

DISEÑO DE UN CONTROL PROPORCIONAL IMPLEMENTADO EN EL  
SISTEMA DELTA V PARA EL MODULO DE TURBINAS FRANCIS - KAPLAN  
DE LA PLANTA PILOTO EN LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE  
BUCARAMANGA

EMANUEL AUGUSTO CONDE JAIMES

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA  
FACULTAD DE INGENIERÍAS  
PROGRAMA DE INGENIERÍA EN ENERGÍA  
BUCARAMANGA

2017

DISEÑO DE UN CONTROL PROPORCIONAL IMPLEMENTADO EN EL  
SISTEMA DELTA V PARA EL MODULO DE TURBINAS FRANCIS - KAPLAN  
DE LA PLANTA PILOTO EN LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE  
BUCARAMANGA

EMANUEL AUGUSTO CONDE JAIMES

PROYECTO DE GRADO PARA OPTAR POR EL TITULO DE INGENIERO EN  
ENERGÍA

DIRECTOR

LUIS EDUARDO JAIMES REATIGA M. Sc.

CODIRECTOR

HERNANDO GONZÁLEZ ACEVEDO M. Sc.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

FACULTAD DE INGENIERÍAS

PROGRAMA DE INGENIERÍA EN ENERGÍA

BUCARAMANGA

2017

## DEDICATORIOAS

Dedico este proyecto a todos los que creyeron en mí, a toda la gente que me apoyo, a mis amigos y familiares, y a esta institución que me ha formado junto a mis profesores. A todos aquellos que me dieron esta oportunidad al brindarme los medios necesarios para desarrollarme como profesional.

## AGRADECIMIENTOS

De forma simple pero emotiva, quisiera agradecer a aquellos por quienes siento gratitud al estar terminando este trabajo y esta etapa.

A mi padre y a mi madre por darme todo su apoyo y estar siempre preocupados por mí. Las herramientas y valores que me han entregado son su legado más grande y siempre serán mi orgullo. Los admiro.

Agradezco de forma especial a mis directores por su enorme entrega académica, su paciencia y buena voluntad, por instarme en todo momento a aportar un poco más y recordarme que la rigurosidad es una característica de un profesional.

Agradezco también a mis calificadores por su opinión sincera, objetiva y profesional en el desarrollo del proyecto con su buena voluntad y sus consejos y especialmente por haber apostado en este trabajo.

A la Universidad Autónoma de Bucaramanga y al Departamento de Ingeniería de energía por darme las herramientas académicas y humanas para enfrentar para mi formación como profesional.

Finalmente agradezco a mis compañeros y amigos por estar siempre allí cuando más los necesitaba, por estar siempre pendientes, por compartir conmigo y hacer de experiencia un grato momento.

## CONTENIDO

	pag.
INTRODUCCIÓN .....	12
1 JUSTIFICACIÓN.....	13
2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	14
3 OBJETIVOS.....	14
3.1 OBJETIVO GENERAL .....	14
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	14
4 MARCO TEÓRICO .....	15
4.1 SISTEMA DE CONTROL DISTRIBUIDO EMERSON DELTAV.....	16
4.2 PROTOCOLOS DE COMUNICACIÓN .....	17
4.2.1 Comunicación Serial Modbus Rtu.....	17
4.2.2 Foundation Fieldbus .....	18
4.2.3 Profibus DP.....	18
4.3 TURBINAS HIDRÁULICAS.....	18
4.3.1 Turbinas Kaplan.....	19
4.3.2 Turbinas Francis.....	20
4.4 SISTEMA DE IMPULSIÓN .....	21
4.4.1 Motor de Inducción .....	21
4.4.2 Bombas Centrifugas .....	22
4.4.3 Variador de Frecuencia.....	22
4.5 CONTROL PROPORCIONAL, INTEGRAL Y DERIVATIVO (PID) .....	23
4.6 ANTECEDENTES.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
5 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA .....	27
6 METODOLOGÍA.....	31

6.1	VERIFICACIÓN DE LAS CONEXIONES DE CADA INSTRUMENTO Y SU ESTADO DE CALIBRACIÓN.....	32
6.2	ESTABLECIMIENTO DEL ENLACE ENTRE DELTAV Y LOS INSTRUMENTOS .....	32
6.3	MODELADO DE LA PLANTA .....	33
6.3.1	Modelo de Turbinas .....	34
6.3.2	Modelo de la Bomba Centrífuga .....	40
6.4	EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE LA UNIDAD Y LAS SEÑALES. ....	43
6.5	PLANTEAMIENTO DE LA ESTRATEGIA DE CONTROL MÁS ADECUADA.....	44
6.6	EVALUACIÓN DE LA RESPUESTA DE LA UNIDAD A LA ESTRATEGIA DE CONTROL. ....	46
7	MODELO E INTERFACE HUMANO MAQUINA (HMI) .....	50
7.1	PERFILES DE COMPORTAMIENTO .....	51
8	ANÁLISIS DE CONSUMO DE ENERGÍA DEL MODULO .....	54
8.1	PERFILES DE EFICIENCIA DEL MODULO.....	55
9	CONCLUSIONES .....	58
10	RECOMENDACIONES.....	59
	BIBLIOGRAFÍA.....	60

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Estator de turbinas hidráulicas.....	19
Figura 2. Diagrama de Turbinas Francis.....	20
Figura 3. Diagrama de Turbinas Francis.....	21
Figura 4. Esquema del lazo de control PID.....	23
Figura 5. Diagrama de flujo de la unidad Francis-Kaplan. ....	27
Figura 6. Unidad Francis-Kaplan, modelo CAD. ....	28
Figura 7. Diagrama de la metodología.....	31
Figura 8. Diagrama del sistema de variables de control. ....	33
Figura 9. Diagrama de variables de control, turbina hidráulica. ....	35
Figura 10. Diagrama de variables de control, Motor de inducción. ....	41
Figura 11. Diagrama de variables de control, cabezal de bomba. ....	41
Figura 12. Respuesta del lazo de control con set point de 27 dN-m.....	46
Figura 13. Respuesta del lazo de control con set point de 25 dN-m.....	47
Figura 14. Respuesta del lazo de control con set point de 15 dN-m.....	48
Figura 15. Respuesta del lazo de control con set point de 8 dN-m.....	49
Figura 16. Interface Humano Maquina (HMI) de la unidad Francis-Kaplan .....	50
Figura 17. Perfil linealizado de cabezal de presión en la bomba .....	51
Figura 18. Perfil linealizado de flujo de agua. ....	52
Figura 19. Perfil linealizado de la velocidad de rotación, motor-bomba .....	52
Figura 20. Perfil de cabezal de presión en la turbina .....	53
Figura 21. Perfil de comportamiento de la velocidad en la turbina.....	53
Figura 22. Diagrama de flujo de pérdidas, a 45 Hz.....	54

Figura 23. Perfil de eficiencia del sistema.....	55
Figura 24. Perfil de eficiencia para el cabezal Francis.....	56
Figura 25. Perfil de eficiencia de la bomba hidráulica.....	57



## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Resumen de equipos, Modulo Francis-Kaplan .....	29
Tabla 2. Comandos Modbus Altivar 61, ingresados en DeltaV .....	32
Tabla 3. Rango de operación de los equipos.....	44

## LISTA DE ECUACIONES

Ecuación 1. Velocidad de flujo, a través de la turbina.....	35
Ecuación 2. Potencia hidráulica que alimenta la turbina.....	35
Ecuación 3. Ecuación de control de una turbina.....	35
Ecuación 4. Modelo clásico, para la relación velocidad d flujo contra salto neto. .....	36
Ecuación 5. Constante de tiempo para el agua, en tubería forzada en carga nominal. ....	36
Ecuación 6. Modelo detallado de la relacion, velocida de flujo contra salto neto. .....	37
Ecuación 7. Relación entre la alimentación y el tanque de almacenamiento....	37
Ecuación 8. Tiempo de constante elástica en la tubería.....	38
Ecuación 9. Velocidad del sonido en el agua. ....	38
Ecuación 10. Interacción del fluido con la tubería.....	38
Ecuación 11. Impedancia hidráulica en tubería forzada. ....	38
Ecuación 12. Impedancia hídrica, usando el área. ....	39
Ecuación 13. Pérdidas hidráulicas por fricción. ....	39
Ecuación 14. Tangente de la constante de tiempo del gua en la tubería.....	39
Ecuación 15. Constante de tiempo elástico.....	39
Ecuación 16. Salto de presión. ....	39
Ecuación 17. Función de transferencia del salto contra el flujo. ....	40
Ecuación 18. Función de trasferencia simplificada. ....	40
Ecuación 19. Perfil de comportamiento del torque del motor de inducción.....	41
Ecuación 20. Constante de grado dos del torque. ....	42

Ecuación 21. Constante de grado uno del torque. ....	42
Ecuación 22. Constante de grado cero del torque. ....	42
Ecuación 23. Perfil de comportamiento de la presión, en el cabezal de la bomba .....	42
Ecuación 24. Constante de grado dos del torque. ....	42
Ecuación 25. Constante de grado uno del torque. ....	42
Ecuación 26. Constante de grado cero del torque. ....	43
Ecuación 27. Factor de deslizamiento. ....	43

## NOMENCLATURA

$A_1$	Área de admisión en la bomba
$A_2$	Área de expulsión en la bomba
$C_p$	Velocidad del sonido en el agua
$D_p$	Diámetro interno de la tubería
$F_1$	Función de transferencia del túnel y el tanque de almacenamiento
$H_0$	Cabezal de presión por unidad
$K_f, K_s, K_d$	Coefficiente de fricción
$K_u, K_p$	Constantes proporcionales
$L_p$	Longitud de la tubería
$P_{m0}$	Potencia hídrica nominal
$T_{WC}$	Constante de tiempo del agua en el túnel
$T_{WP}$	Constante de tiempo del agua en tubería forzada
$T_{ep}$	Constante de tiempo elástica en el agua
$T_s$	Constante de tiempo del agua en el tanque
$T_z$	Torque desarrollado en el motor de inducción
$U_0$	Velocidad de flujo nominal
$Z_p$	Impedancia de sobrecarga hídrica de la tubería
$a_{h2}, a_{h1}, a_{h0}$	Parámetros hidráulicos de la bomba
$a_{t2}, a_{t1}, a_{t0}$	Parámetros físicos de la bomba
$p_t$	Salto de presión
$r_1$	Radio de admisión en la bomba
$r_2$	Radio de expulsión en la bomba
$\alpha_p$	Compresibilidad del agua y la elasticidad de la tubería

$\beta_1, \beta_2$	Ángulos del perfil en los alabes de la bomba
$\phi_c$	Coeficiente de fricción en el túnel
$\phi_p$	Perdidas nominales por fricción en la tubería
$\Delta \bar{H}_t$	Desviación del cabezal de presión, por unidad
$\Delta \bar{P}_m$	Potencia hidráulica por unidad
$\Delta \bar{U}_t$	Velocidad de flujo normalizado, por unidad
$\Delta P_m$	Diferencial de potencia hídrica
$\Delta \bar{G}$	Desviación de la apertura de los alabes en el distribuidor, por unidad
$A$	Área de la sección transferencia de la tubería
$E$	Modulo de elasticidad de Young de la tubería
$F(s)$	Función de transferencia del túnel y el tanque de almacenamiento
$G$	Apertura de los alabes en el distribuidor
$H$	Cabezal de presión
$K$	Modulo de compresión del agua
$Q$	Caudal
$T$	Torque
$U$	Velocidad de flujo
$Z$	Numero de alabes en el impulsor
$f$	Grosor de la pared de la tubería
$w$	Revoluciones del motor
$\rho$	Densidad del agua
$\sigma$	Factor de deslizamiento del agua

## INTRODUCCIÓN

Los sistemas de generación hidroeléctrica representaron un 64% de participación en el sistema interconectado colombiano durante el 2016 [1], resaltándose como la fuente de energía principal del país. Actualmente la generación hidroeléctrica se lleva a cabo a partir de centrales eléctricas de generación mayor en cursos de agua principales, adicionalmente las Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (PCH) aportan energía a sectores fuera del sistema interconectado nacional (SIN).

Los procesos de generación hidroeléctrica están estrechamente ligados a la regulación mediante técnicas avanzadas de control y a los avances en las tecnologías de aprovechamiento del potencial hídrico. Haciendo posible el aprovechamiento de este recurso, presente en gran parte del territorio nacional.

La regulación de tensión y frecuencia en una central hidroeléctrica resulta en un sistema con múltiples entradas y múltiples salidas (MIMO), no lineal. Durante el desarrollo de este trabajo se usó un módulo educativo, equipado con los componentes principales para emular el comportamiento de una central hidroeléctrica, estableciendo comunicaciones entre los dispositivos disponibles, proponiendo una estrategia de control que se ajuste al sistema y le proporcione estabilidad.

Con este trabajo se busca aportar a la Universidad Autónoma de Bucaramanga un modelo basado en el comportamiento de una planta hidroeléctrica, partiendo de un sistema que expone los fenómenos involucrados, modificándolo para representar el comportamiento de una central hidroeléctrica, recopilando y enviando datos en tiempo real mediante el sistema de control distribuido DeltaV y evaluando su comportamiento al aplicar un lazo de control proporcional.

## 1 JUSTIFICACIÓN

La implementación del sistema de control para el módulo de turbinas Francis-Kaplan forma parte de los planes de desarrollo para la automatización del laboratorio Planta Piloto, de la Universidad Autónoma de Bucaramanga, el cual se encuentra actualmente en su etapa 2, para la alimentación de todas las señales disponibles dentro del sistema de control distribuido DeltaV, junto con la implementación de nuevos lazos de control, empleando estas nuevas señales.

La integración del módulo permite el análisis de un sistema de potencia hidráulico a escala, que busca evaluar el comportamiento de los sistemas hidráulicos en tiempo real de una forma interactiva basado en modelos reales de comportamiento.

El sistema está compuesto con regulación, mediante manipulación del caudal y presión usando la unidad de bombeo, regulación por estrangulación y regulación de velocidad implementado mediante la variación del ángulo de los alabes, únicamente para la turbina Kaplan. Durante esta primera fase se realizará la automatización del sistema de bombeo regulado mediante un variador de frecuencia.

Dentro del sistema DeltaV se busca la implementación de nuevos buses de campo, para que en este caso se incluya una señal usando protocolo Modbus RTU, uno de los más usados en la industria.

## 2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La incorporación del módulo de turbinas Francis Kaplan, marca como su primera etapa un control primario y la adquisición de las señales disponibles, que en este caso se lleva a cabo mediante las señales aportadas por el variador de frecuencia y el indicador-trasmisor de torque.

El modulo representa un banco hidráulico que emula una central hidroeléctrica a escala, al incorporar este módulo al sistema DeltaV, se busca, de forma didáctica, representar el funcionamiento de un sistema de control y regulación que se presenta en casos reales para los dos modelos de turbina incorporados y que, en etapas posteriores, con un mayor acondicionamiento de equipos, mostraría el comportamiento de un sistema hidráulico de potencia, que puede ser usado bien en pequeñas centrales hidroeléctricas o en una central hidroeléctrica de generación mayor.

## 3 OBJETIVOS

### 3.1 OBJETIVO GENERAL

- Diseñar un control proporcional mediante el uso del sistema de control distribuido DeltaV, para el modulo de turbinas Francis-Kaplan.

### 3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar una interface humana maquina (HMI) para el modulo Francis y Kaplan incorporando las señales disponibles y que permita la regulación del mismo usando el sistema de control distribuido DeltaV.
- Programar el control del torque para el sistema Francis-Kaplan mediante el variador de frecuencia que actúa sobre la bomba y proporciona la potencia hidráulica a la unidad.
- Evaluar el rendimiento energético del sistema, identificando y cuantificando la magnitud de las perdidas en cada uno de los componentes.



## 4 MARCO TEÓRICO

Los sistemas hidráulicos de potencia, usan los sistemas de control con propósito de conectarse a la frecuencia del sistema energético en el que operan para poder aportar la energía a la red sincronizándose con la misma, al mismo tiempo que regular la energía según exija la demanda. En el caso de que se use un generador de corriente continua solo se establece la regulación según la demanda.

Por lo general las unidades de generación están equipadas con gobernadores de carga que regulan la velocidad de la turbina mediante el monitoreo de la velocidad del sistema turbina-generador, la cual, es regulada mediante el control de apertura de las compuertas o la posición de los alabes; en el caso de las turbinas Kaplan y algunos sistemas Francis.

El fin último de estos sistemas es satisfacer la demanda de energía, ajustándose a la frecuencia de la red y así entregar la potencia de forma estable.

En los sistemas de distribución el sistema gobernador regula la velocidad y la carga. La función primaria de regulación velocidad/carga involucra una retroalimentación de la señal de velocidad para controlar la posición del distribuidor basándose en curvas características de comportamiento.

Para asegurar que la operación en paralelo de múltiples unidades de generación sea satisfactoria y estable, el regulador de velocidad debe estar provisto con una característica de caída. El propósito de la caída es asegurar el compartimiento equitativo de carga entre las unidades de generación. Típicamente, la caída en estado estacionario es ajustada al rededor del 5%, lo que significa que una desviación de 5% en la velocidad causaría un cambio de 100% en la potencia de salida, ésta función se conoce con el nombre de característica de caída de velocidad. [2]

Entre los sistemas clásicos esta regulación se realizaba de forma mecánica, usando instrumentos sensibles a la variación de velocidad, en donde los ajustes de mayor precisión se hacían mediante sistemas hidráulicos. También eran usados dispositivos compensadores, compuestos por una conexión entre el

cilindro de potencia del servomotor a la válvula de control, a través de un amortiguador, que ocasiona el movimiento de las compuertas las cuales se detienen cuando se han movido lo suficiente para compensar el cambio de carga. [2]

En años más recientes, los sistemas eléctricos han representado requisitos funcionales impuestos a los reguladores de las turbinas hidráulicas, aumentado hasta el punto de que el control eléctrico de las turbinas hidráulicas es atractivo debido a la simplicidad con que las señales eléctricas se pueden manipular.

Los sistemas modernos de regulación de velocidad para turbinas hidráulicas usan sistemas eléctrico-hidráulicos, funcionalmente, su operación es bastante similar a la de los sistemas mecánico-hidráulicos. La medición de velocidad, retroalimentación de la caída permanente y transitoria de velocidad, otras medidas y funciones de ajuste son hechas de forma eléctrica.

Los componentes eléctricos proveen mayor flexibilidad y aportan un mejor desempeño, ya que las bandas muertas y los tiempos de retardo se reducen. Las características dinámicas de los sistemas reguladores eléctricos usualmente son ajustadas para ser esencialmente similares a los sistemas de componentes mecánicos-hidráulicos. [2]

#### 4.1 SISTEMA DE CONTROL DISTRIBUIDO EMERSON DELTAV

Los sistemas de control distribuido DCS (Distributed Control System) constan de sistemas de control multinivel integrando las diferentes etapas de una planta en una sola plataforma interactiva donde se reciben y envían variables de proceso en tiempo real al tiempo que se ejecutan lazos de control, garantizando la asignación dinámica de tareas a los diferentes controladores y terminales enlazados. [3]

El sistema DeltaV de Emerson es un DCS compuesto por hardware y software que integra instrumentos análogos y digitales para el control avanzado en plantas industriales de forma descentralizada con diseño orientado a buses. [3] Implementa sistemas HMI donde se facilita el acceso a los lazos de control,

monitoreo de variables en tiempo real y detección por mal funcionamiento en lazos y monitoreo de funcionamiento de equipos y procesos en las diferentes estaciones de trabajo. Permite el uso de técnicas de control avanzado como del control difuso, control con redes neuronales, control predictivo, sincronización de lazos PID, entre otros.

## 4.2 PROTOCOLOS DE COMUNICACIÓN

El principio de los protocolos de comunicación, es crear una serie de reglas que permitan la transferencia e intercambio de datos entre distintos dispositivos en una misma red. Los buses de campo permiten la integración de equipos para la medición y control de variables de proceso, de esta forma se simplifican las instalaciones y operación de máquinas y equipos industriales utilizados en el proceso de producción.

### 4.2.1 Comunicación Serial Modbus RTU

En una interface serial los bits de datos son enviados de modo secuencial a través de un canal de comunicación o bus. Diversas tecnologías utilizan comunicación serial para la transferencia de datos, incluyendo las interfaces RS232 y RS485. [4]

El protocolo Modbus fue desarrollado por la empresa Modicon, parte de la Schneider Automation. En el protocolo están definidos el formato de los mensajes utilizado por los elementos que hacen parte de la red Modbus, los servicios (o funciones) que pueden ser ofrecidos vía red, y también como estos elementos intercambian datos en la red.

La red Modbus-RTU utiliza el sistema maestro-esclavo para el intercambio de mensajes. Permite hasta 247 esclavos, más solamente un maestro. Toda comunicación inicia con el maestro haciendo una solicitud a un esclavo, y esta contesta al maestro que fue solicitado. En ambos los telegramas (pregunta y

respuesta), la estructura utilizada es la misma: Dirección, Código de la Función, Datos y Checksum. Solo el contenido de los datos posee tamaño variable. [4]

#### 4.2.2 Foundation Fieldbus

Foundation Fieldbus (FF) es un protocolo de comunicación digital para redes industriales, específicamente utilizado en aplicaciones de control distribuido. Puede comunicar grandes volúmenes de información, ideal para aplicaciones con varios lazos complejos de control de procesos y automatización. Está orientado principalmente a la interconexión de dispositivos en industrias de proceso continuo. Los dispositivos de campo son alimentados a través del bus Fieldbus cuando la potencia requerida para el funcionamiento lo permite. [5]

#### 4.2.3 Profibus DP

Profibus es una de los buses de campo abiertos que cumple con todos los requerimientos en un rango muy amplio de aplicaciones. En el protocolo Profibus se establecen las características de comunicación de un sistema de bus de campo serie. Puede ser un sistema multimaestro que permite la operación conjunta de varios sistemas de automatización. Hay dos tipos de dispositivos que caracterizan a Profibus: Dispositivo Maestro y Dispositivo Esclavo, también llamados dispositivos activos y pasivos. Los dispositivos maestros, pueden enviar y solicitar datos a otras estaciones, siempre que mantengan el derecho de acceso (token) al bus. Los dispositivos esclavos sólo pueden enviar datos cuando un participante maestro se los ha solicitado. [6]

### 4.3 TURBINAS HIDRÁULICAS

Las máquinas hidráulicas son dispositivos capaces de convertir la energía hidráulica en energía mecánica, las cuales, pueden ser motrices, como las turbinas, o generadoras, como es el caso de las bombas. En las máquinas hidráulicas el agua interactúa con órganos móviles, que transfieren el momento a un momento de revolución, que gira en un eje motriz, que se puede llevar a cabo

mediante la implementación de uno o varios mecanismos usando un conjunto de rodets conformados por alabes móviles, permitiendo el flujo del agua entre la separación entre ellos. [7]

Una turbomáquina elemental o monocelular tiene, básicamente, una serie de álabes fijos, (distribuidor), y otra de álabes móviles, (rueda, rodete, rotor). La asociación de un órgano fijo y una rueda móvil constituye una célula; una turbomáquina monocelular se compone de tres órganos diferentes que el fluido va atravesando sucesivamente, el distribuidor, el rodete y el difusor.

El estator comprende una serie de órganos fijos como lo muestra la figura 1. El distribuidor, cumple la misión de regular y dirigir el agua que ingresa a la turbina al rodete y distribuyendo el flujo alrededor del mismo. La regulación se realiza por medio del ángulo de los alabes, manipulando la relación caudal-presión, variando desde el caudal máximo, a caudal cero, que también es usado como medida de seguridad. De esta forma este órgano transforma la presión en velocidad de flujo, usadas en forma de voluta en el caso de turbinas de flujo axial. [7]

Figura 1. Estator de turbinas hidráulicas



Tomado de Learn Engineer

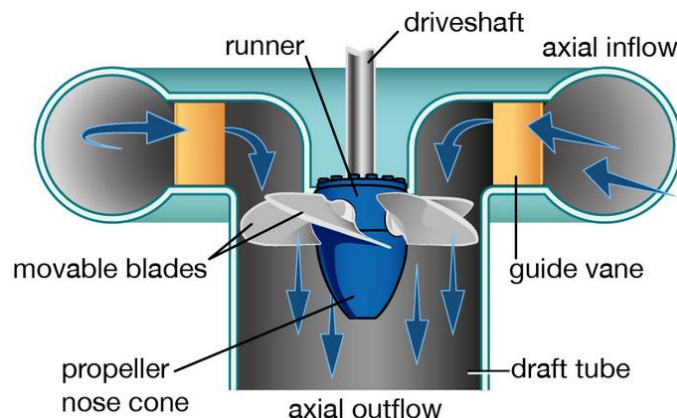
#### 4.3.1 TURBINAS KAPLAN

Las turbinas tipo Kaplan se clasifican como turbinas a reacción de flujo axial, es decir, que el flujo de agua es paralelo al eje de rotación del rodete. Las turbinas a reacción realizan un proceso de expansión, es decir, disminuye la presión a

medida que atraviesan los alabes del rodete, lo que provoca presiones barométricas negativas al salir del rodete, durante este proceso la energía potencial del salto se transforma en energía cinética. [7]

Las turbinas Kaplan están diseñadas para trabajar a grandes caudales, pequeños saltos y grandes velocidades de rotación, el modelo básico de turbina se muestra en la figura 2. Su salto neto, comprendido como la diferencia entre la presión de entrada y la presión de salida, por lo general no excede los 50 metros de altura, con caudal entre 0.5 a 1000 metros cúbicos por segundo. [8] Están compuestas de una serie de alabes que rodean el rodete, las cuales rotan sobre su propio eje para la regulación de la velocidad en que gira el eje del rodete. Otra forma de regulación consiste en una serie de alabes fijos a la entrada de la turbina, los cuales regulan el caudal que la atraviesa. [8]

Figura 2. Diagrama de Turbinas Francis



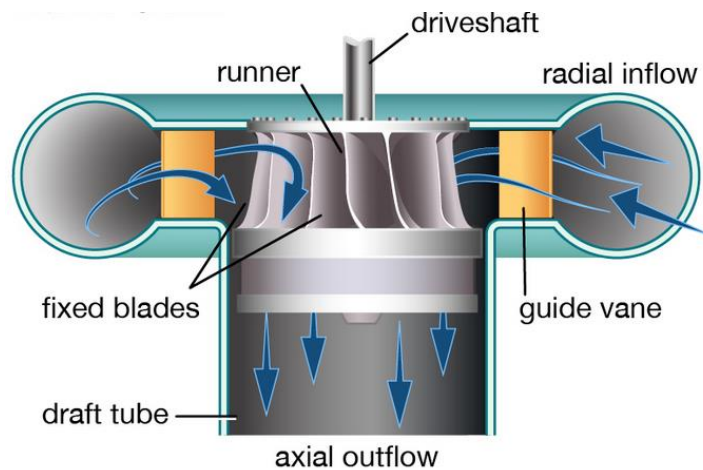
Tomado de Encyclopædia Britannica

#### 4.3.2 Turbinas Francis

Las turbinas tipo Francis son turbinas a reacción radial de admisión centrípeta, es decir, que el flujo ataca el rodete perpendicular al eje de rotación y es liberada paralelo al mismo, se clasifican según el ángulo de los alabes en el rodete en lentas, medios y rápidos, según el salto neto disponible, los rodetes lentos son usados para alturas ente 700 a 420 metros a sí mismo el caudal de admisión es reducido, entre los 0.1 a 5 metros cúbicos por segundo, los rodetes medios

operan en rangos de salto neto entre 420 a 150 metros y caudales de 5 a 50 metros cúbicos por segundo, finalmente los rodetes rápidos son empleados a alturas entre 150 a 64 metros de salto neto y caudales entre 50 a 1000 metros cúbicos por segundo [9]. El modelo base de turbinas Francis se muestra en la figura 3.

Figura 3. Diagrama de Turbinas Francis



Tomado de Encyclopædia Britannica

#### 4.4 SISTEMA DE IMPULSIÓN

Habitualmente los sistemas hidroeléctricos tienen como sistema de impulsión el embalse, el cual, proporciona la presión y el caudal; en este caso el embalse es emulado por un sistema de bombeo compuesto por un motor de inducción con cabezal de bomba y regulado usando por un variador de frecuencia.

##### 4.4.1 Motor de Inducción

El funcionamiento del motor de inducción está basado en la interacción del rotor y el estator por medio de la inducción electromagnética, la cual, se logra al aplicar corriente alterna a través de las bobinas en el estator, produciendo un campo magnético conocido como campo rotante, que gira con la frecuencia de la corriente que alimenta el motor. El campo magnético induce corrientes en el motor, que a su vez produce un campo magnético giratorio a una velocidad

síncrona con respecto al estator, A consecuencia y por el principio de inducción mutua, se produce un par motor que hace que el e rotor gire. [10]

#### 4.4.2 Bombas Centrifugas

Las bombas centrifugas son máquinas hidráulicas que mueven cierto volumen de líquido al aplicársele un trabajo mecánico, es decir, transforman el trabajo mecánico en trabajo hidráulico. Dicha transferencia se lleva a cabo en el rodete o impulsor; conformado por un conjunto de alabes que pueden adoptar diversas formas, que giran dentro de una carcasa circular impulsado por un eje acoplado a un motor. [11]

El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta la entrada al rodete, donde cambia a dirección radial al interactuar con los alabes las cuales son proyectadas hacia el exterior debido a la fuerza centrífuga, creando una altura dinámica abandonado el rodete a alta velocidad, aumentando también su presión en el impulsor según la distancia del eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación.

#### 4.4.3 Variador de Frecuencia

La operación de motores de inducción por medio del variador de frecuencia se lleva a cabo mediante el cambio de la frecuencia de excitación, manteniendo constante la relación voltaje/frecuencia que se aplica al motor. [10]

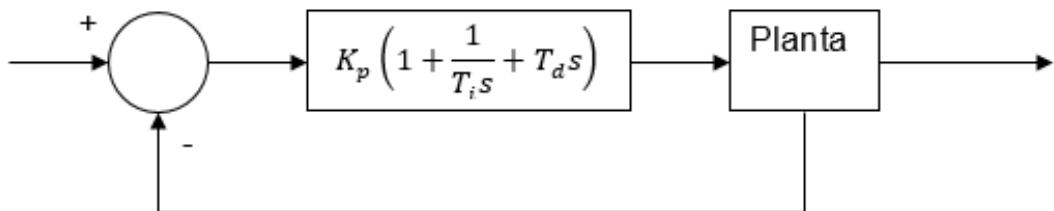
Si la relación voltaje/corriente se incrementa al bajar la frecuencia para reducir la velocidad del motor, la corriente se incrementa y en consecuencia provoca calentamiento excesivo en los equipos. Por el contrario, cuando se incrementa la frecuencia para elevar la velocidad del motor y la relación voltaje frecuencia se reduce la capacidad de torque se verá reducida.



#### 4.5 CONTROL PROPORCIONAL, INTEGRAL Y DERIVATIVO (PID)

Los lazos de control PID, esquematizado en la figura 4, están conformados por el termino P (proporcional al error), el termino I (proporcional a la integral del error) y el termino D, (proporcional a la derivada del error). Los parámetros del controlador representados en la figura 4 son respectivamente, la ganancia  $k$ , el tiempo de integración  $T_i$  y el tiempo de derivación  $T_d$ . [12]

Figura 4. Esquema del lazo de control PID.



Basado de Ingeniería de control Moderna 5ª edición. [12]

El proceso de seleccionar los parámetros del controlador que cumpla con las especificaciones de comportamiento, dependen de la linealidad del sistema y si es posible determinar el modelo matemático de la misma en cuyo caso se puede recurrir a un método analítico para el diseño del PID, de lo contrario, es necesario requerir a métodos experimentales para la sintonización de los controladores PID, en estos casos pueden presentarse sobre elongaciones en la respuesta de la planta, en cuyos casos es necesario implementar ajustes finos hasta obtener una respuesta aceptable.

#### 4.6 ANTECEDENTES

La configuración de una planta hidroeléctrica varía dependiendo de las características de su locación. Así mismo el diseño del sistema de control apropiado cambia según la configuración de la planta. Se requiere que los

modelos sean tan simples como sea posible, conservando todas las características dinámicas significativas. Existen muchas publicaciones de investigación en las que se ha discutido el modelado de la hidroeléctrica y su diseño de controlador. La contribución de Kishor et al. [13] hace evidente las diferencias en los modelos y sistemas de control desde diferentes puntos de vista en casos de columna de agua lineal y no lineal.

El estudio presentado incluye efectos elásticos en el agua, aunque la dinámica no lineal se enfoca en un punto de operación. Bagdadee et al [14] propone una serie de modelos matemáticos con base en ecuaciones teóricas con las cuales describe el comportamiento de la dinámica de la planta a partir de los cuales formula las ecuaciones de control correspondientes para los alabes de la turbina con las cuales se desarrolló un sistema de control proporcional derivativo (PD). Por otra parte, Gerwig et al. [15] desarrolla un sistema de control basado en los modelos matemáticos originarios de las curvas experimentales no lineales provenientes de la medición las cuales dependen de la presión de entrada, el ángulo de los alabes y la velocidad de rotación de la turbina a partir de este modelo se ajusta un control proporcional integral (PI) para su operación.

Por lo general las expresiones matemáticas experimentales son funciones de transferencia de segundo orden según el criterio de estabilidad requerido. Comúnmente las variables en la función de transferencia corresponden al caudal y el torque como es el caso de Arnautović et al. [16] este describe el desarrollo de un sistema de control para un sistema de baja altura por lo que la longitud de las tuberías es despreciable, en este caso para el desarrollo de un control proporcional (PD) se basó en las expresiones de caudal y momento en función del ángulo de los alabes fijos, alabes móviles, presión y velocidad de rotación. En el caso de Nagode et al. [17] considero una función de transferencia con base en la potencia generada, en este caso el sistema usa un generador síncrono, en estos casos el sistema busca sincronizarse a la red obteniendo la mayor potencia posible para lo cual implementa un control proporcional integral y derivativo (PID). Por otro lado, Brezovec et al. [18] se centró en la optimización del sistema, por lo que como función de transferencia usa la eficiencia buscando el punto de operación óptimo usando un control proporcional derivativo (PD)

Por otro lado, Belhadji et al. [19] propone una combinación de funciones de transferencia experimentales del caudal y el torque con un modelo matemático de la eficiencia para una central hidroeléctrica pequeña, conectado a la red usando un generador síncrono, para lo cual se implementa un control proporcional integral.

Juuso et al. [20] y Tourkey et al. [21] incorporan a sistemas de control ya existentes límites para el control de la cavitación para conservar la vida útil del sistema generador al mismo tiempo que conserva su eficiencia.

- Controlador en modelos lineales

Lansberry et al. [22] han utilizado enfoque de optimización de algoritmo genético para la regulación óptima del sistema de forma adaptativa las ganancias del gobernador proporcional integral. Esta metodología de ajuste es adaptable a los parámetros cambiantes de la planta en el tiempo y la auto regulación de la carga en sus variaciones dentro de la región específica. Se propone que el algoritmo de control diseñado sea robusto con respecto a los cambios de parámetros de la planta.

El desarrollo de ajuste inteligente del controlador PID es el tema principal en el trabajo de Toro Yamamoto et al. [23]. Quien ha discutido el uso del esquema de control adaptivo y de técnicas de redes neuronales. Las ganancias de PID se sintonizan de forma adaptativa fusionando tanto la técnica de control de autoajuste como las redes neuronales mostrando un rendimiento dinámico mejorado del controlador PID inteligente sobre el PID convencional. El controlador PID inteligente desarrollado se basa en una inteligencia antropomórfica.

Zhang et al. [24] presenta un controlador PID con inteligencia difusa para regular la turbina. El compensador de lógica difusa diseñado mejora el rendimiento del controlador PID convencional. El controlador PID difuso ofrece un control autónomo con ganancias proporcionales, integrales y derivadas como funciones no lineales de las señales de entrada. Entre los diferentes métodos disponibles

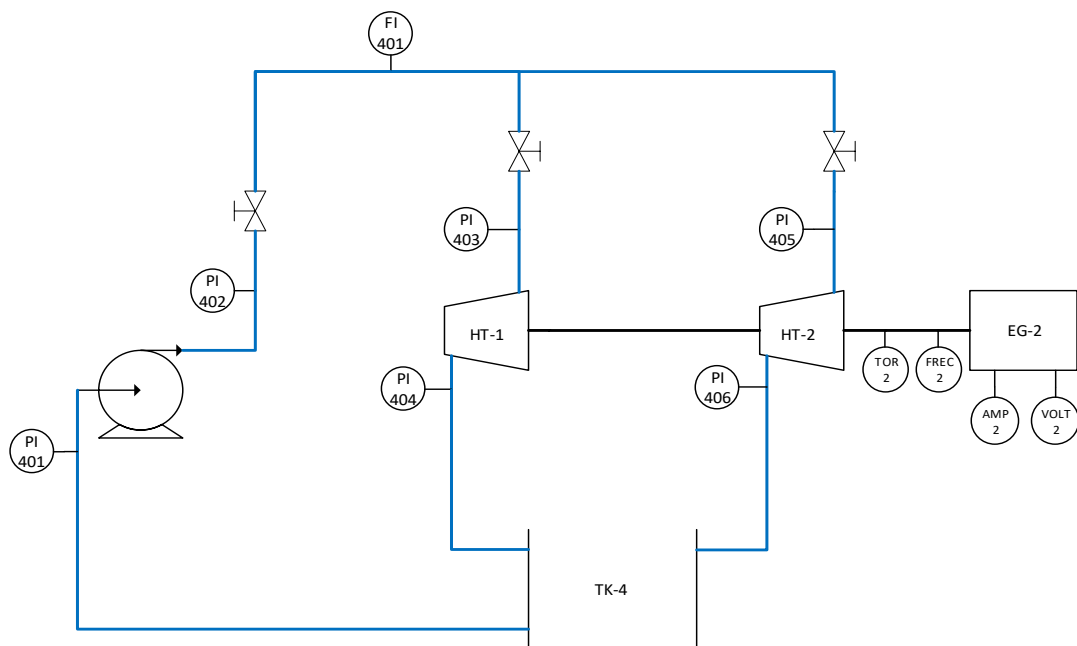
para la sintonización de los controladores PID por medio de la lógica difusa, se ha adoptado una técnica de pesaje de punto de referencia difuso, proponiendo la incorporación de una válvula de tres estados y una lógica difusa.

## 5 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

El sistema está compuesto por un banco hidráulico proporcionado por la empresa Didacta, que busca emular una pequeña central hidroeléctrica, utilizando las turbinas Francis o Kaplan de forma alternativa, la figura 5 muestra el diagrama de flujo correspondiente. El caudal y la presión son suministrados por una bomba centrífuga acoplada a un tanque de almacenamiento de 1.5 metros cúbicos. [13]

Adicionalmente el banco está dotado de medidores de presión, caudal, torque y velocidad de rotación. El medidor de torque, Lexus Tuxon A, envía una señal análoga de 4-20 mA, la cual, esta comunicada al sistema DeltaV. [14]

Figura 5. Diagrama de flujo de la unidad Francis-Kaplan.



Fuente: Elaboración Propia

La bomba centrífuga de 15 kW es proporcionada por Calpeda, produce un caudal máximo de 210 metros cúbicos hora a 14 metros columna de agua y presión máxima de 31.5 metros columna de agua a 48 metros cúbicos por minuto. [15]

La alimentación de potencia a la bomba es aportada por un variador de frecuencia Schneider Electric Altivar 61, usando protocolos de comunicación

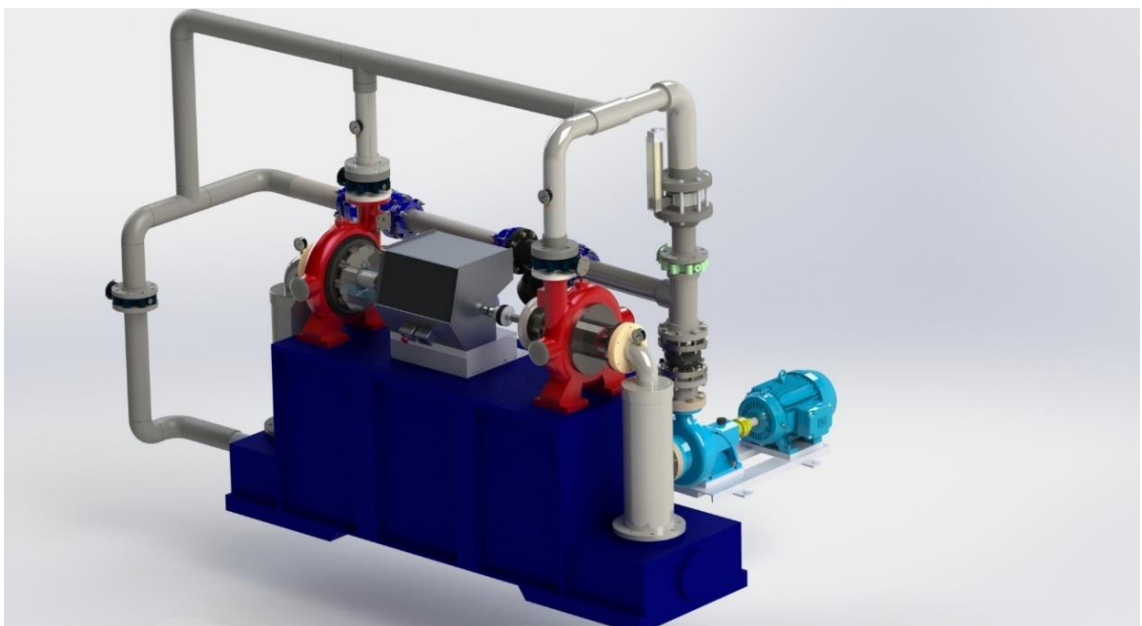
Modbus RTU conectado al sistema DeltaV, para enviar señales de frecuencia y recibir señales relacionadas con la alimentación del motor y el estado de funcionamiento.

La turbina Francis está compuesta por un cuerpo de aluminio de 600 mm de diámetro y rotor de bronce con 9 alabes en aluminio. El agua es suministrada por un distribuidor de 200 mm de diámetro compuesto de 10 alabes fijos de aluminio. El caudal máximo admisible es de 150 m<sup>3</sup>/h, con el cual gira a 3000 rpm. [13]

La turbina Kaplan está compuesta por un cuerpo de aluminio de 600 mm de diámetro, un rotor de acero con 4 alabes de 120 milímetros de diámetro, los cuales pueden girar para tener un paso variable de 90°. El flujo es regulado por un difusor de bronce con 10 alabes fijos de apertura variable. La velocidad máxima de rotación es de 2500 rpm y el caudal suministrado no debe superar los 140 m<sup>3</sup>/h. [13]

Se propuso un cambio en el recorrido de las tuberías, con lo cual se busca incluir un contador de caudal, en el recorrido de alimentación a cada una de las turbinas, los cambios propuestos se muestran en el modelo CAD de la figura 6.

Figura 6. Unidad Francis-Kaplan, modelo CAD.



Fuente: Elaboración Propia

El sistema está diseñado para funcionar con una turbina en operación. La selección de la turbina a operar se realiza de forma manual, mediante la conexión del eje al generador y el accionamiento de las válvulas. Se debe evitar operar con las dos turbinas conectadas al eje, dado el caso una de estas actuaría como carga y de accionarse las válvulas para operar las dos unidades, las cuales giran en sentidos contrarios, el eje sería sometido a un alto esfuerzo de torsión.

La tabla 1, contiene un resumen de las condiciones de operación de cada uno de los componentes del módulo, junto con la información de los modelos y fabricantes.

Tabla 1. Resumen de equipos, Modulo Francis-Kaplan

<b>EQUIPO</b>	<b>INFORMACION</b>	
<b>Variador de frecuencia</b>	Referencia	Altivar 61
	Frecuencia	-3276,7 Hz a 3276,7
	Comunicación Modbus	RTU de 2-Cables 485
	Velocidad de comunicación	9600 bps a 19200 bps
	Señales	1 a 247
<b>Turbina Francis</b>	Fabricante	Didacta
	Caudal máximo	150 m <sup>3</sup> /h
	Velocidad Máxima	3000 RPM
	Potencia Máxima	1000 W
<b>Turbina Kaplan</b>	Fabricante	Didacta
	Caudal Máximo	150 m <sup>3</sup> /h
	Velocidad Máxima	2500 RPM
	Potencia Máxima	1000 W
<b>Bomba Centrifuga</b>	Referencia	Calpeda NM4 100/315BE
	Potencia	15 kW      20 HP
	Presión máxima	31,5 mH <sub>2</sub> O
	Caudal Máximo	210 m <sup>3</sup> /h
	Conexión	220Δ/380Y V ~ 60 Hz
<b>Tanque</b>	Capacidad	1500 L      1,5 m <sup>3</sup>

Fuente: Elaboración Propia

Durante el desarrollo de este proyecto la turbina operara sin carga, esto implica que no se pueda desarrollar un torque efectivo, funcionando a velocidad de embalamiento, de forma tal que la potencia adquirida de la turbina sea baja, al igual que la inercia mecánica del sistema, proporcionando inestabilidad principalmente en la lectura del torque.



## 6 METODOLOGÍA

La metodología que se siguió para el desarrollo del proyecto está basada en los modelos de mejora continua, la cual se encuentra resumida en la figura 7. Buscando en un primer lugar, preparar la unidad para la puesta en marcha, seguido del diseño de control y finalizando con el análisis de resultados.

Figura 7. Diagrama de la metodología.



Fuente: Elaboración Propia

## 6.1 VERIFICACIÓN DE LAS CONEXIONES DE CADA INSTRUMENTO Y SU ESTADO DE CALIBRACIÓN.

Las señales necesarias para diseñar la rutina de control se componen por el variador de frecuencia Schneider Altivar 61, que utiliza un protocolo de comunicación Modbus RTU; el cableado se realiza mediante el uso de un cable RS232, que es a su vez conectado a la tarjeta Serial S, del sistema DeltaV, en su puerto 1.

La señal de Torque se realiza mediante una celda de carga compuesta, para la medición de compresión y elongación S35, con capacidad máxima recomendada de 50 kg, la cual, transmite una señal de peso a un sensor transmisor Lexus Tuxon A, que envía una señal análoga de 4-20 mA a la tarjeta de señales análogas del sistema DeltaV. La señal de la celda de carga es calibrada para lectura del torque al multiplicarse por el desplazamiento del eje.

## 6.2 ESTABLECIMIENTO DEL ENLACE ENTRE DELTAV Y LOS INSTRUMENTOS

El enlace de la señal de torque se lleva a cabo, habilitando el puerto correspondiente a la señal. Por el contrario, la señal de frecuencia requiere de llamar al código respectivo en el mapa Modbus de la unidad en este caso se usan dos señales de salida y dos de entrada, mostrados en la tabla 2.

Tabla 2. Comandos Modbus Altivar 61, ingresados en DeltaV

SEÑAL	CÓDIGO MODBUS RTU
<b>OUTPUT</b>	
Comand World, habilita la comunicación entre el variador y DeltaV.	8601
Señal de Frecuencia	8602
<b>INPUT</b>	
Señal de Voltaje	3208
Señal de Corriente	3204

Fuente: Elaboración Propia

### 6.3 MODELADO DE LA PLANTA

El comportamiento cada unidad puede ser descrito usando modelos matemáticos que predicen de forma aproximada la respuesta de la planta; dependiendo de la complejidad de las ecuaciones características del sistema y si es posible determinarlas en cada componente. Se identifican dos tipos de modelos que pueden ser desarrollados: modelos empíricos (modelos de caja negra) y modelos fenomenológicos (modelo de caja blanca).

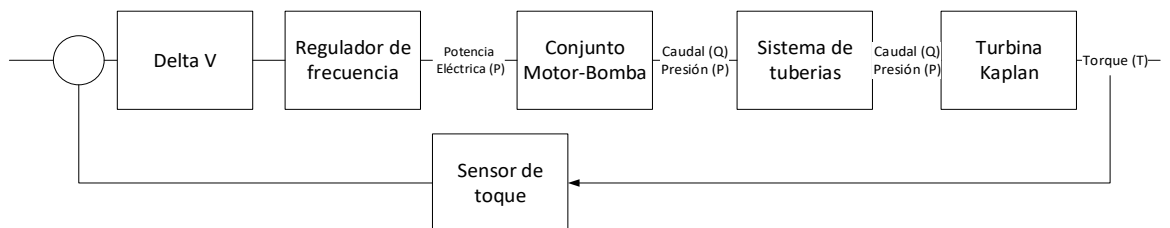
Los modelos de caja negra se basan en mediciones de las señales de entrada y salida de la planta real, las cuales, son ajustadas usando métodos de linealización. Estos modelos son usados comúnmente cuando se desconoce las ecuaciones que describen el comportamiento del proceso, o bien presentan un alto grado de complejidad tal que se es difícil determinarlas por completo.

En su lugar los modelos fenomenológicos se construyen a partir del conocimiento de los principios físicos que gobiernan la dinámica de la planta. Este método supone, por lo tanto, conocer exactamente las ecuaciones que derivan de la aplicación de las leyes de la física sobre el sistema.

Los modelos fenomenológicos cuentan con la capacidad de ser validados sin necesidad de observar la planta, mientras que los modelos de caja negra dependen estrechamente del rango de medición con que se tomaron los datos sobre dicho proceso.

La figura 8 muestra el diagrama de control basado en cada uno de los componentes del circuito hidráulico y las variables que gobiernan cada etapa.

Figura 8. Diagrama del sistema de variables de control.



Fuente: Elaboración Propia

Durante este segmento se desarrolla el modelo fenomenológico de un circuito de pruebas hidráulico. El desarrollo del modelo tuvo en cuenta los siguientes supuestos:

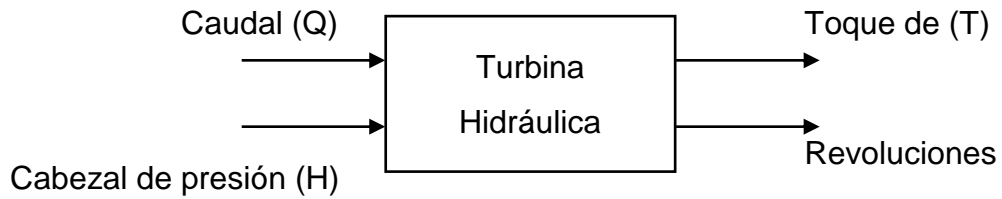
- El agua se modela como un líquido incompresible y las paredes de la tubería son completamente inelásticas.
- El diferencial de alturas (Diferencial de presiones) entre la tubería y la superficie de la cámara de la descarga es constante.
- La resistencia hidráulica (Perdidas de carga por fricción) es insignificante y por tanto despreciable.

El primer supuesto implica que el modelo desprecia la propagación de ondas de presión a través del circuito hidráulico, esto es debido a que el tramo de la tubería es corto y las ondas se desplazan a la velocidad del sonido en el agua (1200 m/s). El segundo comprende la capacidad de la cámara de carga como un volumen extenso, en el que la presión permanece constante y el caudal de entrada es igual al caudal de salida, teniendo en cuenta que el sistema es un circuito cerrado. Finalmente, las pérdidas de carga se hacen despreciables en tramos de tubería cortos, como es el caso de este sistema para cada uno de sus componentes.

### 6.3.1 Modelo de Turbinas

El comportamiento dinámico de una turbina hidráulica que funciona a plena carga se describe mediante la función de transferencia que relaciona la desviación de la potencia mecánica de salida con la desviación de la apertura de la compuerta, el comportamiento de la turbina hidráulica se basa en la alimentación de un caudal a una presión, el proceso de explotación se lleva a cabo mediante la rotación del órgano móvil produciendo un torque, como se muestra en la figura 9.

Figura 9. Diagrama de variables de control, turbina hidráulica.



Basado en Modeling of the dynamic response of a Francis turbine [28]

El sistema de distribución de la turbina se basa en el modelo de una válvula, donde la velocidad  $U$  del agua en la compuerta es dado por [28]

Ecuación 1. Velocidad de flujo, a través de la turbina

$$U = K_u G \sqrt{H}$$

La potencia mecánica de la turbina es proporcional al producto de la presión con el flujo.

Ecuación 2. Potencia hidráulica que alimenta la turbina.

$$P_m = K_p H U$$

Donde  $K_p$  y  $K_u$  representan constantes proporcionales,  $G$  en la apertura del alavés en el distribuidor y  $H$  es la altura hidráulica en la compuerta. Al linealizar y considerar ambos desplazamientos alrededor del punto de operación expresados en valores p.u.

Ecuación 3. Ecuación de control de una turbina.

$$\frac{\Delta \bar{P}_m(s)}{\Delta \bar{G}(s)} = 1 + \frac{1 + (1/F(s))}{1 - (1/2)(1/F(s))}$$

Donde  $\Delta\bar{P}_m = \Delta P_m / P_{m,0}$  es el valor en por unidad de la desviación de la potencia hidráulica (o mecánica, correspondiente al valor en por unidad del torque mecánico),  $\Delta\bar{G}$  es el valor en por unidad de la desviación de la apertura de los alabes en el distribuidor y  $F(s) = \Delta\bar{U}_t(s) / \Delta\bar{H}_t(s)$  es la función de transferencia que relaciona el flujo normalizado (correspondiente a el valor en por unidad de la velocidad del agua) con la desviación del cabezal de presión en la compuerta.

- Modelo clásico

El modelo clásico para una turbina ideal se obtiene teniendo como consideración

Ecuación 4. Modelo clásico, para la relación velocidad d flujo contra salto neto.

$$\frac{1}{F(s)} = -T_{WP}$$

Donde  $T_{WP}$  es la constante de tiempo del agua, en los modelos de tubería forzada a carga nominal, el cual depende de las condiciones de carga. La constante de tiempo representa el tiempo requerido para que el cabezal de presión total  $H_0$ , acelere el agua a través de la tubería en una longitud  $L_P$  hasta estabilizarse a una velocidad  $U_0$ . [28]

Ecuación 5. Constante de tiempo para el agua, en tubería forzada en carga nominal.

$$T_{WP} = \frac{L_P U_0}{g H_0}$$

Los valores de  $T_{WP}$  pueden variar dependiendo de las condiciones de carga.

Este modelo describe el comportamiento de una turbina ideal y es válido para desviaciones pequeñas en el punto de operación en estado estacionario, considerando la residencia hidráulica como insignificante, el agua como un fluido incompresible y la tubería forzada inelástica. Este modelo es una aproximación usada a frecuencias medias y bajas, el cual presenta errores significativos a altas

frecuencias, dado que a estas frecuencias aumentan la magnitud del golpe de ariete. Así mismo el modelo tampoco es adecuado en rangos muy bajos de frecuencia, ya que en este el flujo de agua presenta oscilaciones en el túnel. [28]

- Modelo detallado

Los efectos de las ondas inelásticas en la compuesta y la compresibilidad del agua podrían ser considerados mediante el método de características o mediante el enfoque de función de transferencia. Para este caso el método de función de transferencia evalúa estos dos efectos a nivel de la turbina.

Teniendo en cuenta la presencia del tanque de compensación, la función de transferencia global y detallada queda definida como. [28]

Ecuación 6. Modelo detallado de la relacion, velocida de flujo contra salto neto.

$$F(s) = \frac{\Delta \bar{U}_t}{\Delta \bar{H}_t} = - \frac{1 + (F_1(s)/Z_p)\tanh(T_{ep}s)}{\phi_p + F_1(s) + Z_p \tanh(T_{ep}s)}$$

Donde  $F_1(s)$  es la función de transferencia que describe la interacción del túnel y la función del tanque de almacenamiento. [28]

Ecuación 7. Relación entre la alimentación y el tanque de almacenamiento.

$$F_1(s) = \frac{\Delta \bar{H}_r}{\Delta \bar{U}_p} = \frac{\phi_c + sT_{wc}}{1 + sT_s\phi_c + s^2T_{wc}T_s}$$

En la cual  $T_{wc}$  es la constante de tiempo del agua en el túnel,  $T_s$  representa la constante de tiempo del agua en el tanque de almacenamiento y  $\phi_c$  es el coeficiente de fricción en el túnel. [28]

Ecuación 8. Tiempo de constante elástica en la tubería.

$$T_{ep} = \frac{L_p}{c_p}$$

$T_{ep}$  representa la constante de tiempo elástica del agua en la tubería donde  $L_p$  es la longitud del segmento. En donde  $c_p$  es la velocidad de las ondas en la tubería, la cual es calculada mediante. [28]

Ecuación 9. Velocidad del sonido en el agua.

$$c_p = \sqrt{g/\alpha_p}$$

$\alpha_p$  considera la compresibilidad del agua y la elasticidad de la tubería.

Ecuación 10. Interacción del fluido con la tubería.

$$\alpha_p = \rho g \left( \frac{1}{K} + \frac{D_p}{Ef} \right)$$

Para la cual  $K$  es el módulo de compresión del agua,  $E$  representa el módulo de elasticidad de Young correspondiente al material de la tubería y  $f$  es el grosor de la pared de la tubería. [28]

$Z_p$  corresponde el valor normalizado de la impedancia se la sobrecarga hídrica de la tubería forzada.

Ecuación 11. Impedancia hidráulica en tubería forzada.

$$Z_p = Z_{p0} \left( \frac{Q_0}{H_0} \right)$$

Para la cual  $Z_{p0}$  es la impedancia de sobrecarga hídrica en la tubería, teniendo en cuenta el área de la sección transversal  $A = \pi D_p^2/4$



Ecuación 12. Impedancia hídrica, usando el área.

$$Z_{p0} = \frac{c_p}{Ag}$$

$\phi_p$  es el termino de las pérdidas de energía por fricción en la tubería a la velocidad nominal.

Ecuación 13. Perdidas hidráulicas por fricción.

$$\phi_p = 2k_f|U_0|$$

El término  $\tanh(T_{ep}s)$  puede ser estimado usando

Ecuación 14. Tangente de la constante de tiempo del gua en la tubería.

$$\tanh(T_{ep}s) = \frac{1 - e^{-2T_{ep}s}}{1 + e^{-2T_{ep}s}} = \frac{sT_{ep} \prod_{n=1}^{\infty} \left[ 1 + \left( \frac{sT_{ep}}{n\pi} \right)^2 \right]}{\prod_{n=1}^{\infty} \left[ 1 + \frac{2sT_{ep}}{((2n-1)\pi)^2} \right]}$$

El tiempo elástico es relativo a la constante del tiempo en el agua

Ecuación 15. Constante de tiempo elástico.

$$T_{wp} = Z_p T_{ep}$$

La presión en las compuertas se evalúa aplicando.

Ecuación 16. Salto de presión.

$$p_t = (\Delta \bar{H}_t + 1)H_0$$

Donde  $\Delta\overline{H}_t$ , depende de la apertura de la válvula, evaluada a través de la función de la siguiente función de transferencia.

Ecuación 17. Función de transferencia del salto contra el flujo.

$$F_p = \frac{\Delta\overline{H}_t}{\Delta G} = \frac{1}{F(s) - \left(\frac{1}{2}\right)}$$

- Modelo simplificado

A través del modelo simplificado se excluye el tanque de almacenamiento y toma en consideración solo los efectos del golpe de ariete a altas frecuencias. [28]

Ecuación 18. Función de transferencia simplificada.

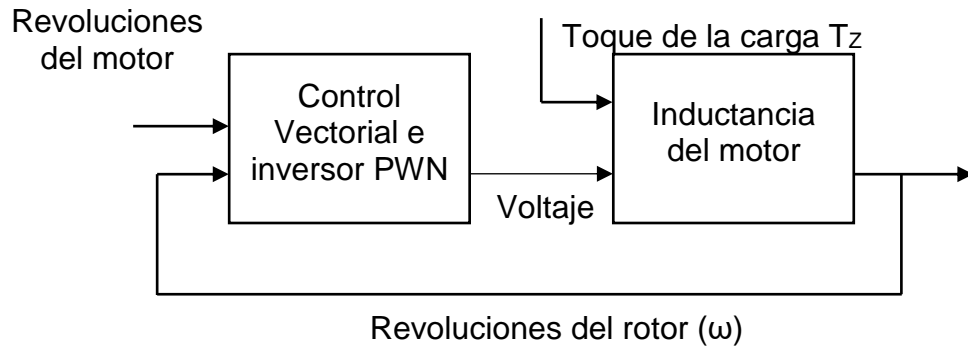
$$F(s) = \frac{\Delta\overline{U}_t}{\Delta\overline{G}} = - \frac{1}{\phi_p + Z_p \tanh(T_{ep}s)}$$

### 6.3.2 Modelo de la Bomba Centrífuga

El modelo de la bomba centrífuga está dividido en dos partes. La primera parte está compuesta por los componentes electromecánicos, es decir el motor de inducción, la segunda parte está compuesta por el componente hidráulico, es decir el cabezal de la bomba, donde se transfiere la energía mecánica a energía hidráulica. [29]

El modelo matemático del motor de inducción es definido en el sistema de coordenadas del campo. El motor se regula a si mismo su velocidad con base en el método de control de vectores, y al toque de la carga al cual este acoplado, como se esquematiza en la figura 10.

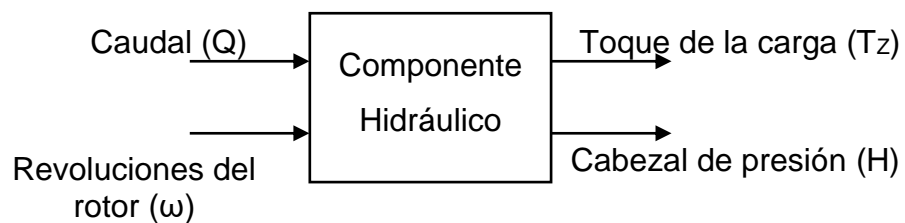
Figura 10. Diagrama de variables de control, Motor de inducción.



Tomado de Modeling and  $H^\infty$  Control of Centrifugal Pump with Pipeline.

EL componente hidráulico de la bomba es considerado como una fuente de cabezal de presión y de par de carga, dependiendo de la velocidad angular del rotor y del caudal en la bomba, la figura 11 muestra un diagrama de flujo del cabezal de bomba.

Figura 11. Diagrama de variables de control, cabezal de bomba.



Tomado de Modeling and  $H^\infty$  Control of Centrifugal Pump with Pipeline.

La ecuación 19 modela el sistema usando el perfil de comportamiento.

Ecuación 19. Perfil de comportamiento del torque del motor de inducción.

$$T_z = -a_{t2}Q^2 + a_{t1}\omega Q + a_{t0}\omega^2$$

Donde  $T_z$  es el torque de la carga causado por el flujo a través del cabezal de la bomba, en el cual los parámetros  $a_{t2}$ ,  $a_{t1}$  y  $a_{t0}$ , dependen de las propiedades físicas de la bomba, las cuales están definidas como. [29]

Ecuación 20. Constante de grado dos del torque.

$$a_{t2} = \rho \left( \frac{r_2 \cot(\beta_2)}{A_2} - \frac{r_1 \cot(\beta_1)}{A_1} \right)$$

Ecuación 21. Constante de grado uno del torque.

$$a_{t1} = \rho(r_2^2 - r_1^2)$$

Ecuación 22. Constante de grado cero del torque.

$$a_{t0} = K_n$$

Para la cual los valores de  $r_2$ ,  $r_1$ ,  $A_2$  y  $A_1$  corresponden a los diámetros de la admisión y expulsión en el impulsor junto con sus respectivas áreas.  $\rho$  representa la densidad el medio transferido, finalmente los parámetros  $\beta_2$  y  $\beta_1$  corresponden a los ángulos de los alabes en el impulsor. [29]

El cabezal de presión generado por la bomba se describe a continuación como

Ecuación 23. Perfil de comportamiento de la presión, en el cabezal de la bomba

$$H = -a_{h2}Q^2 + a_{h1}wQ + a_{h0}w^2$$

Para la cual las constantes  $a_{h2}$ ,  $a_{h1}$  y  $a_{h0}$ , están definidos como

Ecuación 24. Constante de grado dos del torque.

$$a_{h2} = K_s + K_f$$

Ecuación 25. Constante de grado uno del torque.

$$a_{h1} = \sigma_s \left( \frac{r_2 \cot(\beta_2)}{gA_2} - \frac{r_1 \cot(\beta_1)}{gA_1} \right) - K_s K_d^2$$

Ecuación 26. Constante de grado cero del torque.

$$a_{ho} = 2K_s K_d - \sigma_s \left( \frac{r_2^2 - r_1^2}{g} \right)$$

Donde  $\sigma_s$  representa el factor de deslizamiento y las constantes  $K_s$ ,  $K_d$  y  $K_f$  son dependientes de la fricción. [29]

El factor de deslizamiento puede ser definido como.

Ecuación 27. Factor de deslizamiento.

$$\sigma_s = 1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_2)}}{Z^{0.7}}$$

Para la cual  $Z$  es el número de alabes en el impulsor (Formula de Weisner).

#### 6.4 EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE LA UNIDAD Y LAS SEÑALES.

El comportamiento de las señales y de la unidad es evaluado teniendo en cuenta la variable controlada, en este caso a la frecuencia, dentro del rango de operación de la turbina, el cual varía entre los 7 Hz y los 45 Hz, frecuencia de la bomba, por debajo del rango el caudal suministrado a la turbina no es suficiente para iniciar el movimiento, por encima del mismo se exceden las revoluciones recomendadas por el fabricante para su operación y el líquido comienza a cavitarse alrededor del rodete, ocasionando deterioro y acortando gravemente su vida útil.

Los rangos de operación de la unidad se establecen teniendo en cuenta las precauciones para el cuidado de cada uno de sus componentes, los cuales implican, el uso de la bomba con alimentación que no exceda los 60 Hz, de igual manera, se debe evitar el sobrepasar la velocidad máxima con que gira la turbina, puesto que esto significa que la misma está siendo alimentada con valores de presión y caudal elevados. A partir de esto se pueden desarrollar los

límites de presión, caudal, velocidad y torque, a los cuales corresponden los límites de frecuencia que no se deben exceder y a los que de igual forma la turbina no opera. La tabla 3, resume los datos de operación correspondientes a los límites del sistema.

Tabla 3. Rango de operación de los equipos

<b>Equipo</b>	<b>Variable</b>	<b>Rango</b>
<b>Bomba</b>	Frecuencia	7 a 45 Hz
	Flujo	7,8 a 45,27 m <sup>3</sup> /h
	Presión de entrada	-0,1 a 0 Bar
	Presión de salida	0,098 a 1,806 Bar
	Velocidad de rotación	299,7 a 1339 RPM
<b>Turbina</b>	Presión de entrada	0.257774 a 22.105 PSI
	Presión de salida	-0,1 a 0 Bar
	Velocidad de rotación	350,7 a 2685 RPM
	Torque	0.779 a 28.017 dN-m

Fuente: Elaboración Propia

## 6.5 PLANTEAMIENTO DE LA ESTRATEGIA DE CONTROL MÁS ADECUADA.

Como estrategia se escogió el lazo de control PID, puesto que este es uno de los más usados en la industria, así mismo se tiene que tener en cuenta que los cambios no deben ser bruscos para evitar daños en los instrumentos debido a cambios súbitos de presión, los cuales pueden afectar las turbinas y los instrumentos de medición, como es el caso de la celda de carga. Respecto a esto se tomaron tiempos de respuesta y ganancia lenta.

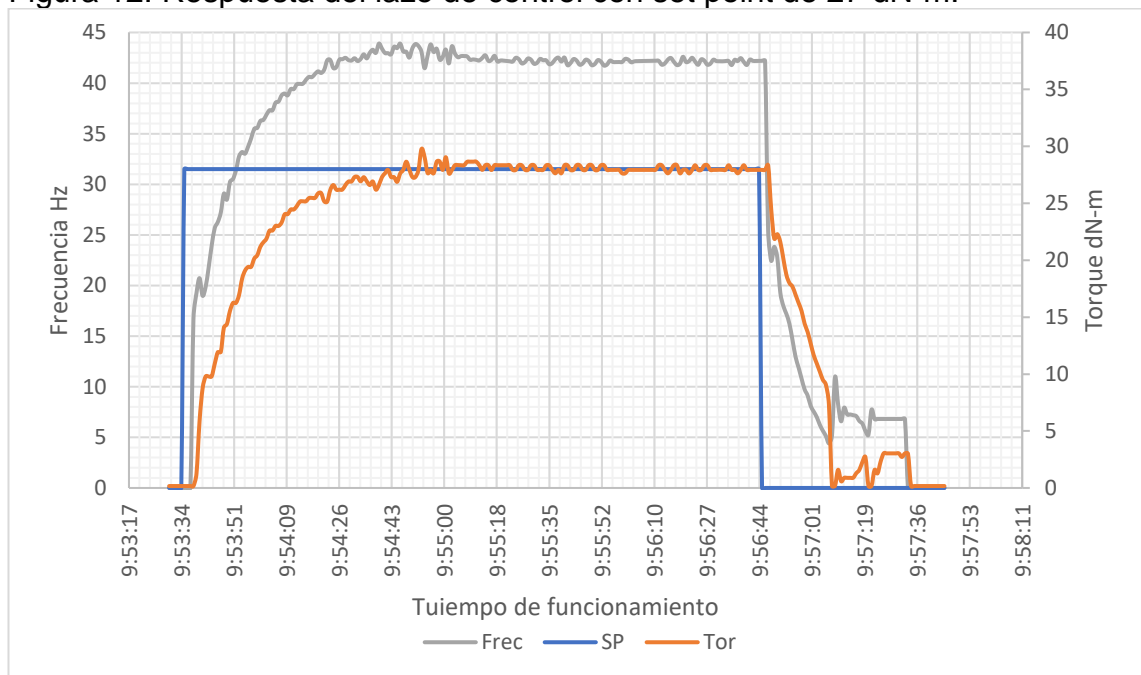
Adicionalmente se realizó un análisis de respuesta usando DeltaV InSight, para evaluar el comportamiento del sistema usando diferentes valores de ganancia, tiempo derivativo y tiempo integral. Teniendo en cuenta las condiciones de operación del sistema, se realizaron los ajustes correspondientes para los valores de PID de respuesta lenta.

Finalmente se tomaron los valores de ganancia 0.51, tiempo integral 5.5 y tiempo derivativo 0.88. Con los cuales se obtuvo el mejor comportamiento de la unidad de acuerdo a las condiciones de operación de la misma. Sin embargo, las vibraciones presentan una perturbación importante luego de presentar desfases superiores a 1 dN-m de torque, valores para el cual se desestabiliza el sistema, por lo cual se delimita la operación de la unidad hasta un set point no mayor a 28 dN-m.

## 6.6 EVALUACIÓN DE LA RESPUESTA DE LA UNIDAD A LA ESTRATEGIA DE CONTROL.

Para evaluar el comportamiento de los parámetros del lazo de control PID, se evaluó la respuesta a diferentes rangos de torque, en los cuales se evaluó la respuesta del variador y el tiempo de estabilización. Se seleccionó una ganancia lenta, puesto que se desea reducir el torque acelerante, puesto que el mismo aumenta el tiempo de estabilización, de igual forma se busca evitar cambios fuertes de presión, ya que estos originan el golpe de ariete. Debido a esto se parametrizaron los valores del Set point, teniendo en cuenta los límites del sistema y los diferentes puntos de operación.

Figura 12. Respuesta del lazo de control con set point de 27 dN-m.



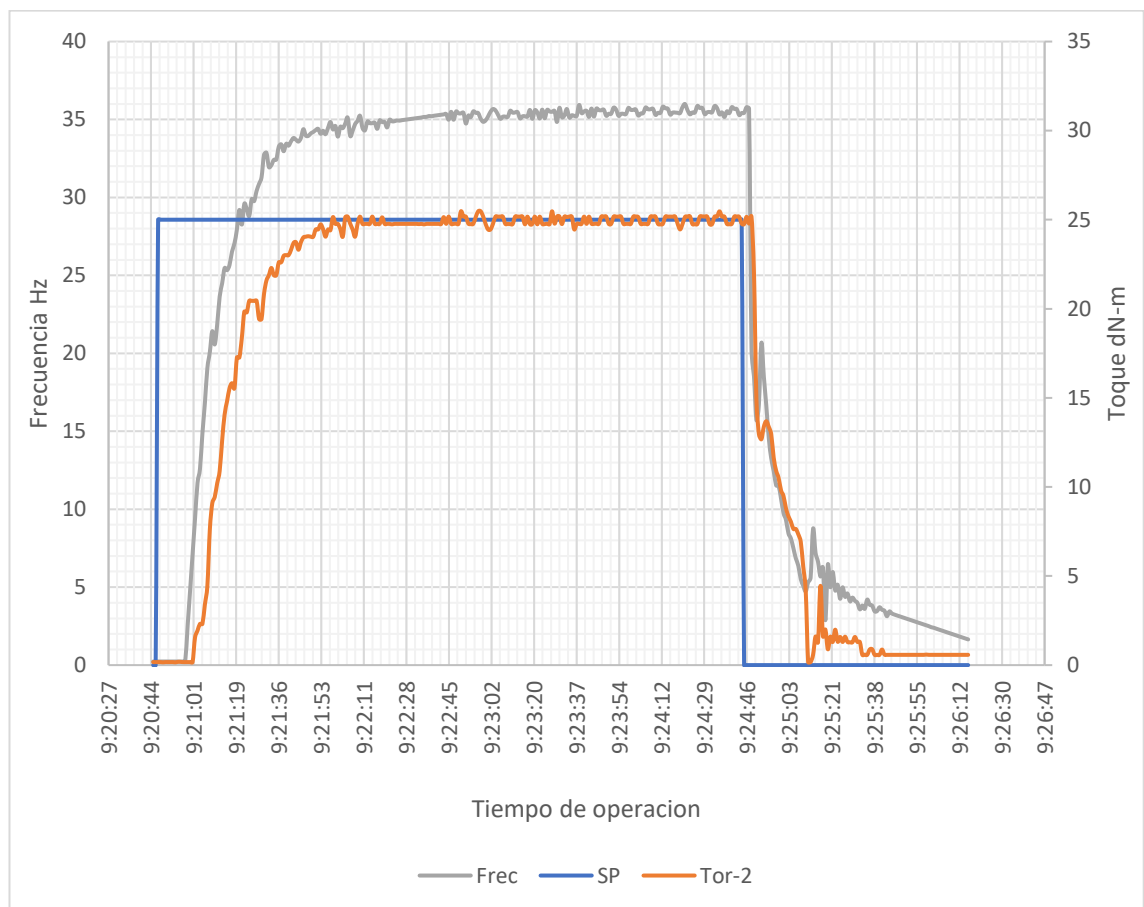
Fuente: Elaboración Propia

Gran parte de la inestabilidad del sistema se debe en gran a la turbina funcionando sin carga proporcionándole baja inercia al sistema en la transferencia de energía hidráulica en mecánica a nivel de la turbina. Así mismo, la señal de torque, presenta un retraso considerable entre la lectura de la celda de carga, el transmisor indicador de torque y finalmente a DeltaV. Este retraso, sumado al



tiempo de respuesta del lazo de control hacen que el sistema reaccione tardíamente a los cambios, lo cual, en frecuencias altas, puede desencadenar oscilaciones bruscas. Este mismo fenómeno impide obtener rampas de ascenso y descenso constante, originando oscilaciones entre el lazo de control y la respuesta de torque.

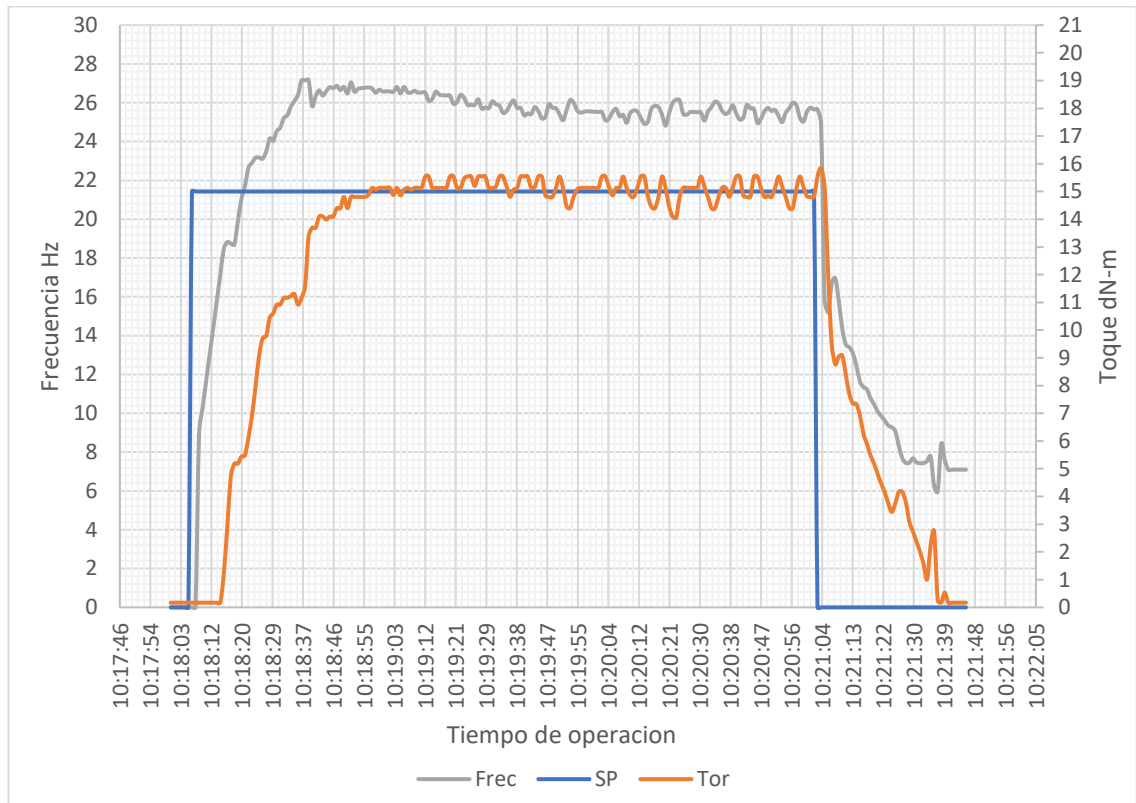
Figura 13. Respuesta del lazo de control con set point de 25 dN-m.



Fuente: Elaboración Propia

A valores de set point altos, representados en las figuras 12 y 13, se observan vibraciones altas en la rampa de ascenso y descenso. Al estabilizarse las vibraciones son más cortas y permanentes debidas principalmente a la turbina y compensadas por el lazo de control. Bajo rangos de operación altos la unidad muestra su mejor comportamiento siempre y cuando no se excedan valores superiores a los 28 dN-m de set point.

Figura 14. Respuesta del lazo de control con set point de 15 dN-m.

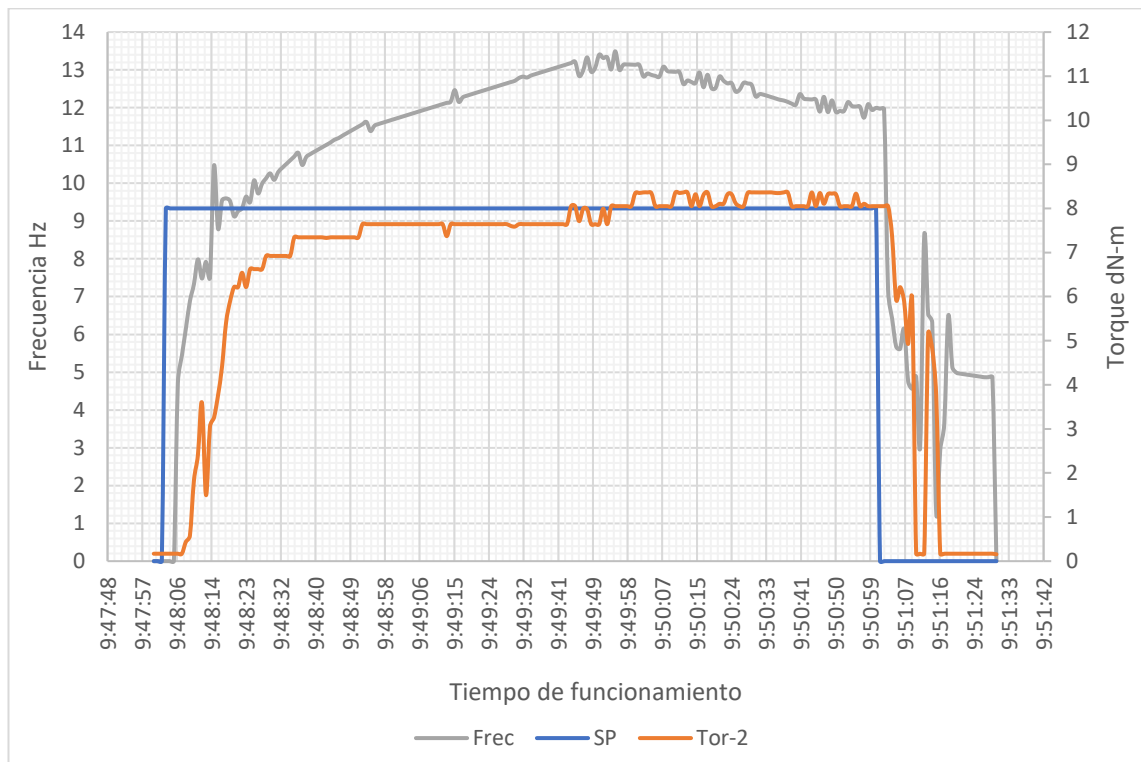


Fuente: Elaboración Propia

Con valores medios de Set point las rampas de ascenso y descenso tienen variaciones menos bruscas, evidenciadas en la figura 14. Sin embargo, luego de estabilizarse las perturbaciones originan variaciones bruscas en la medición del torque, ocasionadas por vibraciones mecánicas originadas por el mismo sistema, sin embargo, la magnitud de las vibraciones no es lo suficiente para desequilibrar el sistema y son totalmente compensadas la acción integral y derivativa.

Con valores de Set point más bajos el sistema demora más tiempo en estabilizarse, durante el descenso presenta variaciones bruscas. Las vibraciones presentadas durante el estado estable son leves y de baja magnitud, estas son totalmente compensadas por el lazo de control y se mantienen en un rango estable, en comparación con los resultados obtenidos en la respuesta de medio set point. La respuesta del set point bajo se puede observar en la figura 15.

Figura 15. Respuesta del lazo de control con set point de 8 dN-m.



Fuente: Elaboración Propia

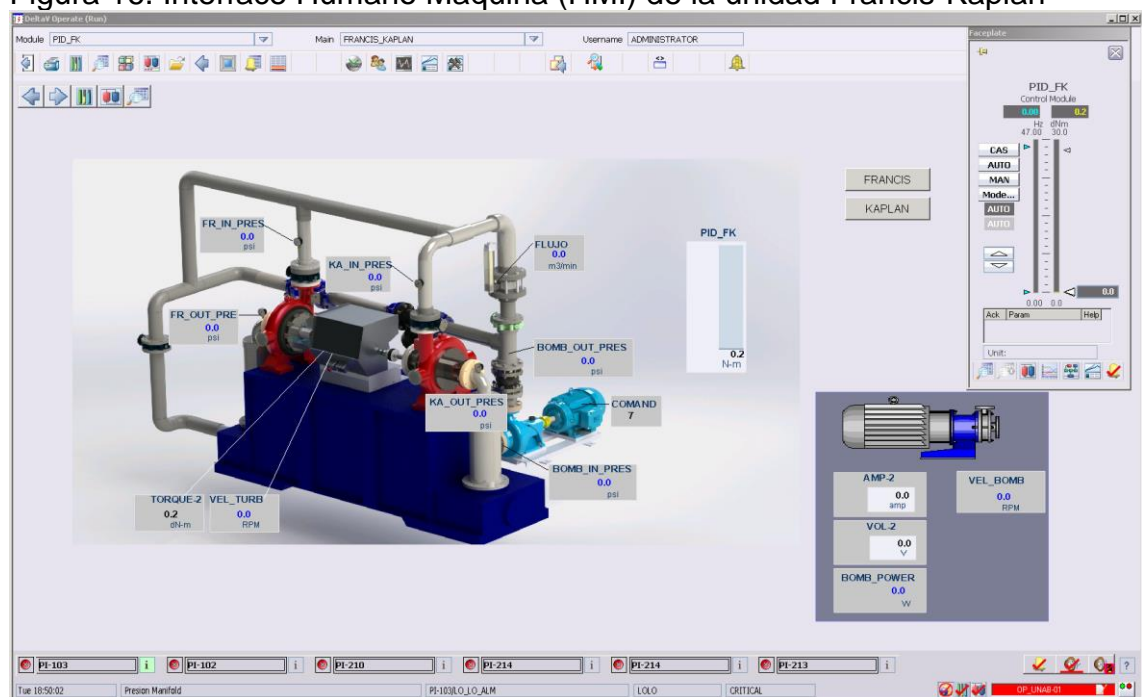
## 7 MODELO E INTERFACE HUMANO MAQUINA (HMI)

La interface humano máquina, cumple la función de comunicar al operario en un sistema de control con los dispositivos enlazados, de una manera gráfica, de modo tal que sea fácil de entender, manipular equipos y obtener información de los mismos.

En el sistema DeltaV, se cuenta con el asistente DeltaV Operate; quien administra la creación y el acceso a las HMI, de cada una de las zonas y unidades de la planta, al mismo tiempo que pone a disposición los lazos de control programados y la información referente a las señales correspondientes a la unidad asignada, alarmas, límites del sistema, protocolos y cualquier información que sea relevante para operar y facilitar el análisis de los datos.

El HMI correspondiente al módulo Francis-Kaplan requirió de la creación de perfiles de comportamiento a partir de datos tomados en el campo, usando los indicadores, para incluir datos correspondientes a los instrumentos que aún no cuenta con conexión a DeltaV, como son los datos de presión, flujo y velocidad. Como se evidencia en la figura 16.

Figura 16. Interface Humano Maquina (HMI) de la unidad Francis-Kaplan



Fuente: Elaboración Propia

La función principal de este recurso, comprende, el colocar a disposición de los usuarios los datos recopilados por las señales y los lazos de control, de modo tal que se pueda bien sea operar o simplemente observar el comportamiento de un dispositivo o sistema.

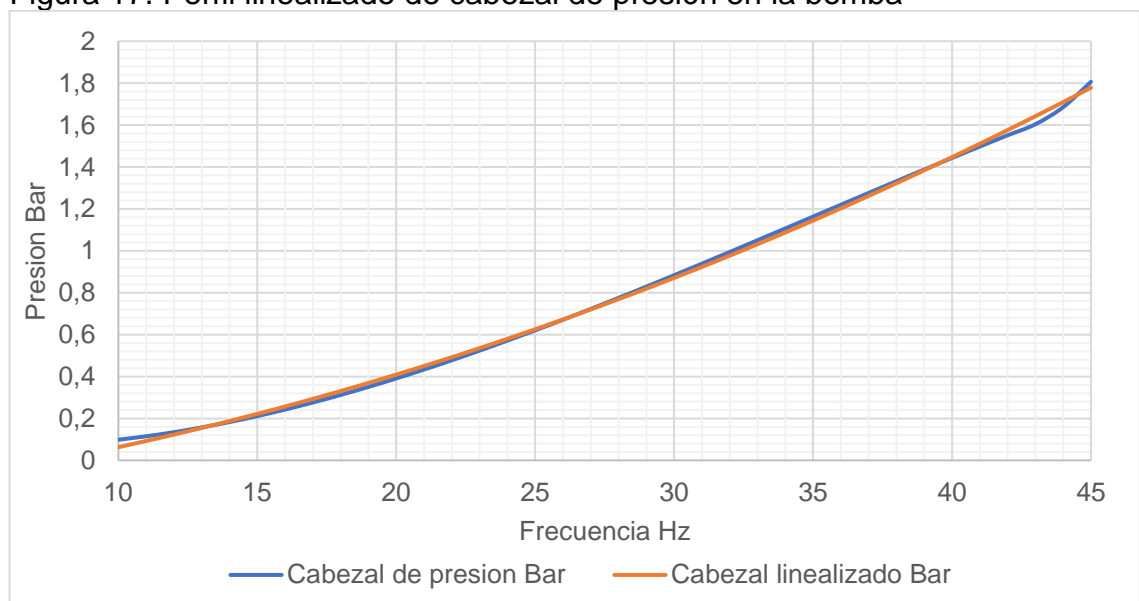
Para incluir los datos, usando perfiles de comportamiento, es necesario linealizarlos, creando polinomios cuya variable dependiente sea una señal conocida y que posea un criterio de estabilidad similar, en este caso, se utilizó la frecuencia, dado que el torque presenta fluctuaciones permanentes debido a las vibraciones.

### 7.1 PERFILES DE COMPORTAMIENTO

Los perfiles de comportamiento se desarrollaron con el uso de Matlab, para obtener ecuaciones características de las variables que aún no se han comunicado, basados en el comportamiento de la frecuencia, puesto que esta tiene el mismo criterio de estabilidad.

El perfil de cabezal de presión que ingresa a la turbina se obtuvo mediante un polinomio de grado 4, dando como resultado una curva similar a la obtenida por el medidor, como muestra la figura 17.

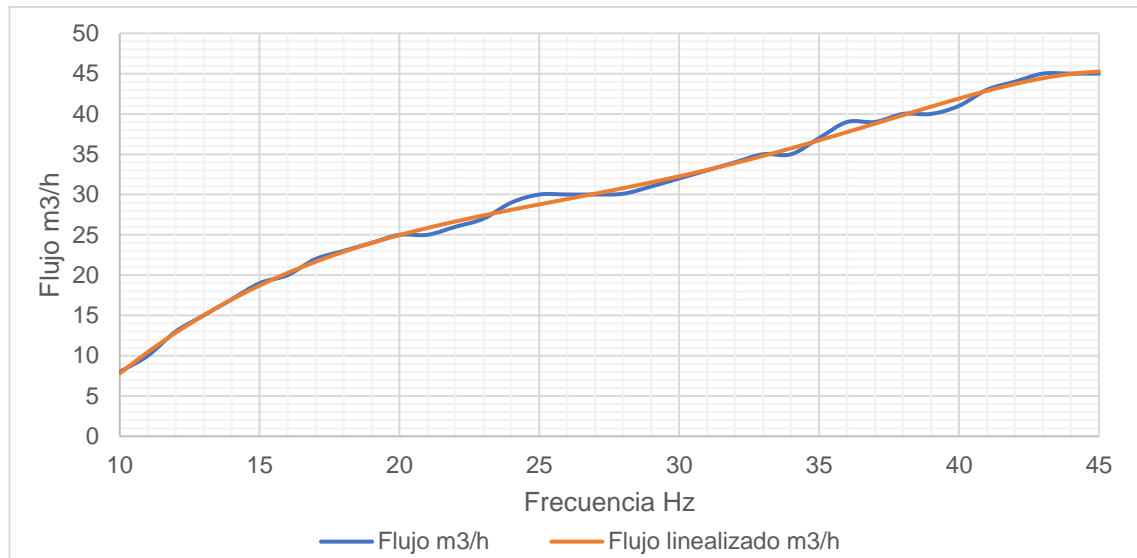
Figura 17. Perfil linealizado de cabezal de presión en la bomba



Fuente: Elaboración Propia

De igual manera se obtiene el perfil de flujo, basado en las mediciones de campo y se ingresa en forma de un polinomio de grado 4, dando origen a un perfil de comportamiento como lo muestra la figura 18.

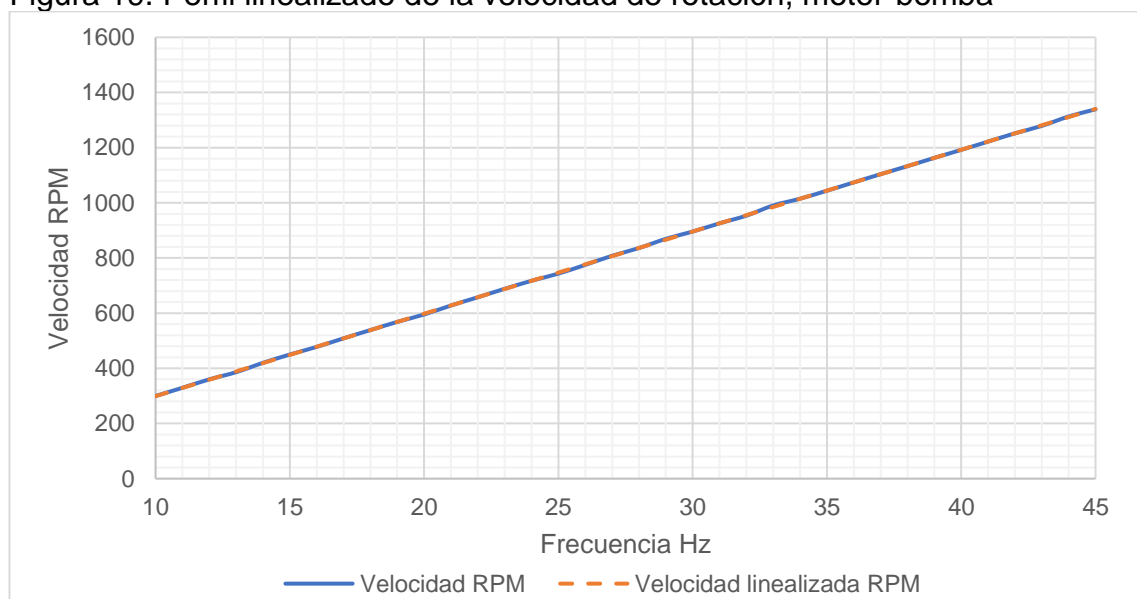
Figura 18. Perfil linealizado de flujo de agua.



Fuente: Elaboración Propia

La velocidad del motor acoplado a la bomba, depende directamente de la frecuencia con que se alimenta, por lo que en este caso se introduce un perfil lineal, como se muestra en la figura 19.

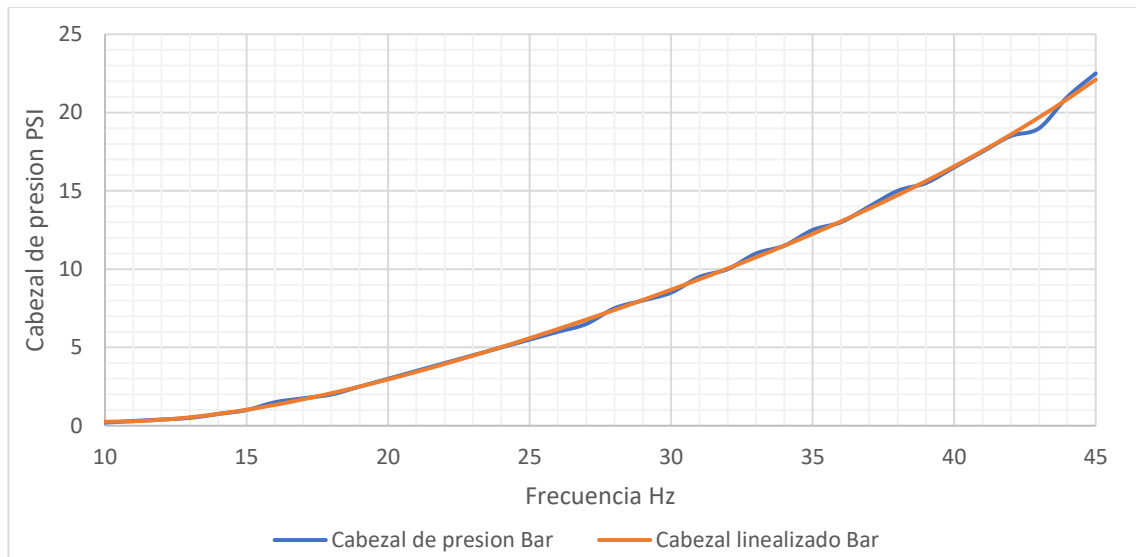
Figura 19. Perfil linealizado de la velocidad de rotación, motor-bomba



Fuente: Elaboración Propia

El cabezal de presión en la turbina, se introdujo usando un polinomio de grado 4, con el cual se obtuvo resultados similares a las mediciones tomadas con el indicador, como muestra la figura 20.

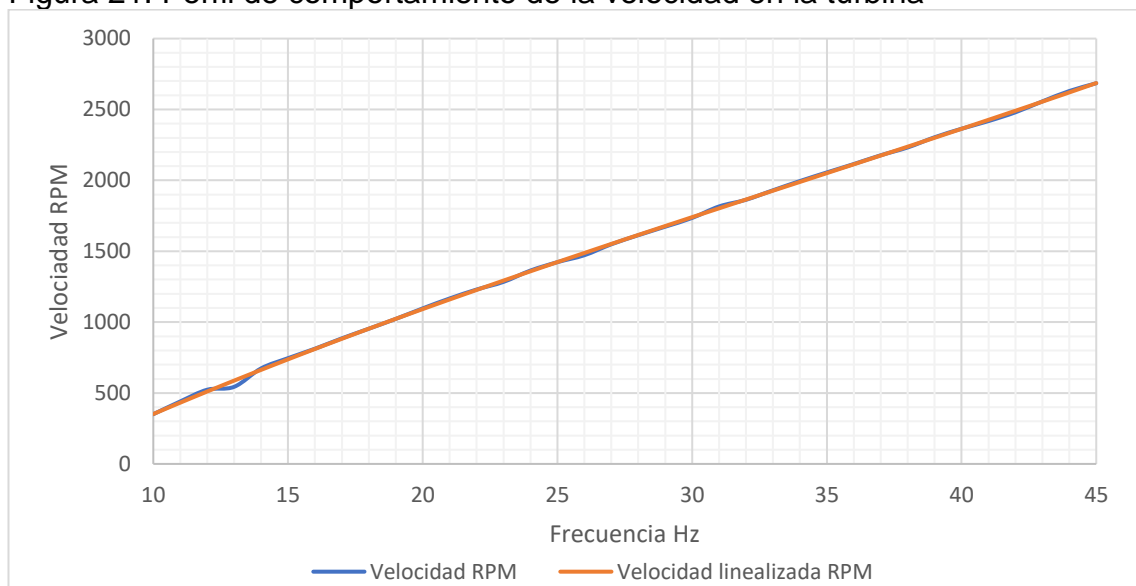
Figura 20. Perfil de cabezal de presión en la turbina



Fuente: Elaboración Propia

Finalmente, el perfil de velocidad de la turbina, se modela mediante un polinomio de grado 3, cuyo comportamiento es mostrado en la figura 21.

Figura 21. Perfil de comportamiento de la velocidad en la turbina



Fuente: Elaboración Propia

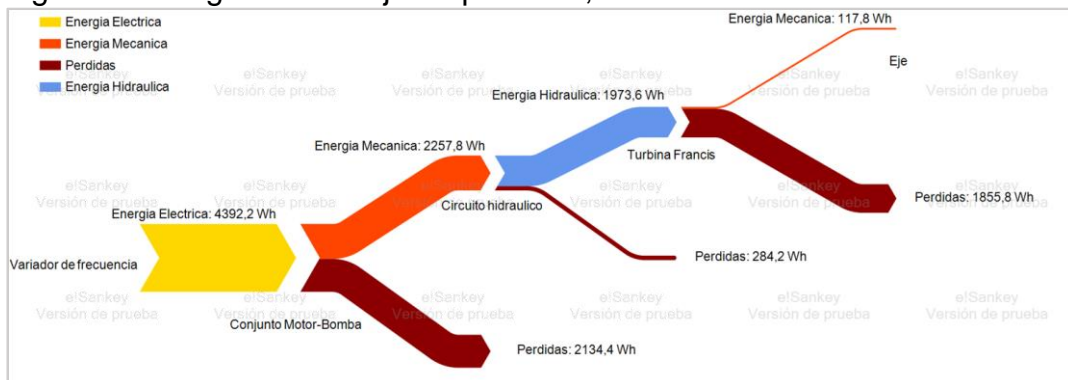
## 8 ANÁLISIS DE CONSUMO DE ENERGÍA DEL MODULO

El análisis de energía de la unidad se lleva a cabo teniendo en cuenta el consumo de energía que supone cada componente, teniendo en cuenta las pérdidas que representan cada transformación de energía en el sistema. Las cuales se ven representadas en el diagrama de la figura 22. Cada transformación de energía supone a sí mismo una pérdida correspondiente. A partir del mismo se hace más visible la magnitud de las pérdidas al pasar por las diferentes etapas.

Las pérdidas más representativas en el sistema, se dan en los componentes motor-bomba y turbina. En primer lugar, el conjunto motor bomba, presentándose a nivel de motor como pérdidas mecánicas, pérdidas de joule en el devanado primario y secundario, por histéresis y corrientes parasitas en los núcleos del rotor y estator, y las pérdidas por corrientes dispersas. A nivel del cabezal de la bomba las pérdidas se presentan, por transmisión de la carga y de la interacción del agua con el cabezal mismo. [30]

Las pérdidas a nivel de la turbina se presentan por la interacción entre distribuidor y el cabezal de la turbina. En el distribuidor las pérdidas son ocasionadas principalmente por la fricción del agua con los componentes, seguidos por pérdidas por el régimen de flujo establecido, por lo cual a caudales mayores es común encontrar una mayor magnitud de pérdidas altos caudales. Las pérdidas anteriormente descritas también están presentes a nivel de la turbina a la cual se le suman las pérdidas de carga, debidas al momento de expansión.

Figura 22. Diagrama de flujo de pérdidas, a 45 Hz.



Fuente: Elaboración Propia



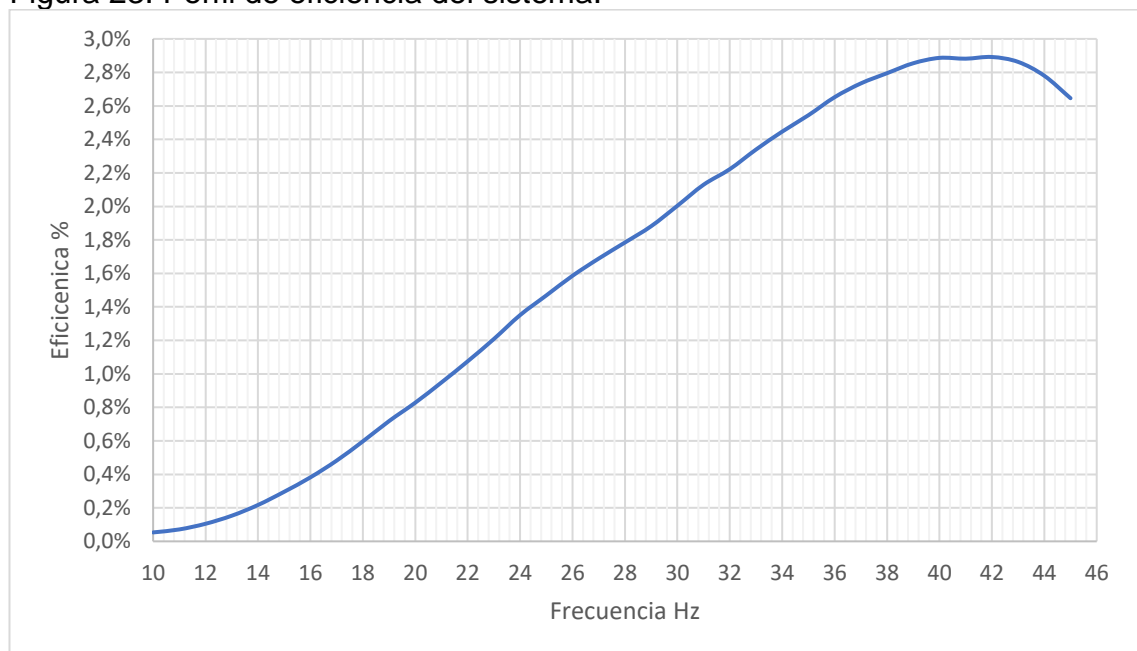
Debido a las condiciones de operación a alto caudal, las pérdidas hidráulicas representan una gran magnitud. Para este caso en específico el cabezal de la bomba y la bomba presentan un gran volumen de perdidas debido al caudal que se aplica a altas frecuencias. Adicionalmente la turbina no se encuentra sujeta a una carga con la cual pueda desarrollar un torque efectivo.

El variador de frecuencia al controlar la energía entregada al motor de la bomba, desplaza el punto de operación, conservando la relación voltaje-frecuencia, disminuyendo su potencia y a su vez ocasiona una disminución en su eficiencia.

### 8.1 PERFILES DE EFICIENCIA DEL MODULO

A través de los perfiles de eficiencia se puede determinar el punto de óptima operación del sistema y en los cuales se puede sacar más provecho de cada uno de sus componentes. Este perfil pondera el comportamiento de cada uno de los componentes del sistema, dando origen a un perfil integrado, dentro del cual no necesariamente coinciden los puntos de máxima eficiencia de los componentes, obteniéndose como resultado un nuevo punto de máxima eficiencia para el sistema de forma global.

Figura 23. Perfil de eficiencia del sistema.



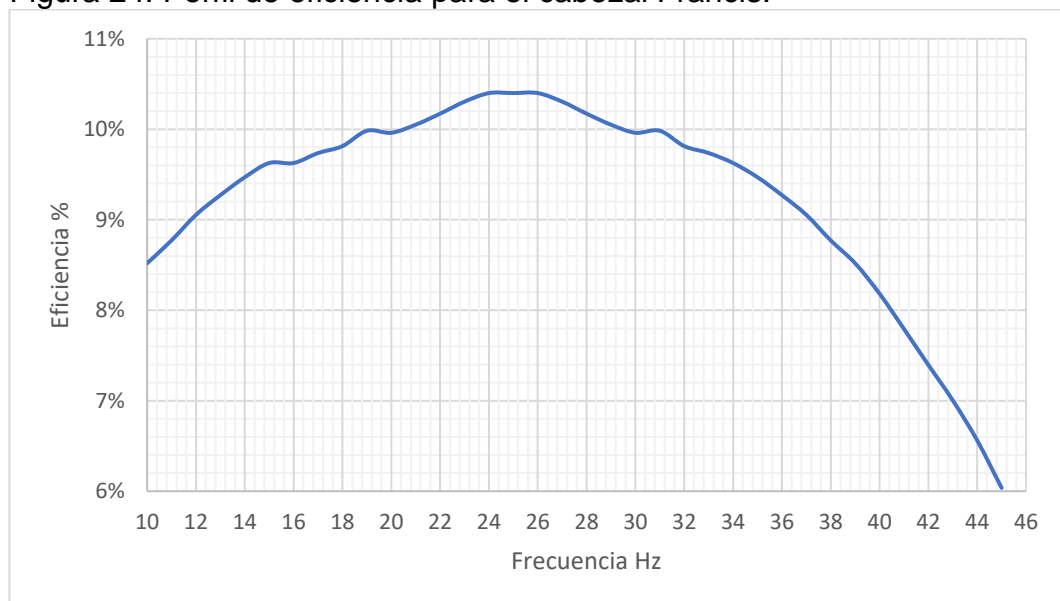
Fuente: Elaboración Propia

Como se evidencia en la figura 23 el punto de máxima eficiencia para el sistema actual se encuentra para valores de frecuencia alrededor de los 42 Hz, para el cual presenta una eficiencia del 2,8919%. La eficiencia del sistema presenta un rango de valores muy bajo, lo cual es debido a las múltiples transformaciones de energía propias de un banco de pruebas en un laboratorio, adicionalmente se usa un cabezal de turbina Francis a escala reducida, por lo que no representa la eficiencia real de un cabezal del mismo tipo a escala real.

Entre los componentes que integran el sistema el que presenta la menor eficiencia es el cabezal de turbina Francis, la causa de esta baja eficiencia se debe a que está operando en condiciones de embalamiento, así mismo debido al uso discontinuo del módulo, es posible que se hallan depositado materiales disueltos en los componentes, así mismo las pérdidas de carga se presentan debido al caudal que se aplica.

El perfil de eficiencia del cabezal Francis presenta un punto de máxima eficiencia de 10.4%, el cual se presenta al aplicar una frecuencia de 25 Hz, tal como se evidencia en la figura 24. A pesar funcionar sin carga, la turbina sigue presentando un perfil de comportamiento que bien podría encontrarse en una turbina a escala real funcionado con carga de funcionamiento.

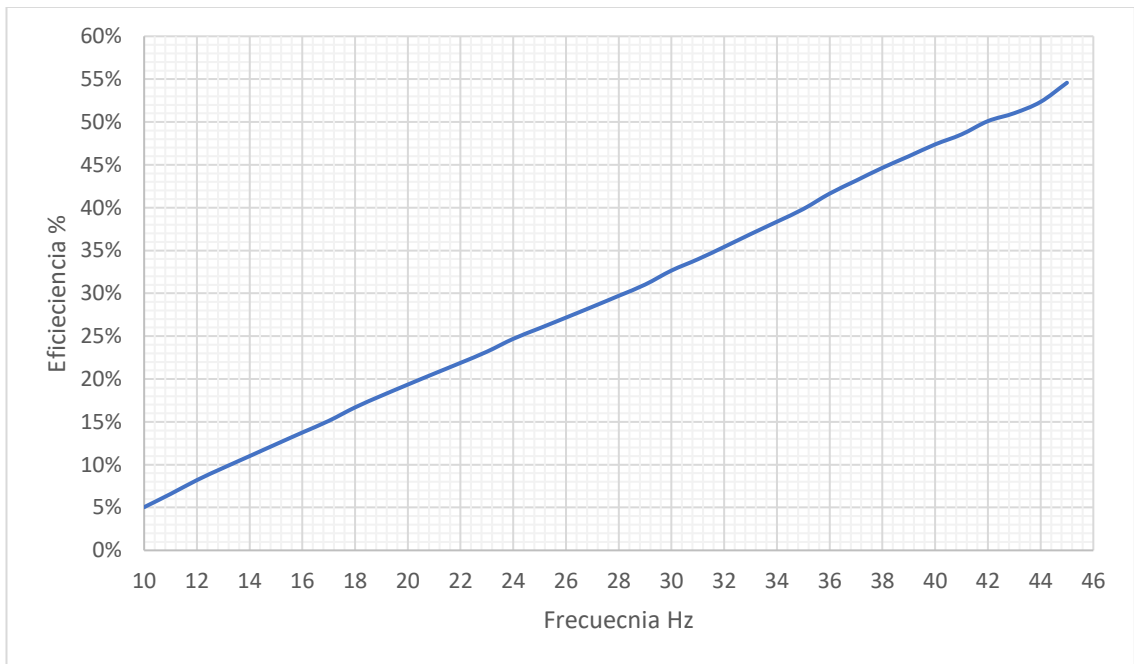
Figura 24. Perfil de eficiencia para el cabezal Francis.



Fuente: Elaboración Propia

La bomba presenta un perfil de eficiencia lineal, puesto que este es alterado por el inversor el cual busca mantener la relación frecuencia/voltaje como constante, lo cual altera el perfil de potencia de la bomba, dando como resultado un perfil lineal ascendente, en lugar del perfil parabólico típico de las bombas centrífugas con la variación de carga, tal como se ve en la figura 25.

Figura 25. Perfil de eficiencia de la bomba hidráulica



Fuente: Elaboración Propia

## 9 CONCLUSIONES

Teniendo en cuenta los objetivos planteados se puede concluir.

- Se diseñó un lazo de control proporcional en el sistema de control DeltaV, el cual es accesible mediante el desarrollo de una interface humano maquina (HMI). El HMI desarrollado incorpora las señales correspondientes al torque obtenido en las turbinas y los parámetros de alimentación del motor por vía del variador de frecuencia, del cual comunicaron, la frecuencia, el voltaje y la corriente, usando el protocolo Modbus RTU. En base a estos se realizaron perfiles de comportamiento para las señales aun no disponibles, tomando como referencia la frecuencia y a partir de la cual se generan los valores de presión de alimentación, presión de salida, flujo y velocidad, correspondientes a la bomba y las turbinas. Estas señales son alimentadas al HMI para brindar información adicional sobre el comportamiento del módulo.
- con los cuales se buscó disminuir los efectos del torque acrecentante, evitar el golpe de ariete y la cavitación en los componentes del módulo. Dando como resultado una respuesta estable, con vibraciones propias del sistema, las cuales son compensadas por las componentes integral y derivativa. Las vibraciones de mayor magnitud se presentaron a valores de set point medios, correspondientes a valores de torque entre los 12 y 20 dNm, en los que la amplitud supera el 1 dNm, obtenidos en valores de frecuencia entre 24 y 32 Hz.
- La eficiencia general del sistema se obtiene al aplicar una frecuencia de 42 Hz, correspondiente de aproximadamente 3%. La principal causa de un valor de eficiencia bajo es la ausencia de carga en la turbina impidiéndole lograr desarrollar un torque eficaz, limitando la eficiencia a un valor máximo de 10,4%. En segundo lugar, la curva de eficiencia de la bomba se ve alterada por la alimentación del variador de frecuencia, desviando su rango de trabajo bajo su valor de eficiencia nominal.

## 10 RECOMENDACIONES

- Para continuar con el trabajo en el módulo es necesario incorporar el generador conectado al eje de la turbina, de tal modo que pueda ejercerse una carga con la cual la turbina pueda generar un toque efectivo, de igual manera, se incorporarían señales de corriente y voltaje provenientes del motor. En este caso, el torque aumentaría, lo que supondría cambiar los límites en el modelo de control, sin alterar los parámetros del lazo de control, se lograría un comportamiento más estable del torque.
- La incorporación de un sistema de regulación para el ángulo de los alabes del distribuidor de la turbina Francis, aportaría la posibilidad de crear un lazo de control, basado en los sistemas hidroeléctricos, con los cuales se regula la relación de la caída de presión y la magnitud del caudal. De esta forma se lograría control en cascada para el ángulo de los alabes teniendo en cuenta la variación del flujo por medio del cambio de frecuencia. De igual manera se podría implementar en la turbina Kaplan usando el ángulo de los alabes móviles en la turbina, con lo cual se obtendría un control de la velocidad con que gira la turbina, regulando la potencia entregada.
- Actualmente la selección entre las dos turbinas se realiza de forma manual y toma mucho tiempo, lo cual, se debe principalmente al acople con el eje. Es aconsejable incorporar un mecanismo diferencial, permitiendo al eje girar en un mismo sentido, y en cuyo caso la turbina que se encuentre fuera de servicio actuaría como carga. Así mismo, el implementar electro válvulas para la selección de la turbina a la que se le está aplicando el caudal, de modo tal que se evite toda intervención manual
- Finalmente se recomienda realizar puestas en marcha periódicas, con el propósito de evitar la acumulación de partículas disueltas y la corrosión en los componentes metálicos, garantizando un tiempo de vida útil más extenso y facilitando las operaciones de mantenimiento, las cuales podrían realizarse con plazos menos frecuentes.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1]. Ministerio de minas y energia. (2016). *Smart Grids Colombia visión 2030*. Bogota D.C., Colombia: Ministerio de minas y energia.
- [2]. Rivera Torres, H. D. (2006). *Sistemas Digitales De Control De Carga Y Regulación De Velocidad (Digipid), Para La Estabilidad De Frecuencia En Pequeñas Centrales Hidroeléctricas*. Guatemala: Universidad de San Carlos de Guatemala.
- [3]. Loría Gamboa, M. (2009). *Análisis y configuración del sistema de control digital Cactus*. Ciudad Universitaria Rodrigo Facio: Universidad de Costa Rica Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Eléctrica.
- [4]. WEG. (2012). *Manuel de la comunicacion Modbus-RTU*. WEG.
- [5]. Asociación De La Industria Eléctrica-Electrónica, AIE, «Protocolos De Comunicaciones Industriales,» Asociación De La Industria Eléctrica-Electrónica, AIE, Santiago. Chile., 2013.
- [6]. Universidad Politécnica de Cartagena, «PROFIBUS,» Universidad Politécnica de Cartagena, Dpto. de Tecnología Electrónica, Cartagena, Colombia, 2010.
- [7]. Fernández Díez, P. (2010). Turbinas Hidraulicas. *Redsauce Engineering Services*.
- [8]. Fernández Díez, P. (2010). Trubina Kaplan y Bulbo. *Redsauce Engineering Services*.
- [9]. Fernández Díez, P. (2010). Turbina Francis. *Redsauce Engineering Services*.
- [10]. Piñero Rueda, J. M. (2015). Control de un motor de inducción usando un variador de frecuencia. *Escuela Técnica Superior de Ingeniería, Universidad de Sevilla*.

- [11]. Fernández Díez, P. (2010). *Bombas Centrífugas Y Volumétricas*. Redsauce Engineering Services.
- [12]. Ogata, K. (2010). *Ingeniería de control moderna*. Madrid: PEARSON.
- [13]. N. K., R. S., & S. S. (2006). *A review on hydropower plant models and control*. India: Indian Institute of Technology.
- [14]. A. B., & N. S. (2015). *Developing Model of Control Stratagem with Variable Speed Drive by Synchronous Speed in Micro-hydro Plant*. Thailand: Asian Institute of Technology.
- [15]. D. A., & D. D. (2010). *Suboptimal Design of Turbine Governors for Low Head Hydroturbines*. Serbia: Nikola Tesla Institute.
- [16]. K. N., & B. M. (2015). *A complex Hydro-Power Plant Dynamic Model Integrated into the Electrical Network*. Slovenija: Univerza v Ljubljani.
- [17]. M. B., I. K., & T. T. (2006). *Nonlinear Digital Simulation Model of Hydroelectric Power Unit with Kaplan Turbine*. IEEE Transactions on Energy Conversion.
- [18]. L. B., S. B., & D. R. (2012). *Direct Power Control of Variable-speed Micro-Hydropower Plant Based on propeller turbine*. Algeria: Abderrahmane Mira University.
- [19]. E. J., & S. L. (2009). *Cavitation Indices in Power Control of Kaplan Water Turbines*. Finland: University of Oulu.
- [20]. Atta, K. T., A. J., M. C., & T. G. (2014). *Phasor Extremum Seeking and its Application in Kaplan Turbine Control*. France: IEEE Conference on Control Applications.
- [21]. J. L., & L. W. (2000). *Optimal hydro generator governor tuning with a genetic algorithm*. IEEE Trans Energy Conv.
- [22]. T. Y., M. K., T. O., E. W., & K. T. (2000). *Intelligent tuning of PID controllers*. IEEE Conference on Intelligent Systems.

- [23]. Z. Z., Z. H., & Z. X. (2002). *PID control with fuzzy compensation for hydroelectric generating unit*. International Conference on Power System Technology,.
- [24]. S. G., B. S., F. G., & C. C. (2016). *Reduced Model for Control in a Hydroelectric Unit at Off-Design Operation*. Denmark: 15th European Control Conference.
- [25]. Didacta. (s.f.). *Grupo Pruebas Turbinas Francis-Kaplan Compact*. Italia: Didacta.
- [26]. LEXUS ELECTRONIC WEIGHING. (2012). *LEXUS ELECTRONIC WEIGHING TUXON A*. LEXUS ELECTRONIC WEIGHING.
- [27]. CALPEDA. (2009). *CALPEDA DATA SHEET NM4/325*. CALPEDA.
- [28]. Pennacchi, P., Chatterton, S., & Vania, A. (2012). *Modeling of the dynamic response of a Francis turbine*. Milano, Italy: Politecnico di Milano, Department of Mechanical Engineering.
- [29]. Brezina, T., Kovar, J., Hejc, T., & Andrs, A. (2011). *Modeling and  $H^\infty$  Control of Centrifugal Pump with Pipeline*. Brno, Czech Republic: Faculty of Mechanical Engineering-Brno University of Technology.
- [30]. Cortés, C. A., Deprez, W., Driesen, J., & Pérez, J. J. (2008). *Determinación de pérdidas eléctricas en motores de inducción modelados electromagnéticamente con el método de los elementos finitos*. REVISTA INGENIERÍA E INVESTIGACIÓN VOL. 74 28 No. 3.
- [31]. How does a Francis turbine work ?. (2017). Learnengineering.org. Retrieved 10 November 2017, from <http://www.learnengineering.org/2014/01/how-does-francis-turbine-work.html>
- [32]. Turbine: Francis turbine and Kaplan propeller turbine. (2017). Britannica. Retrieved 10 November 2017, from <https://britannica.com/students/assembly/view/53475>