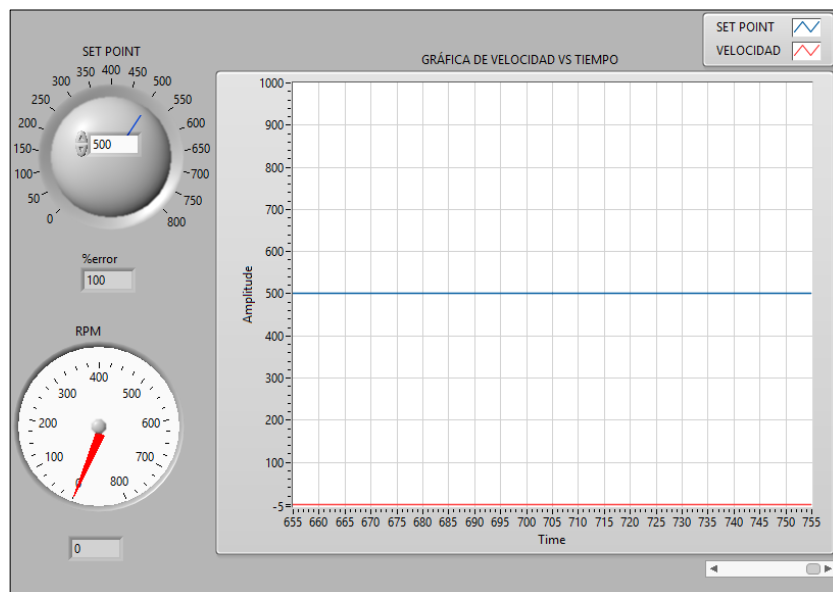
Figura 110. Zona correspondiente a las constantes del control de posición y a los rangos de operación de los controles



Fuente: Autores

Zona 4: Es la zona correspondiente setpoint, indicador de velocidad, %error del sistema y las gráfica en la cual se puede apreciar la velocidad instantánea (rojo) y setpoint (azul).

Figura 111. Zona correspondiente al setpoint, indicador de velocidad y gráfica de estos en el tiempo



Fuente: Autores

Para el Control moderno

Si se desea trabajar bajo la metodología del control moderno (por espacios de estados), adicionalmente al protocolo de encendido del banco se debe realizar el siguiente procedimiento

- Obturar el botón “Control Moderno”

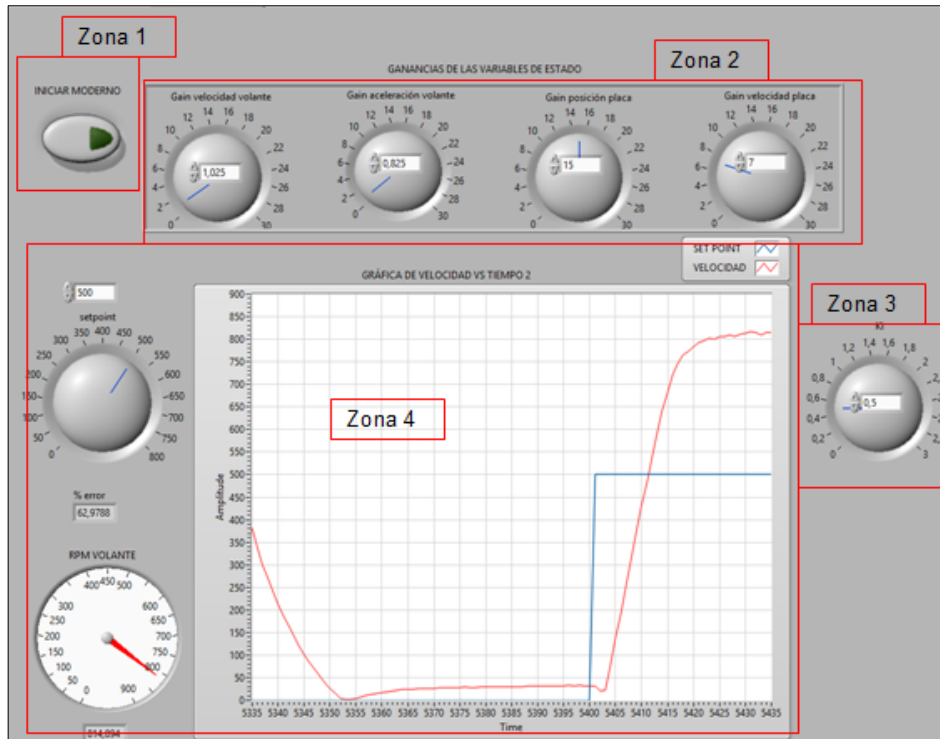
Figura 112. Botón “Control Moderno”



Fuente: Autores

Al dar click sobre él, inmediatamente oculta la ventana anterior y muestra la interfaz correspondiente al control moderno

Figura 113. Interfaz gráfica correspondiente al control moderno



Fuente: Autores

Zona 1: Al dar click al botón “Iniciar Moderno” el programa trabaja en esta metodología de control.

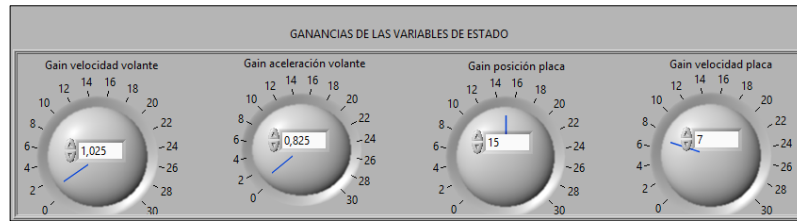
Figura 114. Botón Iniciar Moderno



Fuente: Autores

Zona 2: Es la zona correspondiente a las ganancias de cada una de las variables de estado.

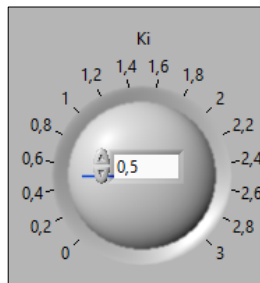
Figura 115. Zona correspondiente a las ganancias de las variables de estado



Fuente: Autores

Zona 3: Es la zona correspondiente a la ganancia integral del control

Figura 116. Zona que contiene la ganancia integral del sistema

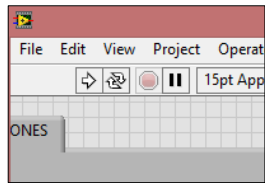


Fuente: Autores

Para poder apagar el banco se debe seguir exactamente el siguiente protocolo de apagado del banco:

- Se debe dar click y desactivar la metodología de control utilizada en el momento volviendo así a la ventana principal, luego se debe dar click en el botón correspondiente al "inicio de la práctica" al hacer esto el banco la bomba de caudal variable busca el punto de placa cero.
- Se debe dar click en el botón de stop de labview y cerrar el programa

Figura 117. Estado de los botones de labview luego de obturar el botón stop



Fuente: Autores

➤ **Apagar el motor de la bomba principal de caudal variable**

Figura 118. Botones de encendido (verde) y apagado(rojo) de la bomba principal de caudal variable



Fuente: Autores

➤ **Apagar el motor de la bomba de precarga**

Figura 119. Interruptor de encendido y apagado de la bomba de precarga



Fuente: Autores

➤ **Apagar el motor de la bomba del circuito del actuador**

Figura 120. Botón de apagado de la bomba del circuito del actuador



Fuente: Autores