



**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE MÉXICO**



FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMA ÚNICO DE ESPECIALIZACIONES DE INGENIERÍA

CAMPO DE CONOCIMIENTO: INGENIERÍA CIVIL

**ANÁLISIS EN RÉGIMEN TRANSITORIO DE LA CONDUCCIÓN DEL
PROYECTO HIDROELÉCTRICO AYIL EN LIMÓN, COSTA RICA**

T E S I N A

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

ESPECIALISTA EN HIDRÁULICA

PRESENTA:

ING. MARCO ANTONIO JIMÉNEZ CHAVES

DIRECTOR DE TESINA: **DR. OSCAR POZOS ESTRADA**

MÉXICO, D.F.

FEBRERO 2016

AGRADECIMIENTOS

La elaboración del presente documento es gracias al apoyo de familiares, amigos, compañeros de trabajo, profesores e instituciones costarricenses y mexicanas que hicieron posible la participación en el posgrado, culminándolo con un trabajo de investigación de gran satisfacción profesional. Pido disculpas por las omisiones que, obviamente, son involuntarias.

Agradezco en primera instancia a mi madre Elena Chaves Solano, a mi padre Oscar Chaves Solano, y a mi novia Kimberly Baldizón Varela, fuentes de motivación y ayuda en cada emprendimiento personal.

Asimismo quiero agradecer a las siguientes personas por sus valiosos consejos y su apoyo para la consecución del posgrado.

- Ing. Luis Carlos Alfaro Monge, Instituto Costarricense de Electricidad
- M.I. Adriana Amalia Cafaggi Félix, Facultad de Ingeniería UNAM
- Ing. Federico Avilés Chaves, Instituto Costarricense de Electricidad
- M.C. Libia Georgina Carmona Paredes, Instituto de Ingeniería UNAM
- Dr. Humberto Gardea Villegas, Facultad de Ingeniería UNAM
- Ing. Andrés Román Guadarrama Cruz, Facultad de Ingeniería UNAM
- Ing. Eugenia Gutiérrez Castro, Instituto Costarricense de Electricidad
- M.I. Alexis López Montes, Facultad de Ingeniería UNAM
- Ing. Gravin Mayorga Jiménez MSc., Universidad de Costa Rica
- Dr. Adrián Pedrozo Acuña, Instituto de Ingeniería UNAM
- Dr. Oscar Pozos Estrada, Instituto de Ingeniería UNAM
- Dra. Lilia Reyes Chávez, Facultad de Ingeniería UNAM
- Ing. Priscilla Riggioni Leonhardes MSc., Instituto Costarricense de Electricidad
- M.I. Gerardo Ruiz Solorio, Facultad de Ingeniería UNAM
- Dra. Ma. Del Rosio Ruiz Urbano, Facultad de Ingeniería UNAM

Estoy verdaderamente agradecido con el Instituto Costarricense de Electricidad por el apoyo económico para la realización del posgrado. Sin duda alguna los conocimientos adquiridos serán de gran provecho para la institución.

Finalmente, agradezco la colaboración de la Universidad Nacional Autónoma de México, el Instituto de Ingeniería y la Embajada de México en Costa Rica.

Ing. Marco Antonio Jiménez Chaves
San José, Costa Rica

¡vivan siempre el trabajo y la paz!

TABLA DE CONTENIDO

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	EL PROBLEMA ESPECÍFICO	1
1.2	JUSTIFICACIÓN	9
1.3	ANTECEDENTES	16
1.4	OBJETIVOS.....	18
1.4.1	OBJETIVO GENERAL.....	18
1.4.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	18
1.5	DELIMITACIÓN DEL PROBLEMA	18
1.5.1	ALCANCES.....	18
1.5.2	LIMITACIONES.....	19
1.6	DESCRIPCIÓN DE LA METODOLOGÍA	20
2	MARCO TEÓRICO	21
3	DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO HIDROELÉCTRICO AYIL	28
4	ANÁLISIS TRANSITORIO DE LA CONDUCCIÓN DEL PROYECTO HIDROELÉCTRICO AYIL	30
4.1	REQUERIMIENTO DE UN TANQUE DE OSCILACIÓN	30
4.2	DISEÑO DEL TANQUE DE OSCILACIÓN.....	36
4.3	ESTUDIO TRANSITORIO EN HYTRAN	43
5	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	51
6	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	53
7	ANEXOS	54

1 INTRODUCCIÓN

1.1 EL PROBLEMA ESPECÍFICO

La generación de electricidad tiene dos características principales en su mercado de consumo (Cuesta & Vallarino, 2000):

- La generación debe proveer sin retraso ni reducción alguna la potencia que pide el consumidor (demanda). El usuario conectado a la red tiene el derecho de disponer de la potencia eléctrica contratada en el momento y durante el tiempo que lo solicite y con un nivel de calidad muy estricto.
- La energía eléctrica no se almacena, al menos no en forma práctica y proporcional a la demanda.

Como resultado, la energía eléctrica debe producirse en el mismo momento en que se está consumiendo, y con la potencia y calidad exigida. Éste es un servicio público, por lo tanto las empresas eléctricas deben suministrar toda la energía demandada aún en el caso de que parte de este suministro resulte antieconómico. El servicio debe garantizar continuidad, voltaje adecuado ($\pm 3\%$ del voltaje nominal) y una frecuencia constante ($\pm 1\%$ de la frecuencia nominal) (Cuesta & Vallarino, 2000).

Por estas razones las empresas eléctricas deben acomodar su parque de generación y distribución a la demanda de energía previsible a corto, medio y largo plazo y tener suficiente reserva de utilización inmediata o casi inmediata para cubrir la salida de la central con mayor potencia de la red o de posibles desviaciones de la demanda energética real con relación a la demanda prevista. Además, como los proyectos energéticos requieren grandes inversiones y un plazo de ejecución relativamente largo, las empresas eléctricas deben realizar una programación a medio y largo plazo (usualmente 5, 10 y 20 años) previendo la variación de la demanda y la evolución del costo de los combustibles y definiendo las instalaciones que es necesario poner en servicio para satisfacer la demanda prevista con una capacidad de reserva adecuada (Cuesta & Vallarino, 2000).

La demanda de un sistema eléctrico se caracteriza por curvas que relacionan la potencia total demandada por el sistema con el tiempo. Estas curvas de demanda son de varios tipos, según sea el periodo considerado (día, mes, año). Por ejemplo una curva de demanda eléctrica diaria refleja la variación de la demanda a lo largo del día y depende principalmente del día de la semana que representa (laborable, festivo o fin de semana), la estación del año, la temperatura del medio ambiente, la importancia relativa de los sectores industrial, comercial y doméstico en el mercado eléctrico, las incidencias particulares del día (huelgas, retransmisiones de espectáculos o eventos de gran audiencia) (Cuesta & Vallarino, 2000). Por esto, la forma de la curva de demanda eléctrica es muy variada pero en general presenta una zona de bajo consumo durante la noche (horas de valle), uno o dos máximos relativos durante el día (horas de punta) y zonas intermedias (media punta). La Figura 1 muestra una curva de demanda del Sistema Eléctrico Nacional (SEN) en Costa Rica para el día lunes 19 de octubre de 2015.

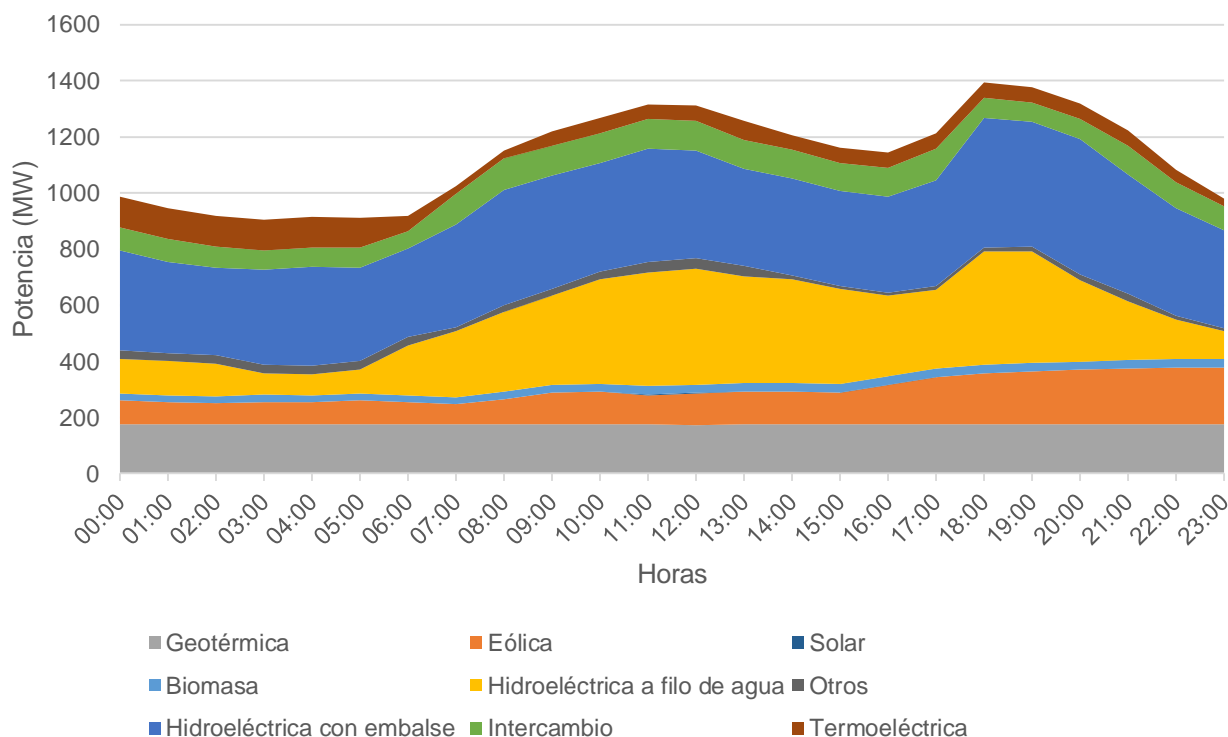


Figura 1. Gráfico de curva de demanda eléctrica diaria en el SEN de Costa Rica para el día lunes 19 de octubre del 2015 (ICE, 2015)

Como la potencia demandada debe proporcionarse en todo momento, la operación del sistema eléctrico debe estar dirigida a suministrar la potencia requerida constantemente. Para esto, las centrales de generación deben estar preparadas para proveerla y adecuarse a las rápidas variaciones de la demanda instantánea. El sistema debe tener la capacidad de seguir con la generación la curva de demanda eléctrica, ajustando en forma instantánea la producción a la demanda. Para satisfacer estas condiciones, las empresas eléctricas actúan de varias formas (Cuesta & Vallarino, 2000):

- Estimando la curva de demanda eléctrica a mediano y a largo plazo mediante extrapolaciones de la tendencia del pasado, de encuestas de consumo eléctrico a los usuarios o de estimaciones de la evolución de la economía (cuya magnitud guarda una estrecha relación con el consumo eléctrico). Con este conocimiento previo se planifican las fechas de entrada en operación de las centrales que se prevé pueden requerirse para satisfacer el crecimiento de la demanda.
- Modificando la demanda para reducir su variabilidad mediante cambios de horario e incentivando el consumo durante las horas de valle y reduciéndolo durante las de punta. Esta idea no ha funcionado en algunos países por que el consumidor cambia sus horas de uso de energía (Gardea, 2015).
- Estimando la curva de demanda eléctrica a corto plazo con base en condiciones previsible del momento y disponiendo un programa de operación de las centrales disponibles para servir la curva prevista.
- Disponiendo una serie de centrales de control en el sistema interconectado, que puedan variar su potencia en forma instantánea para ajustar la generación prevista a la demanda real.

En consecuencia, el ajuste en tiempo y magnitud de la generación eléctrica a la demanda real se efectúa mediante la programación a corto plazo y mediante la modificación

de la producción para igualarla a la demanda. La programación a corto plazo (mensual, semanal y diario) tiene como objetivo definir las curvas de demanda eléctrica previsible y teniendo en cuenta la disponibilidad y los costos operativos de los diferentes tipos de centrales, establecer el esquema de operación más eficiente para satisfacer la demanda.

Para seguir esta curva de demanda eléctrica previsible, las compañías eléctricas hacen uso de diferentes centros de generación de varios tipos, capacidades y condiciones operativas para que en conjunto, proporcionen la potencia demandada en cada instante. Esto brinda versatilidad al sistema de generación y permite una mejor utilización de los recursos disponibles y una mayor seguridad ante cambios en la demanda.

Las centrales de generación eléctrica se pueden clasificar en dos grandes grupos: centrales térmicas que utilizan como fuente de energía recursos no renovables como combustibles fósiles o energía de origen nuclear y las centrales cuya fuente energética son los recursos renovables como el sol, el viento, la geotermia y el agua.

Las centrales térmicas convencionales de vapor tienen una caldera donde se quema el combustible fósil (petróleo, gas natural o carbón), para producir vapor de agua a presión con el que se accionan las turbinas. Estas centrales tienen rendimientos bajos, entre el 35% y 40%. Mucho del calor generado por la combustión se disipa y no se utiliza en la producción de energía. Suelen tener capacidades unitarias grandes entre 300 MW y 600 MW y operan en forma continua durante periodos largos porque las paradas y arranques aminoran la vida útil. Además, por la complejidad de sus sistemas operacionales y de la inercia térmica de las grandes masas de agua en la caldera, los arranques en frío duran varias horas y tienen un costo relativamente alto. Su capacidad para variar la potencia es limitada y no pueden operar por debajo de un mínimo técnico del orden del 40% de su potencia máxima. Por otra parte el rendimiento energético desciende sensiblemente con la operación a potencia parcial, por lo que conviene que estos grupos funcionen durante periodos prolongados y cerca del punto de rendimiento óptimo (Cuesta & Vallarino, 2000).

Las centrales nucleares son similares a las centrales de vapor convencionales en las que se ha sustituido la caldera por un reactor nuclear donde se produce la fisión del uranio o plutonio, en lugar de la combustión de los combustibles fósiles utilizados en las calderas de las centrales convencionales. La eficiencia térmica de las centrales nucleares es del orden del 33%. Las centrales nucleares suelen tener capacidades unitarias de 800-1200 MW (Cuesta & Vallarino, 2000). Como es sabido, este tipo de instalaciones conlleva una serie de graves problemas de seguridad, por lo que, en el estado actual de la tecnología, casi han dejado de ser una alternativa válida.

Otro tipo de centrales térmicas utilizan turbinas de gas que son motores de propulsión alimentados con aire a presión y un carburante volátil que, tras su combustión, acciona directamente la turbina. Estas plantas carecen de caldera y expelen los gases de la combustión directamente a la atmósfera, por lo que son mucho más simples que las centrales térmicas de vapor convencionales y con un rendimiento térmico más bajo, del orden del 30% al 35%. Las centrales térmicas pueden tener una potencia unitaria entre 10 y 200 MW. Estas turbinas tienen la capacidad de variar la potencia con rapidez y necesitan menos tiempo que las turbinas de vapor para un arranque en frío (entre 15 y 20 minutos contra varias horas en el caso de las turbinas de vapor) (Cuesta & Vallarino, 2000).

El bajo rendimiento de las turbinas de gas se debe a la elevada temperatura de los gases de la combustión expulsados a la atmósfera, por lo que el rendimiento de la instalación puede mejorarse sustancialmente instalando recuperadores de calor en la descarga de los gases y utilizando este calor residual para elevar la temperatura del agua en otras turbinas

de vapor. En este concepto se basan las centrales de ciclo combinado que integran varias unidades de turbinas de gas con un grupo de vapor convencional cuya capacidad es del orden de la mitad de la capacidad global de las primeras. Esta combinación permite alcanzar rendimientos más elevados que en cualquier otro tipo de planta térmica, incluso superiores al 50% (Cuesta & Vallarino, 2000).

El otro grupo de plantas, las centrales renovables, utilizan la luz solar, el movimiento del viento, el calor de la tierra y los flujos de agua para la producción de electricidad. Las centrales solares y eólicas se consideran fuentes intermitentes ya que son muy variables por el hecho de que la velocidad del viento y la radiación solar cambia según las condiciones locales del tiempo atmosférico y de la hora del día. Estas plantas por lo general tienen potencias bajas y dada su intermitencia se utilizan según el recurso disponible.

Las plantas geotérmicas utilizan el calor de la tierra para accionar turbinas. Por la característica física de que el calor puede usarse las 24 horas del día, todos los días, las plantas geotérmicas se utilizan como energía base. Estudios recientes han demostrado que sin embargo, las plantas geotérmicas pueden ser flexibles, variando su potencia a través del día a medida que la potencia demandada cambia. Aunque esta capacidad de operación flexible es teóricamente posible, desde la inyección de la producción geotérmica, esta energía ha sido considerada como base. En el futuro, a medida que fuentes más intermitentes de energía como el viento y el sol sean de mayor uso, la demanda por fuentes flexibles de generación aumentará. Esto sugiere que las plantas geotérmicas con la capacidad de variar su generación serán más comunes a largo plazo (Glassley, 2014).

El otro tipo de centrales renovables, las centrales hidroeléctricas, se basan en el principio de que el flujo de agua a lo largo de un tramo de río produce una pérdida de energía que es proporcional al caudal circulante y a la caída o desnivel existente entre el inicio y el final del tramo considerado. Esta energía de posición del agua en el inicio del tramo se transforma en calor que se disipa en la atmósfera y en energía mecánica de erosión. Precisamente, los aprovechamientos hidroeléctricos buscan reducir al mínimo esta pérdida energética natural y transformar esta energía no consumida en una energía de fácil utilización para el ser humano. Esto se consigue sustituyendo el cauce natural por una conducción artificial mucho más eficiente que reduce significativamente las pérdidas de energía (Cuesta & Vallarino, 2000).

El uso de la energía hidráulica es muy antiguo y ha evolucionado desde los molinos donde se utilizaba el agua para mover mecánicamente una rueda. En los siglos XVI a XIX los ingenios hidráulicos utilizaban mecanismos accionados con la energía hidráulica para las explotaciones mineras, industriales y agrícolas. Ya a finales del siglo XVIII se comenzó a utilizar la turbina hidráulica para el accionamiento mecánico de herramientas. No es hasta finales del siglo XIX que el aprovechamiento de la energía hidráulica se utiliza con fines de generación de electricidad. En el año de 1882 se puso en servicio la primera central hidroeléctrica de uso comercial; la central de Appleton en Estados Unidos de América, con una potencia de 25 kW (Cuesta & Vallarino, 2000).

Posteriormente, el desarrollo de los transformadores entre 1882 y 1886 hizo posible el transporte de la energía eléctrica en forma de corriente alterna a grandes distancias. El uso generalizado de la corriente alterna y su capacidad de transportar energía a grandes distancias dio un giro revolucionario a la utilización de la energía hidroeléctrica ya que permitió utilizar el potencial de sitios de interés alejados de los centros de consumo y proporcionó un tipo de energía de gran calidad. También hubo un rápido perfeccionamiento de los equipos de generación y de los procedimientos de diseño y construcción de las obras hidráulicas, lo

cual permitió acometer proyectos cada vez más grandes y complejos, así como reducir el costo real de la energía generada (Cuesta & Vallarino, 2000).

Actualmente, la energía hidroeléctrica representa la única energía renovable que puede satisfacer una parte menor pero significativa de la demanda (Cuesta & Vallarino, 2000). Esta puede ser usada con unos costos competitivos comparados con la energía térmica. La hidroelectricidad, además de renovable y no contaminante es de excelente calidad ya que su uso es simple y eficiente y por sus características operativas puede regularse fácilmente para ajustar la generación a la demanda. El uso de la hidroelectricidad está limitado por su disponibilidad física y por la máxima distancia a la que se puede transportar. A nivel mundial es usual que este tipo de energía proporcione solo una parte reducida de la demanda total, y el resto es generado con recursos no renovables (combustibles fósiles o energía nuclear). La generación con estos recursos no renovables por el momento tiene una disponibilidad superior a la demanda y, salvo por su costo económico, no tiene limitaciones de transporte y puede estar cerca de los centros de mayor consumo. Sin embargo, el porcentaje de participación de la energía hidráulica es mayor en países que tienen recursos hidroeléctricos abundantes con relación a su demanda, como es el caso de Brasil, Costa Rica, Honduras, Paraguay y Noruega con tasas de participación mayores al 90% y de Colombia, Ecuador, Panamá y Venezuela con tasas superiores al 60% (Cuesta & Vallarino, 2000).

En términos generales, las centrales hidroeléctricas pueden ser de varios tipos, según su utilización en la curva de demanda del sistema eléctrico (Cuesta & Vallarino, 2000):

- Centrales a filo de agua que no tienen almacenamiento o capacidad de regulación, por lo que utilizan el caudal disponible en la toma de agua.
- Centrales de regulación diaria o semanal que disponen de un pequeño almacenamiento o capacidad de regulación que permite modular el caudal disponible, guardando agua en horas de valle y fines de semana para proporcionar mayor potencia durante las horas de punta.
- Centrales con embalse que tienen un almacenamiento o capacidad de regulación mayor que la semanal lo que permite, bajo algunas limitaciones, independizar el caudal turbinado del fluyente. Estas centrales normalmente tienen potencias grandes con la intención de concentrar la generación en las horas de máxima demanda.

Otra característica importante de las plantas hidroeléctricas es que tienen los rendimientos más grandes de cualquier instalación eléctrica, entre el 75% y 90%, así como la mayor agilidad para arrancar (1-2 minutos desde la situación de reposo con los álabes del distribuidor cerrado) o para variar la potencia (en forma prácticamente instantánea) (Cuesta & Vallarino, 2000).

Los diversos tipos de plantas descritos anteriormente, se combinan para optimizar económica y funcionalmente el servicio de la demanda energética. En la base de la curva de demanda eléctrica, donde se requiere un funcionamiento continuo las 24 horas del día, se colocan las plantas más rígidas o con costo operacional más bajo. Las plantas más flexibles o con costos operacionales más elevados se utilizan para generar electricidad durante las horas punta, donde la demanda es variable y la utilización parcial. El manejo de los diferentes tipos de plantas de acuerdo con estos criterios se representa en la Figura 1, que desde la base hacia la punta presenta la siguiente secuencia:

- Centrales geotérmicas que por su continuidad en el suministro de calor proporcionan energía firme para el sistema.
- Centrales de suministro sujeto a condiciones climáticas (solares, viento e hidráulica a filo o nivel de agua) cuyo funcionamiento es rígido y los costos operacionales bajos.

- Centrales hidroeléctricas con regulación para suministrar potencia en horas de punta y con flexibilidad para ajustarse a las variaciones de la demanda.
- Como último recurso, se utilizan centrales térmicas con costos operativos elevados.

La combinación descrita de los diferentes tipos de centrales varía en cada país, dependiendo de las fuentes disponibles para satisfacer la demanda y sus capacidades. En el caso particular de Costa Rica como se mencionaba, se tiene una disponibilidad adecuada de recursos hídricos y otros renovables para satisfacer la demanda. Además, las políticas ambientales del país buscan alcanzar una generación total mediante recursos renovables a mediano plazo.

Esta forma de operar se programa haciendo previsiones anteriores sobre la demanda futura. Por ejemplo para el día siguiente de operación, se tiene un programa de predespacho de energía el día anterior, que se elabora con base en una estimación de la demanda que ocurrirá dicho día y según los recursos energéticos disponibles. Ya en la operación diaria a tiempo real, la demanda instantánea es diferente en un pequeño porcentaje de la que se programa para cada día, por lo que es necesario definir los medios necesarios para realizar el ajuste. Esto se consigue mediante una serie de centrales de control que se encargan de satisfacer la diferencia y conseguir una coincidencia perfecta en las curvas de generación y consumo y de esta forma mantener la frecuencia bajo estrechos límites. Si la demanda excede la generación, la frecuencia baja y por lo tanto la velocidad de giro de las turbinas conectadas a la red disminuye. Para conseguir una frecuencia constante se disponen de centrales con las siguientes características (Cuesta & Vallarino, 2000):

- Gran flexibilidad para tomar o dejar potencia con la rapidez requerida para seguir los cambios de demanda.
- Suficiente potencia para suministrar el exceso de demanda o sacar del sistema el exceso de oferta.
- Elevada inercia de los equipos generadores para facilitar un control efectivo de la frecuencia.

Las centrales hidroeléctricas con regulación cumplen satisfactoriamente estos objetivos. Una vez sincronizada, estas pueden variar su potencia de forma prácticamente instantánea y por otra parte, tienen una inercia muy alta en relación con su capacidad.

Para garantizar un adecuado servicio eléctrico, el sistema también debe tener una capacidad de reserva mayor que el 20% de la máxima demanda anual y en la operación diaria, una reserva operativa del 5% al 10% de la máxima demanda diaria (Cuesta & Vallarino, 2000). La mitad de ésta como reserva rodante de utilización inmediata (es decir sincronizada a la red, girando con su velocidad síncrona pero sin potencia) y el resto como reserva de utilización rápida (no sincronizada pero capaz de arrancar en pocos minutos). La reserva rodante se encarga de cubrir los cambios instantáneos de potencia y la no sincronizada de absorber perturbaciones ocasionadas por una eventual salida de operación de la central con mayor potencia conectada a la red. Por esta misma razón es conveniente que la reserva rodante de utilización inmediata sea proporcionada por las centrales hidroeléctricas con regulación, con las centrales más estables y de mayor capacidad del sistema. La reserva operativa no rodante también puede proveerse mediante este tipo de proyectos o con turbinas de gas.

Para que las centrales hidroeléctricas con regulación puedan acometer las funciones descritas de control de frecuencia y de rápida respuesta para tomar o dejar potencia, se requiere que la conducción esté dimensionada para controlar el caudal turbinado, y que sea posible variarlo con rapidez para modificar la potencia en cada instante. Si las dimensiones

de la conducción no son adecuadas, el aprovechamiento no brindaría la funcionalidad requerida o, en el peor de los casos, los cambios de caudal para satisfacer cambios de potencia pudieran generar fenómenos de golpe de ariete que si no son considerados en su diseño, pueden ocasionar el colapso de la conducción. Esta situación resulta más crítica cuando el sistema eléctrico requiere que la planta tome o rechace toda su potencia con rapidez, o bien durante situaciones de emergencia en la red o la central, que requieren un cierre rápido del ingreso de agua. Varios accidentes han ocurrido en plantas hidroeléctricas debido a este tipo de maniobras en las que las presiones resultantes del golpe de ariete ocasionan el colapso de la conducción en puntos vulnerables. En agosto de 2009, la central hidroeléctrica más grande de Rusia, Sayano-Shushenskaya en Siberia experimentó una masiva explosión e inundación como resultado de falta de mantenimiento en la carcasa de una turbina, lo que llevó a su falla ante cambios de presión en la conducción con consecuencias catastróficas en los demás grupos turbogeneradores y la casa de máquinas (ver Figura 2). En diciembre del año 2000, otro incidente ocurrió en la central Bieudron en Suiza en donde hubo ruptura de la tubería en un pozo de la conducción cuyas consecuencias también resultaron sumamente graves (ver Figura 3). En este caso la resistencia de la roca que rodeaba el pozo no soportó las presiones de golpe de ariete impuestas (Crowley, 2013).



Figura 2. Fotografía de la falla de grupos turbogeneradores en la central Sayano-Shushenskaya, Siberia (Ray, 2010)

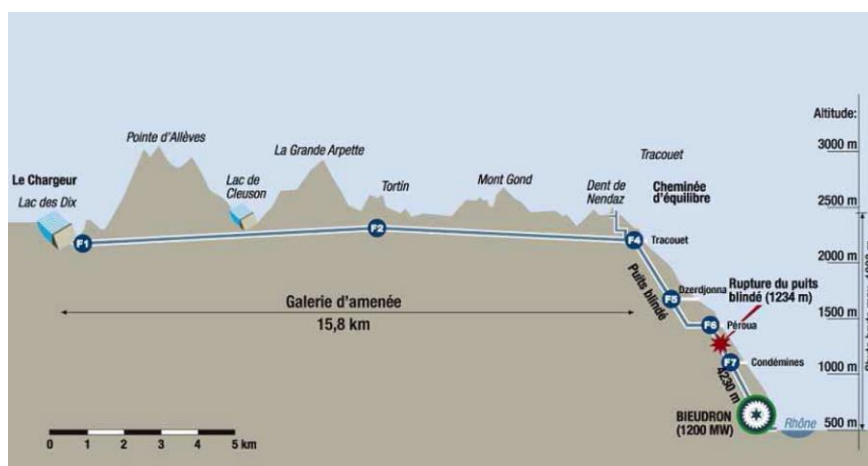


Figura 3. Esquema de la central Bieudron, Suiza y localización de la ruptura de la tubería (Chéne, s.f).

Para determinar la magnitud de estos fenómenos de golpe de ariete en plantas hidroeléctricas se realizan análisis transitorios de la conducción que permitan dimensionar las obras de la central hidroeléctrica para que cumpla con las funciones encomendadas en el sistema eléctrico. Estos consisten en la evaluación de maniobras de toma y rechazo de potencia de la planta mediante modelos numéricos para obtener estimaciones de las variaciones de presión como consecuencia de variaciones de caudal en la planta. Para ejemplificar este estudio, en la presente investigación se procede a realizar un análisis transitorio preliminar para el proyecto hidroeléctrico (PH) Ayil, en Limón Costa Rica como parte del análisis de factibilidad de la central, de manera que ésta cumpla con los requerimientos del SEN de Costa Rica.

1.2 JUSTIFICACIÓN

La historia de la electricidad en Costa Rica data desde 1884, cuando el 9 de agosto entró en operación la planta hidroeléctrica de Aranjuez, ubicada en la capital, San José. Esta planta inicio su funcionamiento apenas dos años después de haberse inaugurado la primera planta hidroeléctrica en el mundo, la central de Appleton en Estados Unidos de América. La central de Aranjuez tenía una potencia de 50 kW y se utilizó para el primer servicio de alumbrado público incandescente de la ciudad capital (ICE, s.f.).

El funcionamiento de la hidroeléctrica obtuvo buenos resultados lo que motivó la construcción de tres más: una sobre el río Torres en San José con una potencia de 200 kW, otra en río Segundo de la provincia de Alajuela con una potencia de 100 kW y la tercera en Porrosatí de Santa Bárbara en la provincia de Heredia con una potencia de 400 kW (ICE,s.f.).

En el año de 1900 el empresario norteamericano Minor C. Keith que anteriormente había financiado algunas de las plantas, fundó la empresa *The Costa Rican Electric Light and Traction Company* que puso en servicio la planta hidroeléctrica Brasil en San José, en el año de 1912 cuya capacidad era de 1000 kW. Un año antes, don Felipe J. Alvarado fundó la Compañía Nacional de Electricidad que construyó la planta Belén en San José con 2500 kW de potencia. En 1912 y 1922 las dos empresas realizaron ampliaciones en ambas plantas por un total de 1400 kW (ICE,s.f.).

En el año de 1922 surgió una tercera empresa, la Compañía Nacional Hidroeléctrica S.A., la cual instaló en San José sobre el río Virilla la planta Electrica con una potencia de 2720 kW. El esfuerzo de estas compañías permitió incrementar la capacidad generadora de electricidad del país. No obstante los accionistas no tenían el capital suficiente para implementar un programa de construcción que satisficiera el acelerado crecimiento de la demanda de electricidad en ese momento (ICE,s.f.).

Desde 1928 las actividades de estas tres empresas fueron controladas por la *American Foreign Power Company*, ya que ésta compró la mayoría de las acciones. Esto llevó a un monopolio de la industria eléctrica en Costa Rica, interesado en obtener dividendos y no en buscar soluciones para los problemas energéticos del país (ICE,s.f.).

Sin embargo, algunos costarricenses, identificados con las tendencias mundiales orientadas hacia la explotación de los sistemas eléctricos nacionales en beneficio de los pueblos, tomaron conciencia del riesgo que este monopolio significaba para la economía y la soberanía nacional y decidieron organizarse para vigilar y denunciar públicamente las maniobras de ésta y otras empresas extranjeras, cuyas acciones lesionaban los intereses nacionales. Con este propósito se creó en 1927 la Liga Cívica, organización apolítica que aglutinó a importantes personalidades de la época (ICE,s.f.).

Uno de los logros más significativos de la Liga Cívica fue la creación en 1928, del Servicio Nacional de Electricidad (SNE), entidad estatal a la que se le encomendó como función primordial la nacionalización de la industria eléctrica, mediante la adquisición, construcción, operación y mantenimiento de las plantas eléctricas.

Diversas razones políticas y económicas impidieron la realización de las tareas asignadas al SNE, de modo que el problema eléctrico se prolongó hasta la década de los cuarenta. En 1941, el presidente de la República de entonces, Dr. Rafael Ángel Calderón Guardia, estableció un nuevo contrato con las compañías eléctricas, en el cual se planteó la interconexión del sistema, el compromiso de construir más plantas eléctricas, mejorar el servicio existente y otorgar al Estado la potestad de comprar en un futuro las propiedades de

la compañía mediante el pago de contado de su valor justo. Esto no fue realidad sino hasta años más tarde (ICE,s.f.).

Los problemas causados por el deficiente servicio eléctrico continuaron hasta que, en 1945, un grupo de ciudadanos formó la Asociación Nacional para la Defensa del Consumidor Eléctrico. Algunos miembros de este grupo participaron en la construcción de la planta hidroeléctrica de Carrillo de Poas en la provincia de Heredia. Esta planta fue creada por iniciativa de la municipalidad y el pueblo de Heredia, para demostrar que el país estaba en capacidad de construir plantas hidroeléctricas propias y enfrentar el problema energético (ICE,s.f.).

Siempre en procura de una solución al problema eléctrico, el 2 de diciembre de 1948, un grupo de ingenieros eléctricos y civiles presentaron, ante la Junta Directiva del Banco Nacional, un documento denominado Plan general de electrificación de Costa Rica. El documento analizó la crítica situación energética del país y planteó propuestas para salir de la crisis y estimular el desarrollo económico de Costa Rica.

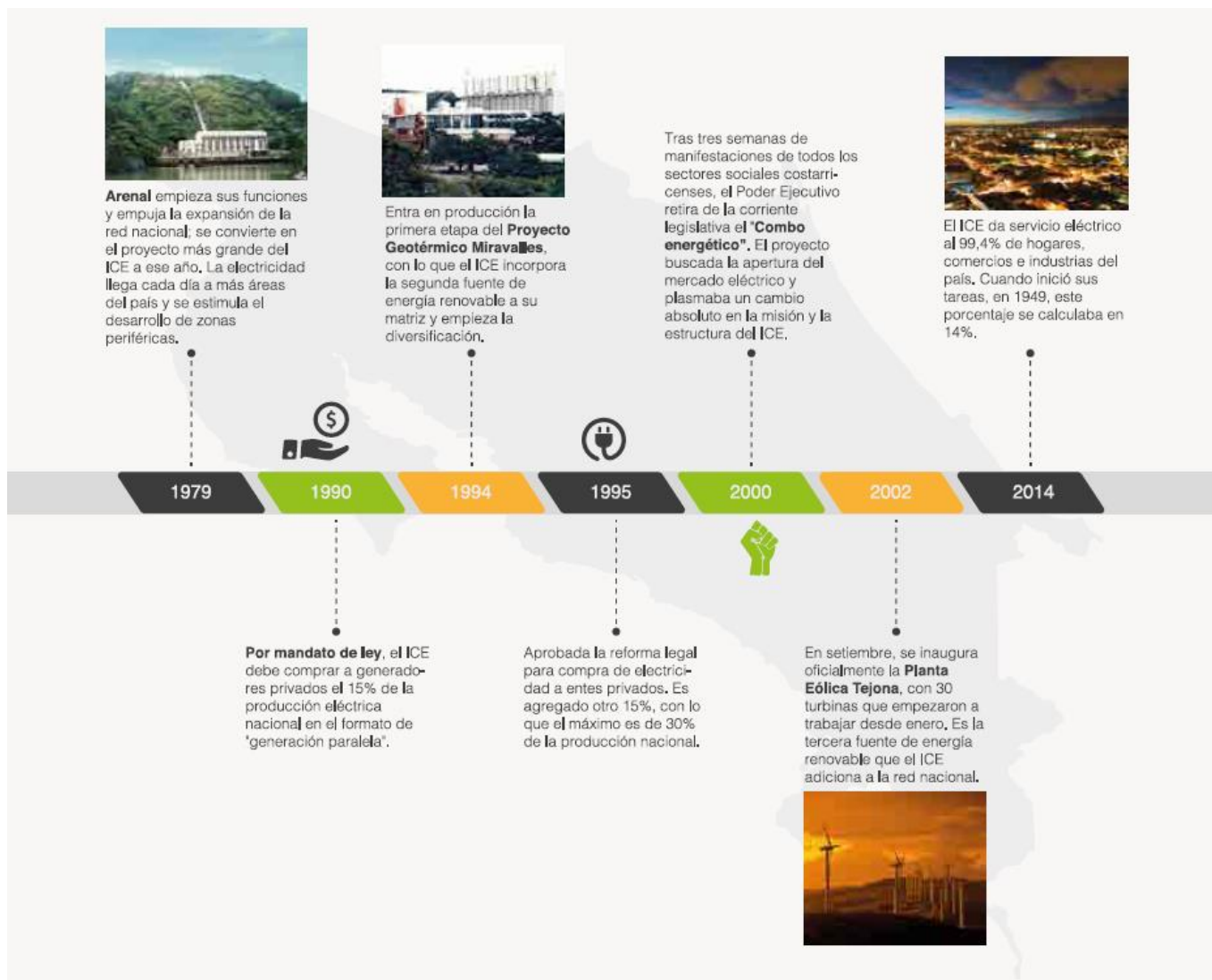
Dada la trascendencia de la iniciativa, la directiva la remitió para que fuera estudiada por el Gobierno de la República. Su consecuencia: en 1949 se crea el Instituto Costarricense de Electricidad (ICE). Esta se creó como la institución autónoma del Estado costarricense con el mandato legal de proveer la energía eléctrica que la sociedad requiera para su desarrollo. Algunas de las funciones que se le encomendaron fueron (ICE, s.f.):

- Solucionar el problema de escasez de energía eléctrica del país, mediante la construcción y puesta en servicio de más plantas de energía hidroeléctrica y sus correspondientes redes de distribución.
- Promover el desarrollo del país mediante el uso de la energía eléctrica como fuente de fuerza motriz.
- Procurar la utilización racional de los recursos naturales y terminar con su explotación destructiva e indiscriminada.
- Conservar y defender los recursos hidráulicos del país, mediante la protección de las cuencas, las fuentes, los cauces de los ríos y corrientes de agua.
- Hacer de sus procedimientos técnicos, administrativos y financieros modelos de eficiencia capaces de garantizar el buen funcionamiento del Instituto y que sirvan de norma a otras actividades costarricenses.

Cabe mencionar que el ICE no absorbió a la empresa extranjera desde un principio. Ambos sistemas coexistieron hasta 1967. Pero es claro que a partir de la creación del ICE, con la puesta en operación de sus plantas generadoras de energía, el país pudo dirigir su desarrollo eléctrico de acuerdo con sus propias necesidades sociales y económicas (ICE,s.f.). La Figura 4 muestra una línea del tiempo con los acontecimientos más importantes desde su fundación.



a. Periodo 1884-1970



b. Periodo 1979-2014

Figura 4. Esquema de línea de tiempo de acontecimientos importantes en la historia del ICE (ICE, 2015)

Actualmente Costa Rica es alimentada por un sistema único e interconectado, cuya administración es exclusiva del ICE. Este ha llegado a una cobertura de 99.4% del territorio nacional, es el segundo con mayor penetración de Latinoamérica. Ayudada por su ubicación geográfica y sus condiciones geológicas y topográficas, Costa Rica basa su generación de energía en su recurso más abundante, el agua, pero también se utilizan otros recursos renovables como el calor de la tierra, el viento, el sol y la biomasa. Como un medio complementario y de respaldo, se sirve de hidrocarburos los cuales son importados ya que en el país no hay explotación de petróleo. Estas condiciones hacen que Costa Rica tenga la matriz eléctrica más limpia y de mejor calidad de Latinoamérica. En el año 2015, el país llegó a 8 años consecutivos sin salidas totales del sistema. Este mismo año, en un hecho que impresionó a la comunidad internacional, el ICE reportó mediante el SEN que produjo toda su electricidad con fuentes renovables durante los primeros 75 días del 2015 (ICE, 2015).

El SEN para el año 2014 tenía una capacidad instalada efectiva de 2885 MW de los cuales un 63.31% corresponde a plantas hidroeléctricas, un 21.81% a plantas térmicas, un 7.96% a plantas geotérmicas, un 5.42 % a plantas eólicas, 1.46% a biomasa y 0.04% a plantas solares (ICE, 2014). La generación con cada tipo de fuente varía con el tiempo, según

los recursos disponibles. Los primeros 75 días del 2015 la generación se compuso por 73.19% con plantas hidroeléctricas, 12.80% con plantas geotérmicas, 11.70% con energía eólica, 2.30% energía biomásica y 0.010% energía solar (ICE, 2015).

El trabajo de más de seis décadas para desarrollar y mantener un sistema eléctrico sostenible y amigable con el ambiente y solidario con todos los habitantes de Costa Rica ha sido puesto como ejemplo en informes de entes de renombre mundial, especializados en conservación y en manejo de políticas económicas y energéticas. La *World Wildlife Fund* (WWF) en su publicación *Líderes en Energía Limpia 2014*, ubica a Costa Rica como el país puntero y guía en Latinoamérica. El Foro Económico Mundial, en su Índice de Competitividad Global 2014-2015 coloca a Costa Rica como segundo lugar en calidad de servicio de electricidad en Latinoamérica, solamente por detrás de Uruguay (ICE, 2015).

El éxito en el desarrollo eléctrico del país comienza con su buena planificación. El Decreto-Ley No 449 que crea al ICE en 1949, establece que la gestión técnica, los programas de trabajo, las obras y proyectos que emprenda son su responsabilidad y no dependen de ningún otro órgano del Estado. Sin menoscabo de lo anterior, el ICE armoniza sus esfuerzos con el resto del sector energético del país, cuyo ente rector es el Ministerio de Ambiente, Energía y Telecomunicaciones (MINAET). Los planes de desarrollo eléctrico son elaborados por el ICE en conformidad con las políticas y lineamientos generales del Plan Nacional de Desarrollo (PND) y del Plan Nacional de Energía (PNE) que publican el MINAET.

A largo plazo, para el periodo 2008-2021, la política energética nacional se encuentra definida en el Plan Nacional de Desarrollo (PND). En la Sección 2 "Los Grandes Desafíos", se propone reducir la dependencia de combustibles importados, aprovechar mejor las fuentes de energía renovable del país y llegar a producir el 100% de la electricidad a partir de fuentes de energía renovables. La Sección 3, "Visión del Eje y Metas Sectoriales", en lo que se refiere a suministro de energía y uso de hidrocarburos indica textualmente:

"Mejorar tecnológicamente y restablecer los niveles de confiabilidad, calidad y seguridad en el suministro de energía, reduciendo el uso de hidrocarburos en la producción de energía eléctrica, y sentando las bases para ser, en el año 2021, el primer país del mundo que produzca el 100% de la electricidad que consume a partir de fuentes renovables de energía".

La política del ICE para el desarrollo del sistema de generación, está enmarcada dentro de los lineamientos establecidos en las políticas nacionales sobre energía. La planificación del sistema de generación pone especial énfasis en los siguientes seis aspectos (ICE, 2014):

- Ambiente y Desarrollo: La consideración cuidadosa de los impactos ambientales y sociales debe estar integrada con el planeamiento y diseño de cada uno de los proyectos de generación propuestos para el plan. Se busca un desarrollo eléctrico que minimice los impactos negativos y potencie los positivos, procurando su sostenibilidad.
- Dependencia del Petróleo: Aunque el uso de combustibles fósiles en el sistema eléctrico costarricense es extraordinariamente bajo, se busca disminuir aún más la dependencia de los derivados del petróleo, dada la volatilidad de los precios y la incertidumbre de su evolución futura.
- Fuentes Renovables: Las fuentes renovables cumplen la doble función de reducir la dependencia de petróleo y de permitir un desarrollo limpio y sustentable. Se busca además la diversificación de las fuentes, para reducir la vulnerabilidad a las variaciones intrínsecas de los recursos naturales.

- Mercado Eléctrico Regional: Un emergente Mercado Eléctrico Regional con las naciones centroamericanas amplía las opciones del sistema eléctrico nacional. Se busca fomentar el crecimiento del MER a través de la participación activa del país.
- Inversiones en Generación: El crecimiento del sistema de generación demanda gran cantidad de recursos. Se desea desarrollar alianzas y oportunidades para que empresas distribuidoras y el sector privado puedan invertir en nuevas obras de generación, en un esquema cooperativo de inversión pública y privada.
- Costo de la Energía: El sistema de generación deberá satisfacer las necesidades de energía eléctrica del país, en calidad y cantidad, al menor costo posible.

Estos aspectos se plasman en un Plan de Expansión de la Generación Eléctrica (PEG) que constituye el marco de referencia para los principales propósitos de planeamiento, de mediano y largo plazo, de los participantes en el sector eléctrico del país. El PEG es un documento técnico que se actualiza periódicamente y actualmente tiene vigencia para el horizonte de planeación 2014-2035. Este contiene un estudio detallado de las necesidades energéticas a mediano y largo plazo y analiza las fuentes energéticas disponibles para la satisfacción de la demanda a futuro. Como resultado final del estudio, el PEG indica cuáles son los proyectos energéticos requeridos y su secuencia de implementación a través del periodo (ICE, 2014). La Tabla 1 muestra el PEG 2014-2035 recomendado.

Los recursos renovables considerados en la planificación son la hidroelectricidad, la geotermia y el viento. Además de los proyectos fijos ya identificados, se consideran proyectos candidatos de estas tecnologías. Los proyectos hidroeléctricos candidatos más importantes son el PH Diquís, PH Brujo 2 y PH RC 500. Además de estos se incluyen otros proyectos genéricos (denominados Renovable en la Tabla 1), para tomar en cuenta los posibles desarrollos que todavía no están identificados por el ICE, aún no cuentan con un estudio de factibilidad completo o que forman parte del potencial que eventualmente desarrollarán las empresas distribuidoras o los generadores independientes. En la elaboración del PEG 2014-2035 se excluyó la consideración de los proyectos hidroeléctricos Pacuare, Savegre y Ayil, a pesar de constituir el conjunto de proyectos más interesantes por su capacidad de embalse. Esto se debe a la falta de información reciente sobre sus costos, al momento de la publicación del PEG 2014-2035 (ICE, 2014).

Posterior a la publicación del PEG 2014-2035 en abril del 2014, el ICE ha avanzado en la factibilidad del PH Savegre y se dio inicio al estudio de avance a la factibilidad del PH Ayil. Para la próxima publicación del PEG estos proyectos resultarían eventualmente candidatos ya que como se indicó, actualmente constituyen los proyectos más interesantes por su capacidad de embalse. Se tiene como meta, la conclusión del estudio de avance a la factibilidad del PH Ayil para el año 2016, del cual es parte la presente investigación.

Tabla 1. Plan de Expansión de la Generación Recomendado Periodo 2014-2035 (ICE, 2014)

Año	Energía (GWh)	% Aumento	Potencia (MW)	% Aumento	Mes	Proyecto	Tipo	Potencia (MW)	Instalación (MW)
2012									2682
2013					7	Tacares	Hidroeléctrico	7	2689
					12	Balsa Inferior	Hidroeléctrico	38	2727
2014	10789		1688		7	Cachí	Hidroeléctrico	-105	2622
					11	Cachí 2	Hidroeléctrico	158	2780
2015	11278	4.5%	1757	4.1%	1	Chucás	Hidroeléctrico	50	2830
					2	Torito	Hidroeléctrico	50	2880
					3	Anonos	Hidroeléctrico	4	2883
					3	Río Macho	Hidroeléctrico	-120	2763
					3	Río Macho 2	Hidroeléctrico	140	2903
2016					7	Chiripa	Eólico	50	2953
	11786	4.5%	1827	4.0%	1	Capulín	Hidroeléctrico	49	3002
					1	La Joya 2	Hidroeléctrico	64	3066
					1	La Joya	Hidroeléctrico	-50	3016
					1	Eólico BOT	Eólico	50	3066
					1	Orosí	Eólico	50	3116
					5	Reventazón	Hidroeléctrico	292	3408
2017					10	Reventazón Minicentral	Hidroeléctrico	14	3422
	12317	4.5%	1891	3.5%	1	Eólico BOT	Eólico	50	3472
					1	Eólico BOT	Eólico	20	3492
					1	Hidroeléctrico BOT	Hidroeléctrico	37	3529
2018					1	Hidroeléctrico BOT	Hidroeléctrico	50	3579
					6	Moín 1	Termoeléctrico	-20	3559
2018	12873	4.5%	1971	4.2%	1	Renovable 50 MW	Renovable	50	3609
2019	13 451	4.5%	2051	4.1%	1	Pailas 2	Geotérmico	55	3664
2020	14 054	4.5%	2126	3.6%					3664
2021	14 680	4.5%	2206	3.8%	1	Turbina Proyecto 1	Termoeléctrico	80	3744
					1	Renovable 50 MW	Renovable	50	3794
2022	15 330	4.4%	2297	4.1%	1	Turbina Proyecto 2	Termoeléctrico	80	3874
2023	16 003	4.4%	2382	3.7%	1	Borinquen 1	Geotérmico	55	3929
					1	Renovable 150 MW	Renovable	150	4079
2024	16 698	4.3%	2479	4.0%	1	Borinquen 2	Geotérmico	55	4134
2025	17 417	4.3%	2564	3.4%	1	Diquís	Hidroeléctrico	623	4757
					1	Diquís Minicentral	Hidroeléctrico	27	4784
2026	18 155	4.2%	2660	3.7%					4784
2027	18 914	4.2%	2756	3.6%					4784
2028	19 691	4.1%	2858	3.7%					4784
2029	20 488	4.0%	2949	3.2%	1	Renovable 150 MW	Renovable	150	4934
2030	21 301	4.0%	3066	4.0%	1	Geotérmico 55 MW	Geotérmico	55	4989
2031	22 130	3.9%	3173	3.5%	1	Geotérmico 110 MW	Geotérmico	110	5099
2032	22 975	3.8%	3291	3.7%	1	Renovable 150 MW	Renovable	150	5249
					1	Geotérmico 165 MW	Geotérmico	165	5414
2033	23 832	3.7%	3403	3.4%	1	Renovable 400 MW	Renovable	400	5814
2034	24 704	3.7%	3526	3.6%	1	Renovable 150 MW	Renovable	150	5964
2035	25 589	3.6%	3649	3.5%	1	Turbina 160 MW	Termoeléctrico	160	6124

1.3 ANTECEDENTES

Para atender la demanda futura de electricidad es necesario contar con proyectos de generación, los cuales se agrupan en un portafolio o cartera de proyectos. Cada proyecto tiene un cierto nivel de estudios e investigación, que se explica por las posibilidades que exhibe para una ejecución próxima y por algunas propiedades que lo caracterizan positivamente tales como sus índices económicos y su situación ambiental. También son factores a considerar la complejidad de su esquema, las dificultades de acceso, y el nivel de inversión que requiere su desarrollo porque pueden retrasar o posponer el estudio y posterior ejecución del proyecto.

El ICE, mediante el Manual de Procedimiento de Estudio de Proyectos de Generación, Fase de Preinversión tiene definidas las etapas necesarias para el estudio de un proyecto de generación. Conforme se desarrollan los estudios, el proyecto avanza desde una propuesta inicial y básica hasta la factibilidad. Si el proyecto logra la aprobación de esta última etapa, se debe considerar dentro del grupo de proyectos que pueden ser seleccionados como parte del PEG, para que en los años futuros aporte su energía al sistema para satisfacer la demanda de electricidad prevista (ICE, 2009). Las etapas son:

- **Identificación:** Se llega a una definición general del proyecto o del aprovechamiento de la cuenca en estudio: distribución de tramos, situación de los embalses y capacidades, cotas de toma y restitución, caudales utilizados, capacidad energética. Todo ello en una primera aproximación para que sirva de base a posteriores perfeccionamientos. Se desarrollan planes maestros que consisten en propuestas de esquemas de proyectos que se visualizan como las mejores opciones para aprovechar, desde una perspectiva energética, el recurso hídrico de todos los ríos de una cuenca. En esta etapa se cuenta con información hidrológica de los ríos y mapas nacionales de topografía, uso de suelo, ubicación de áreas protegidas, etc. Se excluyen aquellos proyectos localizados en áreas protegidas como parques nacionales o reservas biológicas.
- **Prefactibilidad:** Se realizan las investigaciones de campo básicas, se profundiza la definición del aprovechamiento y se analiza su rentabilidad al objeto de precisar si interesa proseguir el proceso de estudio del aprovechamiento. Tiene como objetivo básico lograr un esquema realista del proyecto, que permita establecer la potencia, posible generación media anual y los índices económicos que lo caracterizan. Esta información puede ayudar a determinar la conveniencia de recomendar estudios más avanzados del proyecto. Se elabora un estudio geológico superficial y el levantamiento de algunos perfiles topográficos de confirmación en sitios de interés como: presa, casa de máquinas y trazado de la conducción. Se proponen varios esquemas de conducción y las obras civiles más importantes, especialmente un análisis con varios tipos de presas. Además se identifican los principales aspectos ambientales para determinar cuáles podrían ser las tendencias del ambiente en un escenario con y sin proyecto. El esquema seleccionado se evalúa económicamente a partir de indicadores financieros (VAN, TIR, B/C). Estos indicadores y los criterios de profesionales y técnicos, son el fundamento para recomendar o no, que el proyecto se estudie en etapas más avanzadas.
- **Factibilidad:** Se completan las investigaciones de campo necesarias para fundamentar el diseño, se optimizan las distintas partes constituyentes del proyecto, se finalizan los estudios complementarios y el de evaluación de impacto ambiental, se completa el diseño de los distintos elementos constituyentes del proyecto, así como los estudios de construcción y costos, y se realizan los estudios económicos y financieros necesarios para determinar la rentabilidad del esquema y los recursos financieros necesarios para su desarrollo. La factibilidad la conforman un conjunto de estudios que determinan la viabilidad del proyecto. La información básica debe estar completa (hidrología, topografía, geología, geotecnia, construcción), así como los estudios en los temas ambientales y legales. En esta etapa debe contarse con estudios confiables que permitan establecer un modelo de la geología en los sitios de obra más importantes y el conocimiento de los

materiales de fundaciones y de los que se aprovecharán para la construcción de la presa y las estructuras civiles. Los datos hidrológicos deben ser tales que garanticen que se obtendrá la producción esperada. También se efectúa la identificación y valoración de los efectos de la inserción del proyecto en el ambiente, con y sin medidas ambientales.

En el caso del PH Ayil, el estudio del aprovechamiento inició en el año de 1982 en la oficina de proyectos hidroeléctricos del ICE. En 1984 aparece el PH Ayil como parte del plan maestro de las cuencas Reventazón, Pacuare y Matina. En el año 1991 una consultoría canadiense con la compañía LGL evaluó y clasificó los 13 proyectos más atractivos identificados hasta la fecha, ubicando al PH Ayil como uno de los proyectos de mayor atractivo técnico y económico (ICE, 2012).

En octubre del año 2007 se publicó el Plan Maestro Para El Desarrollo Hidroeléctrico de la Cuenca del Río Matina, como parte de una actualización periódica del potencial energético de Costa Rica. El plan presentó cinco posibles desarrollos de proyectos: Chirripuncillo (55 MW), Sueo (56 MW), Jaki Kutri (49 MW), Boyei (209 MW) y Ayil (174 MW) (ICE, 2012). Este último destacó como el de menor impacto ambiental por su concentración de obras en un área pequeña, por sus facilidades de acceso y sus menores costos de producción. Ante estas características el ICE decidió iniciar el estudio de identificación del proyecto que consistió en un replanteo del esquema inicial del plan maestro, sin realizar estudios de campo.

En diciembre del año 2012, se publicó el estudio de prefactibilidad del PH Ayil. Con base en la información disponible a nivel de prefactibilidad, indica que es posible un desarrollo en el sitio propuesto y recomienda avanzar hacia el estudio de factibilidad del proyecto (ICE, 2012).

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

- Efectuar un análisis en régimen transitorio de la conducción del PH Ayil en Limón, Costa Rica para el estudio de avance a la factibilidad del proyecto.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar el tanque de oscilación y la tubería de presión del proyecto para el estudio de avance a la factibilidad.
- Determinar el gradiente piezométrico de diseño de la tubería.
- Determinar la sobrevelocidad de los equipos turbogeneradores.
- Estudiar las características de regulación de la planta, en función del Sistema Eléctrico Nacional (SEN).

1.5 DELIMITACIÓN DEL PROBLEMA

1.5.1 ALCANCES

El análisis transitorio para la conducción del PH Ayil tiene como objetivo definir las dimensiones generales y la ubicación de las obras de conducción tales como: tanque de oscilación y la tubería de presión. El diseño es a nivel de avance a la factibilidad y contiene los siguientes elementos:

- Ubicación general de las obras y dimensiones principales
- Determinación del gradiente piezométrico de diseño de la tubería
- Estimación de la sobrevelocidad máxima de las turbinas
- Estimación de los parámetros de regulación del proyecto

Primeramente se realizó un diseño preliminar de las obras, con base en procedimientos simples (Berezowsky & Ramírez, 1988) para posteriormente utilizar procedimientos más complejos con el uso de programas computacionales comerciales para simular las obras diseñadas en régimen transitorio. En particular se modelaron las obras con el uso del programa computacional Hytran, con licencia del ICE. El programa tiene soporte técnico para el ICE y se cuenta con experiencias previas de su uso por parte del autor. Como resultado de una simulación, se obtiene el gradiente piezométrico de diseño de la tubería y una estimación de la sobrevelocidad máxima de las turbinas (Hytran Solutions, s.f.).

Hytran es un paquete computacional desarrollado para analizar transitorios hidráulicos en tuberías. El paquete tiene una interfaz gráfica intuitiva basada en *Windows*. Se pueden utilizar hasta 20 diferentes condiciones de frontera, incluyendo embalses, tanques de oscilación de orificio restringido, válvulas y turbinas Francis. El algoritmo de cálculo se basa en la solución de las ecuaciones dinámica y de continuidad (ecuaciones 6 y 7) mediante el método de las características y la discretización de los resultados en el plano x, t .

En el mercado existe una gran variedad de programas computacionales para analizar los problemas de golpe de ariete en tuberías. Sin embargo, de acuerdo con el criterio del desarrollador, la mayoría de los programas disponibles requiere un tiempo considerable para aprender a utilizarlo (Hytran Solutions). En la mayoría de veces se requiere aprender cómo montar la red, memorizar códigos de las condiciones de frontera y dar un formato específico a los datos de entrada en un archivo de texto. Generalmente en las empresas consultoras, los análisis por golpe de ariete no se realizan con alta frecuencia y por lo tanto, el proceso de aprendizaje se olvida y se requiere volver a aprender el uso del software cuando se genera la necesidad. Considerando estas observaciones, el objetivo de la creación de Hytran fue producir un programa computacional fácil de utilizar y en un ambiente de *Windows*, que es muy común para el usuario.

El estudio riguroso de estabilidad y de regulación de la maquinaria hidroeléctrica no es parte del alcance de la tesina ni de un estudio de factibilidad en el ICE. No obstante, durante las etapas de preinversión del proyecto se requiere evaluar la estabilidad del aprovechamiento con objeto de precisar los dispositivos de estabilización que puedan ser necesarios o el tipo de energía que el aprovechamiento puede generar. Para estos análisis preliminares se utilizan los criterios de estabilidad aproximados (Cuesta & Vallarino, 2000) que permiten identificar problemas con la regulación de los grupos turbogeneradores y evaluar si se requieren cambios en la conducción, tanque de oscilación o en la maquinaria turbogeneradora.

1.5.2 LIMITACIONES

El análisis transitorio se realizó con base en la información disponible a la fecha. Ésta se limita al estudio de prefactibilidad del PH Ayil y a nueva información que se generó antes de la presente investigación, como parte del estudio de avance a la factibilidad, en proceso por el ICE durante el año 2015.

Se proyectó realizar un estudio transitorio completo, considerando las características hidráulicas de la turbomaquinaria. Sin embargo, en la mayor parte de los casos, y principalmente durante las etapas iniciales de estudio de un proyecto, no se conocen las curvas características de la turbina, sin las cuales no se puede realizar un análisis detallado del transitorio originado por el cierre del distribuidor. Por ello, en general se utilizan curvas típicas, o se efectúa la simulación asimilando la turbina a una válvula. Esto es suficientemente preciso para el cálculo de la evolución del caudal turbinado y de las presiones dinámicas en la conducción, aunque no permite evaluar la evolución de la velocidad de giro del grupo turbogenerador (Cuesta & Vallarino, 2000).

Para simular la evolución de la velocidad de giro del grupo, se buscaron curvas características típicas, según proyectos anteriores del ICE. De acuerdo con la experiencia del Dr. Norman Lawgun, las curvas características de una turbina son muy difíciles de obtener. Las empresas de manufactura de turbinas resguardan esta información como confidencial y comercialmente sensitiva (Hytran Solutions, s.f.). Aún con la información de las curvas características de una turbina aplicable, es necesario realizar un procesamiento previo de interpolación y extrapolación de las características hidráulicas de las turbinas con la finalidad de tener la información para todo el rango de operación durante el transitorio. Normalmente la información disponible es para el rango de operación normal de la turbina. La metodología de preprocesamiento de la información se detalla en el Manual Hytran. Sin embargo se advierte que, aunque se siga a cabalidad el procedimiento, no hay garantía de que produzca resultados satisfactorios (Hytran Solutions, s.f.).

Para el caso en estudio, no se encontró información de turbinas similares. La única información disponible es de un ejemplo de uso del programa Hytran, con una turbina de velocidad específica no tan similar. Por lo anterior se simuló las turbinas como válvulas esféricas para obtener las presiones dinámicas en la conducción. Estas estimaciones serían suficientes para los propósitos prácticos del estudio de avance a la factibilidad del PH Ayil. Sin embargo, para obtener al menos una estimación gruesa y preliminar de la sobrevelocidad máxima se realizó una simulación adicional con la información encontrada. La intención es tener al menos una idea sobre la magnitud de este parámetro para posteriores estudios que se realizarán con mayor rigurosidad. Esta estimación se contrasta con otras metodologías disponibles para evaluar la pertinencia del uso de estos datos.

1.6 DESCRIPCIÓN DE LA METODOLOGÍA

La metodología a seguir para la elaboración de la tesina se muestra en la Figura 5.

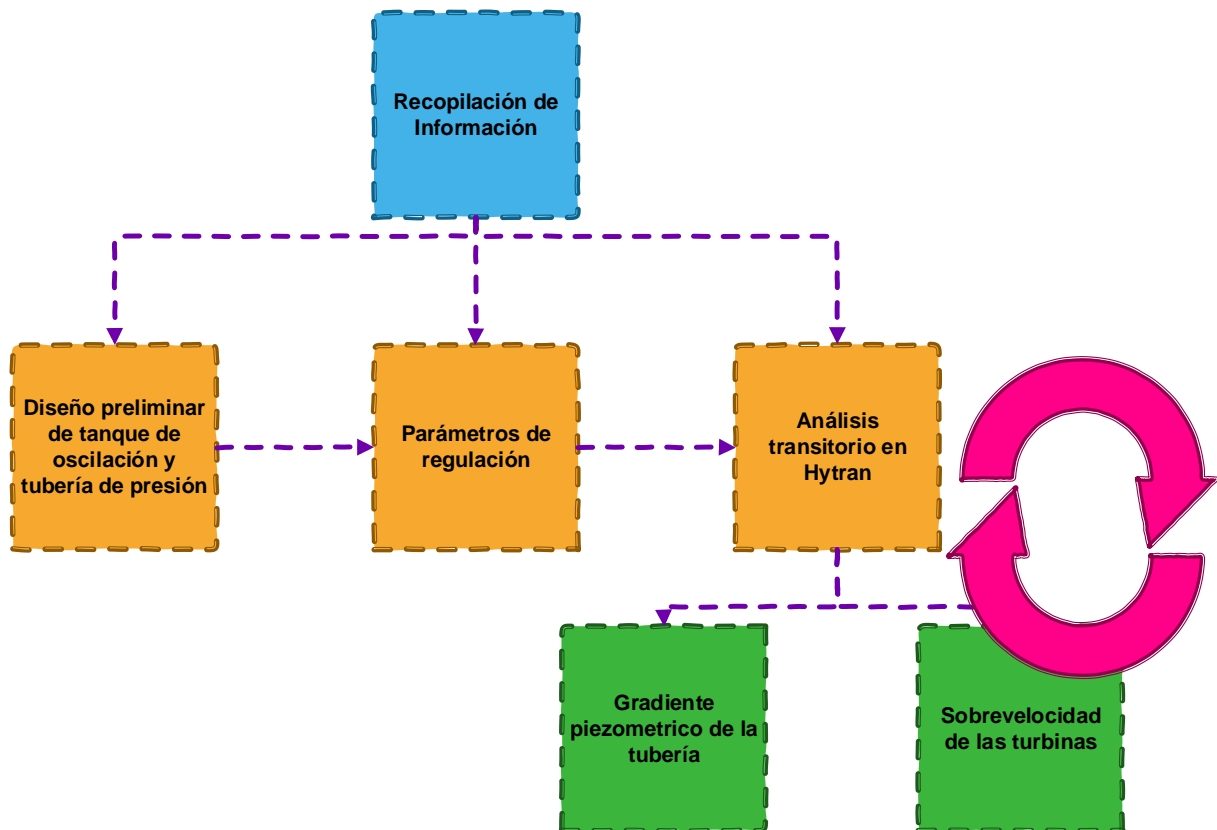


Figura 5. Esquema de la metodología para la tesina.

Se inició con la recopilación de la información sobre el proyecto y sobre los requerimientos para cada una de las etapas de la tesina. En una primera etapa se efectuó el diseño preliminar del tanque de oscilación y la tubería de presión, buscando definir las dimensiones generales de las obras. Luego se determinaron los parámetros de regulación del proyecto con base en las dimensiones encontradas en la etapa anterior. En la tercera etapa se realizó la simulación de transitorios con el programa Hytran para obtener el gradiente piezométrico de la tubería y la sobrevelocidad de las turbinas. El proceso fue iterativo: si los parámetros de regulación, la sobrevelocidad de las turbinas o el gradiente piezométrico de la tubería no resultaron satisfactorios, se cambian las dimensiones de las obras y se analiza nuevamente.

2 MARCO TEÓRICO

En los estudios de factibilidad de proyectos hidroeléctricos es común realizar análisis transitorios de las conducciones para definir con confiabilidad las características de las obras que permitan estimar su factibilidad técnica y costo económico (ASCE, 1989). Los fenómenos transitorios son consecuencia de cambios en la potencia de la central que derivan en una condición de flujo no permanente en la conducción de la central hidroeléctrica.

Las centrales de generación de energía eléctrica funcionan acopladas a una red de transporte y distribución que conecta los centros de generación con los consumidores, formando lo que se llama un sistema eléctrico. La demanda energética del sistema, varía a lo largo del día y en todo momento debe ser igual a la generación del conjunto de centrales que participan en el servicio del sistema. La variación de la potencia generada por cada central no es proporcional a la variación de la demanda, sino que se programa desde un centro de operación en función de las características y costos operativos de cada centro de producción. Por esta razón, existen centrales más rígidas que operan con una producción uniforme independientemente de la variación de la demanda (por ejemplo las termoeléctricas), mientras que otras, y entre ellas las hidroeléctricas con embalses de regulación, son más flexibles y pueden variar rápidamente su producción para ajustar la generación global del sistema a la demanda programada o a la instantánea.

En consecuencia, las conducciones de las centrales hidroeléctricas deben estar preparadas para controlar el caudal turbinado, haciéndolo variar con rapidez para modificar la potencia generada en cada momento. Las variaciones de caudal producen perturbaciones en el régimen hidráulico de las conducciones que deben ser tomadas en consideración en el diseño conceptual del aprovechamiento.

La variación del caudal en conductos a presión se transmite en forma prácticamente instantánea a lo largo de la conducción, desde las turbinas hasta el embalse. Por lo tanto, la regulación del caudal en estos esquemas es automática, acelerándose o desacelerándose rápidamente el flujo para ajustarlo a la variación del caudal turbinado. Este rápido ajuste del caudal circulante se realiza a costa de unos esfuerzos dinámicos considerables, producto de la variación de la energía cinética de la masa de agua circulante por la conducción a presión. El caso más agudo sucede cuando se produce alguna anomalía en la red eléctrica que provoca la desconexión de la central, lo que elimina en forma instantánea la carga eléctrica de los grupos generadores y, dado que las turbinas siguen recibiendo el mismo caudal, produce la aceleración del grupo. Esta situación resulta crítica; para que las máquinas no alcancen una velocidad de giro peligrosa, se debe cerrar la admisión a las turbinas en un tiempo muy reducido, unos pocos segundos, lo que provoca un fortísimo frenado en la masa de agua existente en el conducto con el efecto de una elevación brusca de la presión, denominado golpe de ariete (Cuesta & Vallarino, 2000).

Cuando una central sale de operación a causa de una avería en la red o en la central, ésta se desconecta casi instantáneamente del consumo, con lo que el alternador sigue recibiendo la misma potencia de la turbina sin la reacción eléctrica proporcionada por la red y por ende el grupo turbina alternador se acelera. La ecuación básica de la dinámica es:

$$T_H - T_R - T_G = I \frac{d\omega}{dt} \quad (1)$$

T_H : Par mecánico que actúa sobre el rotor de la turbina ($kgf \cdot m^2/s^2$)

T_R : Par perdido por rozamiento o turbulencia ($kgf \cdot m^2/s^2$)
 T_G : Par recibido de la red al alternador (par resistente) ($kgf \cdot m^2/s^2$)
 I : Momento de inercia del grupo turbogenerador ($kgf \cdot m^2$)
 ω : Velocidad de giro (rad/s)

Durante la operación normal $T_H - T_R = T_G$ y $\frac{d\omega}{dt} = 0$, con lo que la velocidad del grupo se mantiene constante e igual a la de sincronismo. Sin embargo, al desconectar bruscamente el alternador de la red se anula T_G y:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{T_H - T_R}{I} > 0 \quad (2)$$

Mientras $T_H > T_R$ el grupo aumenta progresivamente su velocidad de giro, lo que reduce el rendimiento de la turbina, hasta que alcanza un límite denominado velocidad de embalamiento en el que el rendimiento de la transformación de energía hidráulica en energía mecánica es nulo, es decir $T_H = T_R$ y toda la energía hidráulica se disipa en calor, vibraciones o turbulencias. Esta es una situación límite de diseño, puesto que la velocidad de embalamiento es del orden del doble de la velocidad síncrona lo que provoca el progresivo deterioro consecuencia de la disipación de la energía hidráulica excedente. La fuerza centrífuga se multiplica por un factor próximo a 4, con el consiguiente incremento de los esfuerzos mecánicos en la estructura interna de la turbina y del rotor del alternador (Cuesta & Vallarino, 2000).

Esta situación la evita el regulador, que actúa sobre el órgano de control de la apertura (el distribuidor), cerrándolo cuando el grupo se acelera por encima de la velocidad nominal y abriéndolo cuando sucede lo contrario. Su misión normal es mantener constante la velocidad de giro del grupo, independientemente de la potencia solicitada por la red o impuesta desde el centro de control y, en el caso límite de un disparo, realizar la maniobra hasta completar el cierre total del distribuidor. Al cerrar la admisión se consigue que T_H disminuya rápidamente desde el inicio del proceso, con lo que el grupo alcanza una velocidad de giro máxima muy inferior a la velocidad de embalamiento, para posteriormente desacelerarse hasta la parada total. El aumento de la velocidad de giro sobre la nominal se denomina sobrevelocidad, y se recomienda que sea del orden del 30-50%, para limitar la fuerza centrífuga a un valor en torno al doble del normal de régimen (Cuesta & Vallarino, 2000).

La sobrevelocidad depende esencialmente de la velocidad de cierre del distribuidor y es inversamente proporcional a la inercia del grupo, magnitudes ambas que pueden fijarse a voluntad, dentro de ciertos límites. La inercia del grupo depende esencialmente de la inercia del rotor del alternador. La inercia de la turbina es usualmente pequeña en comparación con la inercia del alternador. La inercia total del grupo es la suma de ambas inercias. Si es necesario, la inercia total del grupo puede aumentarse por encima de la natural, es decir, de la estrictamente requerida por razones estructurales, incrementando el diámetro del rotor o instalando un volante de inercia adicional. Este aumento tiene un costo, ya que encarece la máquina, los cojinetes, la cimentación, la grúa viajera, etc., a pesar de lo cual hay muchos casos donde resulta de interés para limitar la sobrevelocidad. La inercia natural o normal del alternador depende de las condiciones nominales de la unidad y se estima con base en formulas empíricas como por ejemplo la ecuación de Krueger (1980) (Chaudhry, 2014).

$$I_G = 15000 \left(\frac{kva}{N_r^{1.5}} \right)^{1.25} \quad (3)$$

N_r : Velocidad de rotación nominal (rpm)
 kva : Potencia del generador (kva)

I_G : Momento polar de inercia del alternador

La inercia natural de la turbina también puede estimarse con base en ecuaciones empíricas (Chaudhry, 2014).

$$I_T = 1446 \left(\frac{kW}{N_r^{1.5}} \right)^{1.25} \quad (4)$$

N_r : Velocidad de rotación nominal (*rpm*)

kW : Potencia de la turbina (*kW*)

I_G : Momento polar de inercia de la turbina

La sobrevelocidad también puede reducirse acortando el tiempo de cierre del distribuidor, pero a costa de un mayor golpe de ariete en la tubería. Generalmente la duración total del cierre del distribuidor en los grupos asociados con turbinas Kaplan y turbinas Francis es del orden de 5 a 15 s dependiendo de las características de las turbinas y la conducción (Cuesta & Vallarino, 2000). El distribuidor de las turbinas Francis o Kaplan, y las válvulas de aguja de control de las turbinas Pelton funcionan como válvulas, por lo cual, el transitorio ocasionado en la conducción hidráulica como consecuencia de las maniobras de estos órganos de control puede simularse de forma más simple considerando la turbina como una válvula que abre o cierra siguiendo una ley que reproduzca fielmente la evolución del caudal turbinado (Cuesta & Vallarino, 2000). En este caso, el caudal turbinado es solamente función de la carga hidráulica y la apertura de la válvula virtual. En el caso de turbinas de reacción (por ejemplo Francis) el caudal turbinado es una función más compleja, dependiente además de la velocidad de rotación del rodete. En turbinas de reacción, la sobrevelocidad de las turbinas durante fenómenos transitorios por rechazos de potencia, cambia la evolución del caudal turbinado según las relaciones descritas por sus curvas características. La representación gráfica de la relación entre caudal turbinado, carga hidráulica, velocidad de rotación y apertura del distribuidor se denomina curva característica de una turbina y brinda información sobre su funcionamiento hidráulico.

Lo anterior se refiere exclusivamente a las maniobras rápidas de cierre o apertura consecuencia de la desconexión brusca de los alternadores o de un arranque de todos o parte de los grupos turbogeneradores de la central. Por el contrario en los transitorios ocasionados por las maniobras de regulación dirigidas a controlar la potencia generada o la velocidad de giro, es necesario considerar las características del equipo turbogenerador. No obstante, para el diseño de la conducción solo interesa el primer tipo de maniobras, ya que son las que producen las oscilaciones de presión más grandes y, en consecuencia, más peligrosas.

Para disminuir los efectos del golpe de ariete, lo más común en las conducciones a presión largas es disponer un tanque con una superficie libre conectado con la conducción a presión cerca de su extremo aguas abajo, con lo que al cerrarse el paso del agua en la conducción, ésta tiene una salida por el tanque y, al ascender por él, induce una contrapresión y un efecto de frenado creciente con el desnivel. Esta estructura se denomina tanque de oscilación y transforma la energía cinética del agua de la conducción en energía potencial. La sobreelevación del nivel del agua en el tanque de oscilación frena el agua en la conducción y reduce drásticamente los incrementos de presión que de otra manera se habrían producido por el cambio brusco del caudal circulante. La finalidad del tanque de oscilación es múltiple, destacando entre sus funciones (Cuesta & Vallarino, 2000):

- Permitir la ejecución de las maniobras de apertura o cierre de las turbinas en un tiempo corto, sin que se produzcan variaciones de presión excesivas.

- Almacenar o suministrar el caudal de agua sobrante o faltante mientras dura el proceso de desaceleración o aceleración de la masa de agua en el túnel de conducción.
- Proporcionar una superficie libre próxima a la central que facilite la regulación.
- Reducir notablemente la longitud de conducción sometida a golpe de ariete.

El tanque de oscilación divide la conducción a presión en dos tramos, uno de baja presión controlado por el tanque aguas arriba de éste, y otro de alta presión más corto, sin dispositivos de protección contra los efectos de la variación brusca de caudal, aguas abajo del tanque. En el primer tramo se produce una oscilación lenta de la masa de agua y en el segundo tramo ondas de presión rápidas. Ambos fenómenos son periódicos pero difieren sustancialmente. En el primer caso se trata de oscilaciones de la masa de agua con un periodo largo, del orden de minutos, mientras que en el segundo se trata de ondas elásticas de presión con un periodo más corto, del orden de segundos y mayor intensidad (Cuesta & Vallarino, 2000).

El tanque de oscilación resuelve el problema de la inercia en el tramo de tubería de baja presión, pero deja fuera de su influencia a la tubería de alta presión o forzada, que ha de afrontar sin paliativos los esfuerzos dinámicos consecuencia de los cambios en el caudal circulante provocados por el distribuidor de las turbinas. No obstante, estos esfuerzos son muy inferiores a los que se producirían en la conducción sin el tanque de oscilación, ya que la tubería de presión es mucho más corta y, en consecuencia la masa de agua en ella contenida y su energía cinética son muy inferiores. Aun así las sobrepresiones dinámicas en la tubería en presión son de importancia, entre el 15% y el 40% de la presión máxima estática (Cuesta & Vallarino, 2000).

Las variaciones de caudal circulante en la tubería de presión modifican la energía cinética de la columna de agua que, por asemejarse a impactos, este fenómeno se denominan habitualmente golpe de ariete. Al disminuir el caudal turbinado, se detiene el fluido de la capa adyacente, lo que provoca la elevación de la presión, la dilatación de la tubería y el aumento de la densidad del agua en el tramo de la tubería de presión. Esta onda de presión y deformación elástica no se transmite instantáneamente sino que se traslada hacia aguas arriba con una velocidad a , denominada celeridad de onda que es función de las características elásticas del tubo y del fluido. Después de un intervalo de tiempo Δt , habrá afectado a una longitud ($a \cdot \Delta t$) de tubo. La sobrepresión correspondiente se puede calcular mediante la ecuación dinámica aplicada tomando en consideración la elasticidad del sistema y despreciando las pérdidas de energía (Chaudhry, 1979):

$$\Delta H = a \cdot \Delta v / g \quad (5)$$

Esta es la ecuación más simple y básica del golpe de ariete. Finalmente las ecuaciones generales se obtienen a partir de la ecuación dinámica y de continuidad, tomando en consideración la elasticidad de la tubería y las pérdidas por fricción (Chaudhry, 1979).

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{2DA} Q|Q| = 0 \quad (6)$$

$$a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} + gA \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (7)$$

Q : Caudal (m^3/s)

g : Aceleración de la gravedad (m/s^2)

A : Área de la sección transversal (m^2)

H : Carga hidráulica (m)

f : Factor de fricción Darcy Weisbach (*adimensional*)

D: Diámetro de la tubería (*m*)
a: Celeridad de la onda (*m/s*)
t: Tiempo (*s*)
x: Distancia a lo largo de la tubería (*m*)

Las ecuaciones anteriores forman un sistema de ecuaciones diferenciales parciales hiperbólicas. El método de solución más común consiste en transformar las ecuaciones diferenciales parciales en ecuaciones diferenciales ordinarias mediante el método de las características. Luego las ecuaciones diferenciales ordinarias se resuelven por métodos numéricos que discretizan los resultados de las variables dependientes (*Q*, *H*) en puntos del plano de las variables independientes (*t*, *x*). Se obtienen entonces los valores de caudal y nivel piezómetro en varios puntos de la tubería, para diferentes tiempos de cálculo.

En síntesis, el golpe de ariete es función de las dimensiones de la tubería y del tiempo de cierre. La longitud de la tubería repercute de forma proporcional directa y la sección de forma proporcional inversa (Cuesta & Vallarino, 2000):

$$\frac{1}{2} \sum M_i v_i^2 \sim \frac{1}{2g} \sum L_i A_i \left[\frac{Q}{A_i} \right]^2 = \frac{Q^2}{2g} \sum \frac{L_i}{A_i} \quad (8)$$

M_i: Masa del agua en tramo *i* de la tubería (*kg*)
v_i: Velocidad del agua en el tramo *i* de la tubería (*m/s*)
g: Aceleración de la gravedad (*m/s²*)
L_i: Longitud del tramo *i* de la tubería (*m*)
A_i: Área del tramo *i* de la tubería (*m²*)
Q: Caudal (*m³/s*)

Por ello la magnitud del golpe de ariete y la sobrevelocidad también pueden ser reducidas acortando la longitud de la tubería de presión (por ejemplo con un tanque de oscilación) o aumentando el diámetro de la tubería con el consiguiente incremento del costo.

Es de notar que los aprovechamientos con turbinas Pelton no tienen los problemas mencionados ya que, gracias a la acción de los deflectores, pueden conseguir una variación suave del caudal circulante por la tubería de presión (lo que evita un golpe de ariete excesivo) y, al mismo tiempo, reducir rápidamente el caudal turbinado (lo que impide alcanzar valores altos de la sobrevelocidad transitoria).

La exposición anterior se ha basado en el caso límite de un cierre total consecuencia de la desaparición brusca de la potencia eléctrica del alternador; no obstante unos fenómenos y efectos similares ocurren durante la operación normal cuando se produce una variación de caudal en uno o en otro sentido. La magnitud de este efecto, de mucha menor intensidad que el anteriormente analizado, es una muestra de la flexibilidad de la instalación para admitir cambios bruscos del caudal turbinado durante la operación normal, es decir, para permitir una variación rápida de la potencia generada en cada momento.

Durante la operación normal, y dado que la energía eléctrica no se almacena, la potencia suministrada en cada momento debe ser igual a la potencia consumida, incluyendo en este concepto la demanda real del mercado, los consumos propios y las pérdidas en el transporte y distribución. Esta igualdad entre generación y consumo se consigue manteniendo la frecuencia del sistema en sus valores nominales, puesto que, si hay excedente, la frecuencia tiende a aumentar, y, si hay déficit, sucede lo contrario. Por ello es esencial mantener un control estricto de la frecuencia de la red actuando con los centros de generación más apropiados para satisfacer este objetivo. Estos centros son, por lo general,

los aprovechamientos hidroeléctricos con embalses de regulación, los cuales tienen unas características operacionales muy favorables para el seguimiento de la potencia del sistema eléctrico, ajustando en todo momento la generación a la demanda.

La frecuencia de los sistemas eléctricos está directamente asociada con la velocidad de giro de las máquinas rotatorias (alternadores y motores) conectadas, las cuales giran en sincronismo con la fase y frecuencia propia del sistema. Esta relación se muestra en la ecuación (9).

$$f = N \cdot p / 60 \quad (9)$$

f : Frecuencia del sistema (Hz)

N : Velocidad de rotación de las máquinas turbogeneradoras (rpm)

p : Número de pares de polos del alternador

Una variación de potencia del alternador produce, en tanto no se modifique la potencia suministrada por la turbina que lo acciona, una variación de la velocidad de giro del grupo para compensar con el cambio de la energía cinética de la masa rodante la variación de la energía demandada. Esta variación de la velocidad del grupo se rige por la ecuación (2). En consecuencia, un aumento (o disminución) de la potencia del alternador se traduce en una disminución (o aumento) de la velocidad de giro del grupo, tanto mayor cuanto más pequeña sea la inercia de la masa rodante. Para restablecer las condiciones nominales es necesario aumentar (o disminuir) la energía hidráulica suministrada a la turbina, para lo cual, dado que el salto bruto disponible es constante, se aumenta (o disminuye) el caudal turbinado en la cuantía precisa para compensar exactamente la variación de potencia del alternador (Cuesta & Vallarino, 2000).

Para conseguir que la oscilación de frecuencia sea pequeña conviene que el grupo tenga una inercia elevada, que las oscilaciones transitorias de la presión en la conducción forzada sean pequeñas y que la variación de caudal que compensa la variación de potencia se produzca con rapidez. Por ello la inercia del grupo, las dimensiones del tanque de oscilación y la inercia de la columna de agua entre las superficies libres a ambos lados de la turbina deben satisfacer unas condiciones que garanticen la estabilidad de la operación, ya que la variación del caudal turbinado provoca una variación de presión de sentido opuesto que, si el salto no satisface estas condiciones, es decir si no es estable, produce un resultado contrario al buscado.

La inestabilidad en la regulación afecta a los aprovechamientos hidroeléctricos donde el mecanismo regulador intenta conseguir que después de cada maniobra del distribuidor, se genere una potencia constante. Es decir, que el producto ηQH sea constante a pesar de las oscilaciones de nivel en el tanque de oscilación, consecuencia de la maniobra ejecutada. En estos casos la inestabilidad puede ocurrir porque una variación en el nivel del tanque de oscilación (por ejemplo un ascenso ΔH consecuencia de un pequeño cierre para reducir potencia) provoca un aumento de caudal proporcional a $\left(1 + \frac{\Delta H}{H}\right)^{0.5}$ y un aumento de potencia proporcional a $\left(1 + \frac{\Delta H}{H}\right)^{1.5}$ por lo que, si la sección del tanque de oscilación es insuficiente, puede suceder que el efecto de ΔH sobre la potencia generada sea mayor que el de la disminución de caudal conseguida con el cierre inicial (Cuesta & Vallarino, 2000). En este caso el tanque de oscilación sería inestable, ya que el cierre inicial consigue un efecto opuesto al buscado, lo que motivaría cierres progresivos del distribuidor que cada vez van aumentando la amplitud de la oscilación en el tanque de oscilación. En consecuencia, la sección del tanque de oscilación debe ser lo suficientemente amplia como para garantizar

una adecuada amortiguación de las oscilaciones debidas a las maniobras de regulación de las turbinas.

Para el acometido de control de la frecuencia del sistema se utilizan preferentemente aquellas centrales hidroeléctricas que tengan una potencia adecuada (Cuesta & Vallarino, 2000). Este tipo de centrales tienen las siguientes características:

- Pueden variar su potencia en forma prácticamente instantánea, tanto si están funcionando con potencia parcial como si marchan en vacío sincronizados a la red (reserva rodante).
- Tienen una inercia relativa elevada en comparación con los grupos térmicos, por lo que su acción reguladora es más eficaz.
- Pueden arrancar y sincronizar con la red desde máquina parada en poco más de un minuto, mientras que los grupos térmicos más ágiles, las turbinas de gas, tardan más de quince minutos.

Esta capacidad de participar en el control de frecuencia tiene un valor significativo puesto que resulta de gran utilidad para absorber aumentos de potencia imprevistos o para restaurar las condiciones operativas de la red en situaciones de emergencia. Por ello siempre que se pueda conseguir con un costo razonable, los aprovechamientos hidroeléctricos de tamaño medio a grande deben estar capacitados para contribuir al control de la frecuencia de la red, pues, aunque en circunstancias normales no se precise este tipo de servicio, es una característica que contribuye a mejorar la seguridad del sistema y que resulta de gran utilidad en situaciones accidentales o de emergencia (Cuesta & Vallarino, 2000).

3 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO HIDROELÉCTRICO AYIL

El estudio de prefactibilidad del PH Ayil fue publicado en el mes de diciembre del año 2012. El informe contiene las generalidades del proyecto, los estudios básicos disponibles, la selección del esquema del proyecto, descripción de las obras, el planeamiento constructivo y presupuesto y la evaluación económica del proyecto.

El Anexo 1 muestra un mapa con la ubicación general del proyecto en la provincia de Limón, Costa Rica. Las generalidades del proyecto se muestran en la Tabla 2. El PH Ayil consiste en el aprovechamiento energético del río Chirripó de la cuenca media baja del río Matina, en la vertiente Atlántica de Costa Rica. Se plantea la construcción de una presa que crea un embalse de regulación semi-estacional, una conducción de 2300 m de largo con tanque de oscilación hasta una casa de máquinas que restituye las aguas al río Chirripó mediante un canal de restitución de 1 km de longitud.

Tabla 2. Generalidades del PH Ayil

Propietario	ICE	Presa	
Ubicación Geográfica	Matina, Limón, Costa Rica	Tipo	Enrocamiento
Cuenca hidrográfica	Río Matina	Largo de coronamiento	363 m
Fecha de inicio de operación	No definida	Altura máxima sobre el lecho del río	144 m
Etapas de Estudio Concluida	Prefactibilidad Diciembre 2012	Volumen de materiales	6.1 hm ³
Hidrología		Vertedero de excedencias	Frontal con Compuertas
Río aprovechado	Chirripó	Capacidad del vertedero	8470 m ³ /s
Área de cuenca	820.6 km ²	Conducción	Diámetro Longitud o altura
Caudal medio del río	63.9 m ³ /s	Túnel	6.2-5.8 1784.2-129.6 m
Estaciones hidrológicas	6-3, 8-3 y 8-5	Tubería de presión	5.3-5.15 217.5-151.3 m
Generación		Tanque de oscilación	16.5 92.7 m
Capacidad instalada	174.3 MW	Casa de Máquinas	
Generación media anual	764.5 GWh	Número de unidades	3
Caudal de diseño	114 m ³ /s	Tipo de unidades	Francis
Caudal ecológico	6.39 m ³ /s	Potencial nominal por unidad	49.2 MW
Embalse		Potencia del generador	54.7 Mva
Nivel máximo de operación	260 msnm	Nivel de restitución normal	85.5 msnm
Nivel mínimo de operación	205 msnm	Caída neta nominal	146.5 m
Cota de coronamiento de obras	265 msnm	Caudal nominal por unidad	38 m ³ /s
Área a nivel máximo normal	3.3 km ²	Velocidad de rotación	360 rpm
Volumen útil máximo	133.2 hm ³		

Los estudios básicos disponibles a nivel de prefactibilidad consisten en topografía, hidrología, geología, geotecnia y algunas consideraciones ambientales sobre la biota y las comunidades indígenas aledañas al proyecto. La topografía se obtuvo de mapas del Instituto Geográfico Nacional de Costa Rica (IGN) con curvas de nivel cada 20 m de elevación. La información hidrológica promedio fue elaborada con los datos de la estación 6-3 Playa Hermosa pero por poseer un registro de apenas 9 años fue correlacionada con otras estaciones, 8-3 Dos Montañas y 8-5 Bajo Huacas. Se cuenta entonces con un registro

sintético de caudales medios mensuales de 41 años para el sitio de presa. Se tiene un análisis de frecuencia de caudales máximos para el sitio de presa, a partir de la metodología de regionalización de caudales máximos para Costa Rica desarrollado por AB Hydroconsult y el área de hidrología del ICE. También se cuenta con producciones medias anuales de sedimentos estimadas gruesamente. Se realizó una caracterización geológico-geotécnica de los materiales en los sitios de obra con base en cartografiado superficial, levantamientos y muestreos de superficie. En prefactibilidad no se contó con perforaciones, galerías o perfiles de geofísica en los sitios de obra (ICE, 2012).

La selección del esquema del proyecto incluye una optimización de las variables macro: sitio de presa, tipo y altura de presa, caudal de diseño, diámetro de conducción, número de unidades y ubicación de casa de máquinas. La optimización condujo a las características del proyecto indicadas en la Tabla 2. Con base en esta información se efectuó un diseño preliminar de las obras del proyecto y se cuenta con planos esquemáticos de las diferentes obras civiles (Anexo 3).

A nivel de factibilidad, ya se ha avanzado en la optimización de las diferentes estructuras. Los nuevos esquemas se basan en una topografía más precisa, obtenida de un levantamiento LiDAR. Adicionalmente ya se tienen algunos resultados de las investigaciones geológico-geotécnicas desarrolladas recientemente, mediante perforaciones y sondeos geofísicos en los sitios de obras. Se cuenta con un nuevo trazado de la conducción del proyecto con base en la topografía LiDAR, el cual se muestra en el Anexo 2. Este esquema se utilizará como base para el análisis transitorio de la conducción.

4 ANÁLISIS TRANSITORIO DE LA CONDUCCIÓN DEL PROYECTO HIDROELÉCTRICO AYIL

4.1 REQUERIMIENTO DE UN TANQUE DE OSCILACIÓN

La variabilidad de la potencia eléctrica exigida por el mercado conduce a frecuentes maniobras de cierre o aperturas parciales o totales del distribuidor de las turbinas de los aprovechamientos hidroeléctricos con regulación y, por lo tanto, a variaciones rápidas del caudal suministrado por la conducción. Las variaciones de caudal modifican la energía cinética de la columna de agua, lo cual provoca cambios bruscos en la presión de agua en la tubería y en la velocidad de giro de los equipos turbogeneradores. Estos elementos deben estar preparados para admitir los cambios de caudal en distintos escenarios de operación.

Un escenario agudo de cierre total, se produce en las situaciones de emergencia provocadas por alguna falla mecánica o eléctrica, que obliga a cerrar la admisión a las turbinas para evitar averías de consideración. El caso más representativo sería la rotura de las líneas eléctricas de salida, provocando la desaparición brusca de la potencia del alternador y, como consecuencia el cierre de los distribuidores lo más rápidamente posible para evitar que los grupos turboalternadores alcancen velocidades de giro excesivamente altas y peligrosas (Cuesta & Vallarino, 2000).

Las condiciones de apertura total no son tan severas como las de cierre ya que, por un lado, las maniobras de apertura total no son consecuencia de un accidente imprevisible sino de una orden en este sentido, y por otro, el proceso de arranque de una turbina es relativamente largo: apertura de la válvula de protección, pequeña apertura del distribuidor, aceleración del grupo sin tomar potencia hasta alcanzar la velocidad de sincronismo, conexión del alternador a la red y apertura gradual del distribuidor aumentando la potencia paulatinamente hasta alcanzar la potencia deseada. Esta operación toma un tiempo significativo, del orden de un minuto y durante el mismo se incrementa el caudal utilizado desde 0 a un 5-10% durante el proceso de aceleración del grupo y hasta el 100% cuando se alcanza la potencia nominal. En las centrales equipadas con varias unidades no se conectan todas simultáneamente, sino que, en circunstancias normales, se arrancan de acuerdo con una secuencia preestablecida que evite perturbaciones indeseadas (Cuesta & Vallarino, 2000).

No existe unanimidad de criterios en cuanto al tipo de aumento de potencia que se debe considerar para el dimensionamiento de las obras de conducción. En el pasado, el proceso de arranque en las centrales de mando manual era forzosamente largo y resultaba razonable considerar una apertura escalonada con lo que el tanque de oscilación se dimensionaba para el arranque de la última máquina, es decir para aumentos de potencia del 50% al 100% en las centrales con dos unidades, del 67% al 100% en las de tres unidades, etc. En la actualidad las centrales están automatizadas y todas las máquinas se pueden arrancar simultáneamente (aunque en circunstancias normales no lo hagan) y con mayor rapidez, por lo que se tiende a dimensionar las obras para una apertura total en lugar de parcial. Por otra parte, todos los grupos de una central pueden operar girando en vacío sincronizados a la red y pueden tomar el 100% de la potencia en unos pocos segundos, aumentando el caudal utilizado desde un 5-10% hasta un 100% del caudal nominal. Esta situación es poco usual para la mayor parte de las centrales, pero es de suma utilidad en situaciones de emergencia en las que se necesite estar preparado para aumentar repentinamente la generación. Por ello en la actualidad, algunas veces se suele dimensionar las obras de conducción para un arranque total de 0 a 100% en un tiempo similar al considerado para el cierre. En algunos casos, resulta más exigente una maniobra

encadenada (apertura-cierre o cierre-apertura) que las maniobras simples mencionadas anteriormente (Cuesta & Vallarino, 2000).

Los escenarios anteriores describen los casos extremos de operación; sin embargo unos fenómenos y efectos similares ocurren durante la operación normal de la planta, cuando se producen variaciones de caudal para ajustar en todo momento la potencia suministrada a la potencia consumida por los usuarios. Para lograr esta igualdad, se requiere mantener la frecuencia del sistema en sus valores nominales. Esto se alcanza solamente si el cambio en la velocidad de rotación de los equipos turbogeneradores es pequeño mientras se produce el cambio de potencia. Este acometido requiere el diseño de un grupo turbogenerador con inercia rotacional elevada y unas dimensiones de las obras de conducción que garanticen oscilaciones transitorias de presión pequeñas y variaciones de caudal oportunas para compensar la variación de potencia con rapidez. Las obras diseñadas deben garantizar la estabilidad de la operación, ya que la variación del caudal turbinado provoca una variación de presión de sentido opuesto que, si el salto no satisface estas condiciones, es decir si no es estable, produce un resultado contrario al buscado.

Generalmente, al analizar los escenarios descritos en proyectos hidroeléctricos con conducciones largas y caídas pequeñas los parámetros de sobrepresión, sobre velocidad y de estabilidad de la planta no resultan satisfactorios. Por lo tanto para desarrollar un diseño más funcional y económico de la conducción y el equipo turbogenerador se implementa usualmente un tanque de oscilación, para eliminar o mitigar los efectos indeseables de los transitorios como sobrepresiones o subpresiones, sobrevelocidad y de inestabilidad de la planta. Un tanque de oscilación es usualmente costoso y por lo tanto al diseñar las obras de conducción deben considerarse alternativas con y sin el uso de éste. La alternativa que brinde el esquema más económico con una respuesta aceptable del sistema y con la flexibilidad de operación deseada es seleccionada. Una respuesta aceptable del sistema implica satisfacer ciertos límites especificados de sobrepresión y subpresión, sobrevelocidad, prevenir separación de la columna líquida, drenaje del tanque de oscilación, o una respuesta inestable del sistema. Esta puede evaluarse en etapas iniciales del diseño con procedimientos aproximados, que de una forma rápida brindan los parámetros de interés (sobrepresión, sobrevelocidad y estabilidad) para cada alternativa. El análisis riguroso de la sobrepresión y la sobrevelocidad requiere la solución de las ecuaciones (4) y (5) mediante el método de las características. Se requiere la curva característica de la turbina como condición de contorno aguas abajo. El desarrollo matemático está expuesto en Chaudhry (2014).

Unos procedimientos aproximados se muestran a continuación:

- **Sobrepresión:** La sobrepresión máxima en la conducción puede estimarse preliminarmente mediante el método gráfico de Allievi expuesto en Chaudhry (2014). La Figura 6 muestra la máxima sobrepresión por encima del nivel estático, ocasionado por el cierre de una válvula en el extremo aguas abajo que descarga a la atmósfera. El cierre de la válvula se asume lineal con el tiempo y no se consideran pérdidas de energía en la conducción. Para la estimación es necesario determinar los parámetros ρ y K .

$$\rho = \frac{aV_o}{2gH_o} \quad (10)$$

$$K = \frac{T_c}{2L/a} \quad (11)$$

a : Celeridad de la onda (m/s)

H_o : Carga estática (m)

L : Longitud de la tubería (m)
 V_o : Velocidad inicial en la tubería (m/s)
 T_c : Tiempo de cierre de la válvula (s)
 ΔH : Sobrepresión máxima en la válvula (m)

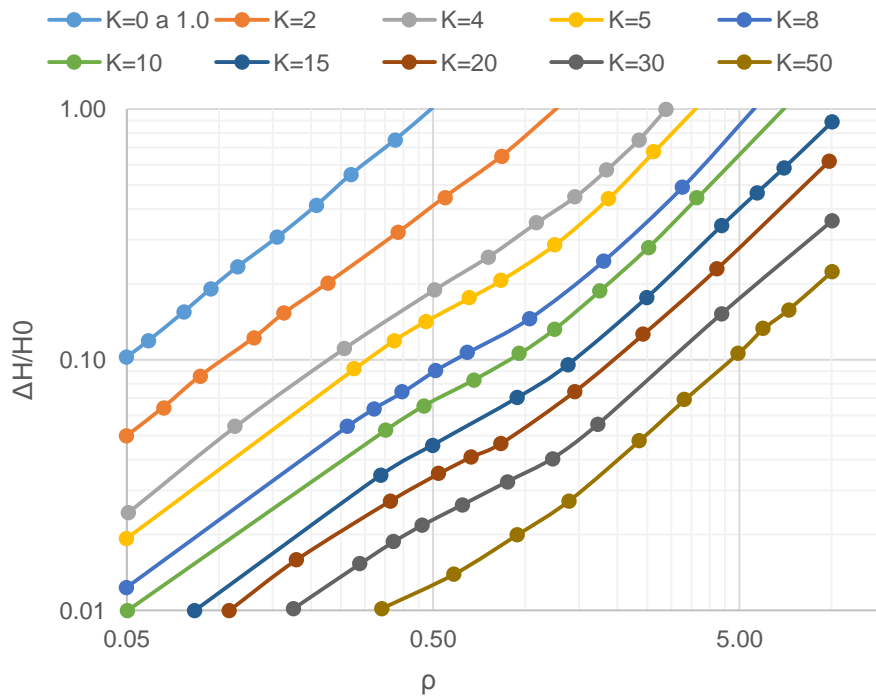


Figura 6. Gráfico para la determinación de la sobrepresión máxima en una conducción sin pérdidas de energía como consecuencia de un cierre lineal de una válvula en el extremo aguas abajo (Chaudhry, 2014).

- Sobrevelocidad:** Durante el rechazo total de carga eléctrica, el alternador se desconecta de la red del sistema, por lo tanto se puede suponer que la energía producida por el golpe de ariete, la energía cinética de la columna de agua que se mueve en la tubería y la propia energía de rotación del rodete de la turbina y del alternador se sumarán para dar a las masas rodantes una nueva energía de rotación, la cual sólo se explica si se incrementa su velocidad de rotación.

$$E_M = E_G + E_a + E_m \quad (12)$$

E_M : Energía de rotación de las masas rodantes después del rechazo total de carga eléctrica ($kgf \cdot m^2/s^2$)

E_G : Energía producida por el golpe de ariete ($kgf \cdot m^2/s^2$)

E_a : Energía cinética de la columna de agua contenida en la tubería ($kgf \cdot m^2/s^2$)

E_m : Energía de rotación de las masas rodantes (rodete y rotor) con velocidad síncrona de rotación ($kgf \cdot m^2/s^2$)

Desarrollando los términos de cada energía se llega a la ecuación (13). La demostración completa se muestra en Mastache (2013).

$$\frac{\Delta w}{w_o} = \left(\frac{T_c + T_w + T_m}{T_m} \right)^{0.5} - 1 \quad (13)$$

$$T_w = \frac{Q_o}{gH_o} \sum_{i=1}^m \frac{L_i}{A_i} \quad (14)$$

$$T_m = \frac{IN_r^2}{91.2 \times 10^6 P_r} \quad (15)$$

T_c : Tiempo de cierre (s)

$\frac{\Delta w}{w_o}$: Sobrevelocidad (%)

T_w : Tiempo de arranque de la columna de agua (s)

Q_o : Caudal (m^3/s)

H_o : Carga de presión en el extremo aguas arriba de la conducción (m)

L_i : Longitud de tramo de conducción i (m)

A_i : Área de tramo de conducción i (m^2).

T_m : Tiempo de arranque mecánico (s)

I : Inercia total de turbina y generador (ecuación (4) y (5)) ($kg \cdot m^2$)

N_r : Velocidad de sincronismo (rpm)

P_r : Potencia nominal del generador (MW)

La Oficina de Reclamación de los Estados Unidos (USBR por sus siglas en inglés) también presenta una metodología para estimar preliminarmente los valores de sobrevelocidad, la cual se muestra en la Figura 7. Los parámetros requeridos para estimar la sobrevelocidad con este método se muestran a continuación:

$$T_k = 0.25 + T_c \quad (16)$$

$$N_s = N\sqrt{P}/H^{5/4} \quad (17)$$

$$K = T_w/T_c \quad (18)$$

$$S'_R = S_R(1 + K) \quad (19)$$

N_s : Velocidad específica ($kW - m$)

N : Velocidad de rotación nominal (rpm)

P : Potencia nominal (kW)

H : Caída nominal (m)

S_R : Sobrevelocidad sin considerar golpe de ariete (%)

S'_R : Sobrevelocidad considerando golpe de ariete (%)

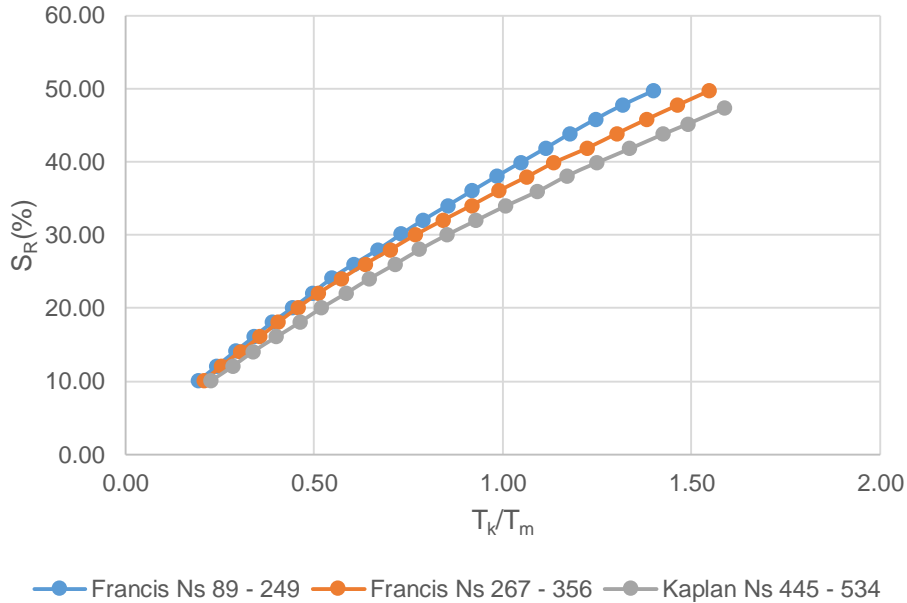


Figura 7. Gráfico para determinar la sobrevelocidad en turbinas de reacción. (USBR, 1976)

- Estabilidad:** La velocidad rotacional de un grupo turbogenerador y por lo tanto la frecuencia del sistema varía con el tiempo luego de un cambio de potencia. Es usualmente deseable y en algunas industrias imperativo que la desviación de la frecuencia en estado estacionario sea lo más pequeña posible y que la frecuencia llegue a su valor nominal en un tiempo razonable, es decir que se llegue a estabilizar. Las oscilaciones de velocidad luego de un cambio de potencia son estables o inestables dependiendo de valores de los parámetros de las unidades turbogeneradores, tubería y el regulador de la turbina. Los estudios rigurosos de estabilidad y de regulación de los grupos hidroeléctricos se realizan una vez definido el esquema de aprovechamiento como parte de la ingeniería de control del proyecto. No obstante, el proyectista debe evaluar la estabilidad del salto durante las etapas iniciales de los estudios con objeto de precisar los dispositivos de estabilización que puedan ser necesarios o el tipo de energía que el aprovechamiento puede generar. Para estos análisis preliminares se utilizan criterios de estabilidad aproximados que permiten identificar problemas operacionales en relación con la regulación de los grupos y evaluar si el esquema en estudio necesitará un tanque de oscilación u otro dispositivo de control. Los criterios de estabilidad se definen a partir de los tiempos de arranque mecánico T_m , y el tiempo de arranque de la columna de agua T_w . El tiempo de arranque mecánico T_m , es el tiempo necesario para acelerar una unidad turbogeneradora de cero a la velocidad nominal, cuando se le aplica el torque nominal. Se asume que la unidad esta desconectada de la corriente eléctrica. El tiempo de arranque de la columna de agua T_w , es el tiempo requerido para acelerar el flujo en la tubería de cero a la velocidad V_o con una carga de presión de H_o . Este parámetro varía con el nivel de embalse y con el número de grupos en operación, por lo que deberán analizarse todas las situaciones características del aprovechamiento. La consigna para un cambio de potencia eficaz, es garantizar el menor cambio en la velocidad de rotación del equipo turbogenerador (T_m alto) y que el cambio de caudal en la conducción pueda producirse con rapidez (T_w bajo). Existen varios criterios para estimar el grado de estabilidad de un aprovechamiento con base en el índice de estabilidad (IE) T_m/T_w . La Tabla 3 presenta el criterio de Fazalere (1985) sobre las condiciones de regulación de un esquema hidroeléctrico según el valor del índice de estabilidad (Cuesta & Vallarino, 2000).

Tabla 3. Condiciones de regulación según Índice de Estabilidad (Cuesta & Vallarino, 2000)

IE	Condiciones de Regulación
2	Valor mínimo para sincronizar
2.5 – 3.0	Deficientes
5.0 – 8.0	Aceptables
>8.0	Buenas

Un análisis riguroso de la estabilidad requiere la aplicación del criterio de Routh Hurwitz a las ecuaciones diferenciales ordinarias de los componentes involucrados en la variación de potencia: turbogenerador, conducción y regulador. El criterio de Routh Hurwitz es una prueba matemática que permite identificar si las soluciones a las ecuaciones son estables, sin resolverlas directamente. Este desarrollo se muestra en Chaudhry (2014).

Generalmente los proyectos hidroeléctricos a filo de agua o con poca capacidad de regulación no participan activamente en el control de la frecuencia del sistema por lo que no necesitan un $IE > 2$; por ello, en estos esquemas se fija la duración y la forma de la ley de cierre del distribuidor, así como la inercia del alternador, para conseguir el óptimo económico entre el costo de las estructuras o dispositivos de control, la pérdida de carga en la conducción, y la magnitud de la sobrevelocidad y sobrepresión durante los transitorios ocasionados por los cierres de emergencia. Por el contrario los aprovechamientos que participan en el control de la frecuencia deben tener un índice de estabilidad alto en todo el rango de operación para que puedan variar la apertura, o incluso abrir y cerrar totalmente, sin las limitaciones que ocasionaría un grado de estabilidad deficiente. En cualquier caso, los esquemas con índice de estabilidad inferior a 3 deben analizarse para evaluar el costo de mejorar su estabilidad. Esta mejora puede conseguirse aumentando la sección de la tubería de presión, acercando el tanque de oscilación a la central y/o incrementando la inercia del generador. Asimismo es conveniente analizar las centrales con índice de estabilidad próximo o inferior a 2. Aunque no intervengan en el control de la frecuencia, pueden tener serios problemas a causa de los fenómenos transitorios durante las maniobras de cierre, tanto por el aumento de la presión como por la magnitud de la sobrevelocidad.

Considérese ahora la aplicación de los procedimientos anteriores para el caso en estudio del PH Ayil. La Tabla 4 muestra los valores de sobrepresión, sobrevelocidad e IE para dos escenarios: sin tanque de oscilación y con tanque de oscilación considerando las condiciones más críticas. Al comparar los valores se observa una mejor respuesta del sistema en el caso con tanque de oscilación. Resulta entonces justificable implementar este esquema ya que se obtendría un aprovechamiento más funcional y económico. El valor de T_m/T_w no cumple con el mínimo de tres para una condición de regulación aceptable. Sin embargo esto se puede resolver agregando inercia adicional a la maquinaria hidráulica. Para este caso se requeriría una inercia adicional del orden del 10% de la inercia natural.

Tabla 4. Requerimiento de Tanque de Oscilación

	Sin Tanque de Oscilación ($L^*=2300$ m)	Con Tanque de Oscilación ($L^*=550$ m)
Sobrepresión (mca y % presión máxima estática)**	300.48 (72.00%)	206.15 (18.00%)
Sobrevelocidad*** S_R' (rpm y % velocidad nominal)	691.20 (92%)	601.20 (67.00%)
T_m/T_w ****	0.92	2.72

*L: Longitud del tramo de tubería entre el tanque de oscilación y la casa de máquinas que estará sujeta al golpe de ariete y es la utilizada para cada estimación.

**Se analiza con una maniobra de rechazo de potencia total en 10 s con el embalse en su nivel máximo.

*** La sobrevelocidad se determina según procedimiento del USBR para velocidad específica de 157 (kW-m).

****Se analiza con una maniobra de toma de potencia total con el embalse en su nivel mínimo.

4.2 DISEÑO DEL TANQUE DE OSCILACIÓN

Dependiendo de su configuración, existen diferentes tipos de tanques de oscilación. Sin embargo, en plantas hidroeléctricas normalmente se utilizan tanques de orificio restringido. Estas estructuras tienen un orificio que conecta el tanque con la conducción, restringiendo el flujo de entrada y de salida del tanque. La restricción reduce la amplitud de las oscilaciones del nivel de agua en el tanque, desarrolla la carga aceleradora o desaceleradora en el túnel más rápido y disminuye el volumen de entrada y salida del tanque respecto a un tanque simple. Por lo tanto el tamaño de la obra requerida para una instalación particular es menor que un tanque simple.

El diseño del tanque de oscilación tiene la finalidad de garantizar las siguientes condiciones:

- Que las oscilaciones de nivel durante variaciones de potencia sean estables.
- Que el tanque no se drene en tomas de potencia.
- Que el tanque no vierta en rechazos de potencia.

Para tal fin, se requiere determinar las oscilaciones de nivel en el tanque. Es común suponer que las variaciones de nivel en la estructura son lentas, y por lo tanto se puede calcular usando un enfoque de sistema agregado. Esta hipótesis es parte de la teoría de columna de agua rígida que no considera la elasticidad del conducto y por lo tanto la velocidad de onda es infinita. Esta formulación produce resultados útiles cuando los cambios en la condición de frontera ocurren de forma lenta, con una duración mayor al tiempo de viaje de la onda de presión en el conducto $2L/a$. El enfoque de sistema agregado considera las variables dependientes de interés solamente en función del tiempo. Esto significa el uso de ecuaciones diferenciales ordinarias para resolver el sistema. El enfoque de sistema distribuido considera las variables dependientes como función del tiempo y del espacio. Esto significa el uso de las ecuaciones diferenciales parciales (6) y (7) y con las condiciones de frontera apropiadas. En fases tempranas del proyecto (prefactibilidad, factibilidad), el enfoque agregado es siempre adecuado (ASCE, 1989). El sistema se divide entonces en dos partes: tanque de oscilación-tubería de presión-operación de la planta y embalse-túnel-tanque de oscilación. La primera parte del sistema está sujeta a variaciones rápidas de la velocidad, por la propagación de la onda de presión a través de la tubería. El cálculo procede utilizando el enfoque distribuido. Como la transmisión de las ondas de presión entre las dos partes del sistema se considera despreciable, la variación de velocidad en la segunda parte del sistema es más lenta y puede utilizarse un enfoque de sistema agregado. Esto permite simplificar el análisis y realizar un diseño temprano adecuado, sin considerar la interacción de las otras partes.

La formulación de las ecuaciones del sistema agregado para estimar las oscilaciones del nivel de agua en un tanque de oscilación de orificio restringido se basa en el principio de cantidad de movimiento y de continuidad. Su desarrollo se muestra en Chaudhry (2014). Se consideran las siguientes premisas:

- Las paredes del túnel son rígidas y el agua incompresible. Por lo tanto un cambio de flujo en cualquier punto del sistema se transmite instantáneamente a través del sistema, y el agua en el túnel se mueve como una columna rígida. Se considera como sistema agregado.
- La inercia de la columna de agua en el tanque de oscilación es despreciable, comparada con la inercia del agua en el túnel.
- Las pérdidas de energía en el sistema durante el estado transitorio pueden calcularse usando las ecuaciones de flujo permanente.

La ecuación dinámica y de continuidad resulta:

$$\frac{dQ_t}{dt} = \frac{gA_t}{L}(-z - cQ_t|Q_t| - c_{orf}Q_s|Q_s|) \quad (20)$$

$$\frac{dz}{dt} = \frac{1}{A_s}(Q_{tur} + Q_t) \quad (21)$$

Q_t : Caudal en el túnel (m^3/s)

A_t : Área transversal del túnel (m^2)

L : Longitud del túnel (m)

z : Nivel de agua en el tanque por encima o por debajo del nivel estático (m)

c : Coeficiente de pérdidas en el túnel (s^2/m^5)

c_{orf} : Coeficiente de pérdidas en el orificio (s^2/m^5)

Q_s : Caudal de entrada o salida al tanque de oscilación (m^3/s)

A_s : Área transversal del tanque de oscilación (m^2)

Q_{tur} : Caudal en la turbina (m^3/s)

Como las paredes del túnel y el agua dentro de éste se asumen rígidas, no hay derivadas con respecto a la distancia en las ecuaciones. Por lo tanto el caudal en el túnel y el nivel de agua en el tanque varían solamente con respecto al tiempo. Estas ecuaciones son un par de ecuaciones diferenciales ordinarias. La ecuación dinámica no es lineal por el término $cQ_t|Q_t|$. Se nota también que el caudal en la turbina es una función del tiempo. Una solución analítica de la ecuación dinámica y de continuidad está disponible solamente para algunos casos particulares. Por lo tanto se recurre a procedimientos numéricos para su resolución. El método de Runge Kutta es el más común para la solución numérica de las ecuaciones (20) y (21).

El estudio de las oscilaciones de nivel mediante el enfoque del sistema agregado de las ecuaciones (20) y (21) permite analizar la estabilidad de las oscilaciones a priori, sin necesidad de resolver las ecuaciones directamente. Esto no puede realizarse si se considera un enfoque de sistema distribuido. Las oscilaciones de nivel en un tanque de oscilación son consecuencia de cambios de caudal en la turbina. La amplitud de estas oscilaciones puede aumentar o disminuir con el tiempo dependiendo de los parámetros del sistema y de la magnitud y la variación en el tiempo del caudal. Las oscilaciones son estables si se amortiguan hacia un estado permanente final en un tiempo razonable, e inestables si su magnitud aumenta con el tiempo. En el diseño, la consigna es que las oscilaciones de nivel sean estables, de manera que la planta pueda realizar cambios de potencia de manera eficaz durante su operación normal. Las oscilaciones no deben ser tan grandes respecto a la carga total, que dificulten establecer la potencia requerida. El amortiguamiento de las oscilaciones depende de los parámetros del sistema como fricción, longitud del túnel y velocidad, así como del tipo y velocidad de la maniobra. Pueden existir varias maniobras posibles:

1. **Caudal constante:** En este caso el caudal en la turbina cambia de un caudal en estado permanente Q_{tur1} a otro caudal en estado permanente Q_{tur2} . Como el caudal en la turbina depende del nivel de agua en el tanque, la suposición de caudal constante solo es válida en aprovechamientos con caídas grandes, donde las oscilaciones de nivel en el tanque se consideran pequeñas en comparación con el nivel estático.
2. **Apertura constante del distribuidor:** La situación de apertura constante se asume cuando la planta se encuentra con control manual o durante el bloqueo del distribuidor cuando el regulador no está operando o el distribuidor se encuentra en su máxima apertura para mantener potencia constante.
3. **Potencia constante:** En este caso se asume que el regulador mantiene una potencia constante de la turbina. Para satisfacer un incremento en la demanda del caudal en la turbina en un aumento de potencia de la planta, el regulador abre el distribuidor. Como

consecuencia el nivel de agua en el tanque de oscilación baja lo cual reduce la carga neta sobre la turbina. Ante esta situación, el regulador abre más el distribuidor para mantener la potencia constante. Esta es una situación usual durante la operación de una planta hidroeléctrica ya que normalmente se realizan cambios de potencia para adaptar la generación eléctrica a una demanda de potencia variable. Se asume que no hay restricción en la apertura del distribuidor, lo cual implica que el caudal en la turbina puede aumentar sin restricciones para mantener la potencia constante. Se denota que la acción correctiva del regulador es desestabilizante y el sistema puede volverse inestable. Esta maniobra es la más crítica desde el punto de vista de la estabilidad (Berezowsky & Ramírez, 1988).

- 4. Potencia constante con apertura máxima del distribuidor:** En la maniobra anterior, se supone que el distribuidor puede abrirse a cualquier valor para mantener la potencia constante. Sin embargo, en plantas hidroeléctricas el distribuidor no puede abrirse más allá de su posición totalmente abierta. Por lo tanto, el regulador mantiene la potencia constante si la carga neta en la turbina es mayor o igual que la carga crítica. Cuando la carga neta es menor que la carga crítica, la maniobra de apertura constante del distribuidor es la que rige. La carga crítica es la carga para la cual la capacidad de la turbina equilibra la del alternador, es decir, que la potencia entregada por la turbina con una apertura total del distribuidor proporciona la capacidad nominal del alternador.

Las maniobras 1 y 2 no producen efectos desestabilizantes en el sistema y son siempre estables si se consideran las pérdidas por fricción en el túnel (Berezowsky & Ramírez, 1988). La maniobra a potencia constante resulta la más crítica desde el punto de vista de estabilidad y se han desarrollado varios criterios para estudiar su estabilidad, sin la necesidad de resolver las ecuaciones 20 y 21. Los criterios de estabilidad se obtienen de la aplicación del algoritmo de Routh Hurwitz a estas ecuaciones. El criterio de Routh Hurwitz es una prueba matemática que permite identificar si las soluciones a las ecuaciones son estables, sin resolverlas directamente. Este desarrollo se muestra en Chaudhry (2014). Dos criterios populares son el de Thoma (1910) y el de Jaeger (1960), el primero para oscilaciones de pequeña amplitud y el segundo para oscilaciones grandes. Se consideran oscilaciones de pequeña amplitud si la amplitud máxima del sistema sin fricción $Z = Q_0 \sqrt{L/(gA_t A_s)}$ es menor que el 10% de la carga bruta total. Chaudhry (2014) indica que las oscilaciones son estables si se satisface el criterio de Thoma, sin importar si se tratan de oscilaciones de pequeña o gran amplitud y para cualquiera de las maniobras descritas anteriormente. El criterio de Thoma se muestra a continuación.

$$A_{th} = \frac{Q_0^2 L}{2gA_t h_{fo}(H_g - h_{fo})} \quad (22)$$

A_{th} : Área de Thoma (m^2)

Q_0 : Caudal en régimen permanente al final del transitorio (m^3/s)

L : Longitud del túnel (m)

A_t : Área del túnel (m^2)

h_{fo} : Pérdidas en el túnel (m)

H_g : Caída bruta (m)

Varios autores proponen un factor de seguridad n de manera que el área del tanque de oscilación sea n veces el área de Thoma. Chaudhry (2014) propone un factor de seguridad de 1.25 para tanques de oscilación de orificio restringido. El cálculo del área mínima debe

hacerse suponiendo las condiciones más desfavorables en lo que respecta al nivel del embalse. En general, estas corresponden a la operación en el nivel mínimo.

Los conceptos anteriores se aplicaron para el diseño del tanque de oscilación del PH Ayil. Primeramente es necesario determinar el área estable. La aplicación de la ecuación (22) al caso en estudio da un área de Thoma de $A_{th} = 154 \text{ m}^2$. Con un factor de seguridad de 1.3 se tiene un tanque de oscilación de 16 m de diámetro. Definida el área de tanque necesaria para la estabilidad, pueden estimarse las oscilaciones de nivel máxima y mínima. Estas pueden evaluarse de forma rápida utilizando los gráficos indicados por Parmakian (1955) Figura 8 o de una manera más certera con la resolución numérica de las ecuaciones (20) y (21). En el caso de tanques de oscilación con orificio restringido las oscilaciones extremas tienen menor magnitud que un tanque simple, por el efecto de las pérdidas locales del orificio. Es común definir un tamaño de orificio de tal forma que las pérdidas locales por el orificio sean iguales a la oscilación máxima de nivel, con respecto al nivel inicial de la maniobra. La Figura 8 considera esta condición denominada diseño balanceado. Para determinar la oscilación máxima de nivel con esta figura se debe calcular el parámetro b_0 con base en la siguiente ecuación:

$$b_0 = \frac{H_{f1}}{Q_0} \sqrt{\frac{Fg}{L/A}} \quad (23)$$

Siendo:

F : Área del tanque de oscilación (m^2)

L : Longitud del túnel (m)

A : Área del túnel (m^2)

g : Aceleración de la gravedad (m/s^2)

S_A : Oscilación máxima desde el nivel inicial de la maniobra (m)

Q_0 : Caudal al inicio de la maniobra (m^3/s)

H_{f1} : Pérdidas de energía en el túnel (m)

H_{f2} : Pérdidas locales en el orificio (m)

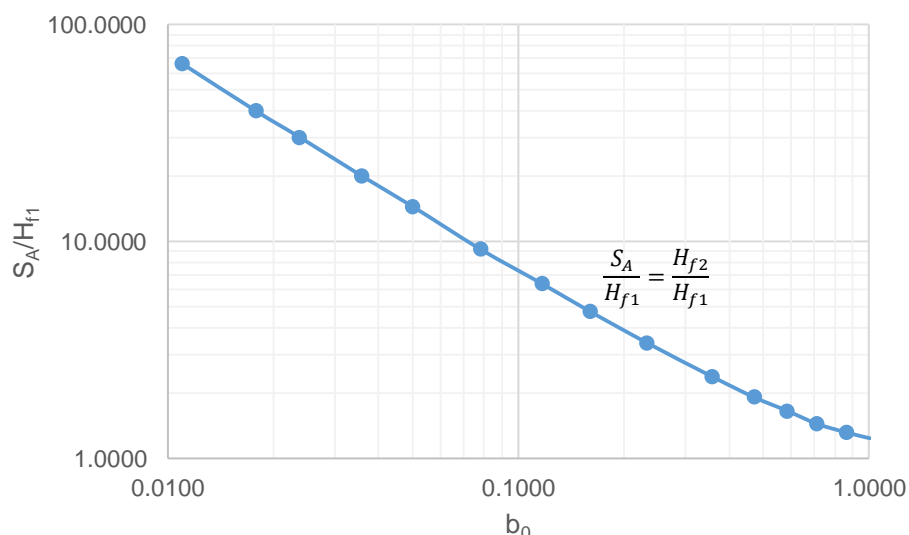


Figura 8. Gráfico para la estimación preliminar del nivel máximo en un tanque de oscilación de orificio restringido debido a un rechazo de potencia total e instantáneo. Se considera que las pérdidas locales en el orificio son iguales a la oscilación máxima con respecto al nivel inicial de la maniobra (Parmakian, 1955).

Por otra parte, la estimación de las oscilaciones máximas y mínimas con la resolución numérica de las ecuaciones (20) y (21) se debe realizar considerando las maniobras de

operación más extremas, presentadas a continuación. La resolución de estas ecuaciones se realizó mediante el método de Runge Kutta en una hoja del programa Excel.

- **Maniobra simple de rechazo total de potencia:** Se varía la potencia desde su valor máximo hasta cero en un lapso de 20 segundos y luego se mantiene una potencia nula constante. Se considera rugosidad media en la conducción y el embalse en su nivel máximo. En la Figura 9 se presentan las oscilaciones de nivel de agua y caudal en el tanque de oscilación del PH Ayil para la maniobra simple de rechazo total de potencia.

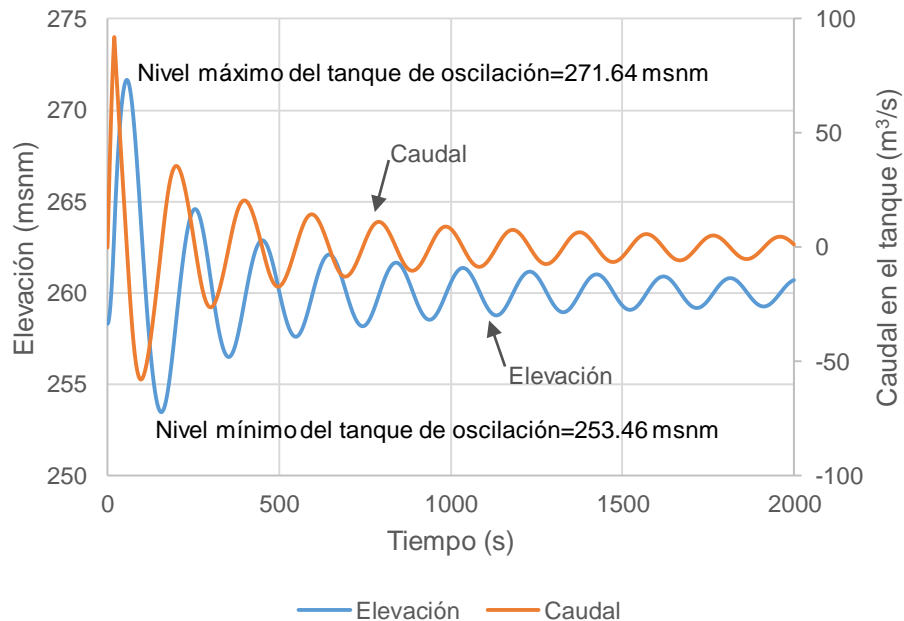


Figura 9. Gráfico de las oscilaciones de nivel y caudal en el tanque de oscilación del PH Ayil para maniobra simple de rechazo total de potencia.

- **Maniobra simple de toma total de potencia:** Se varía la potencia desde cero hasta su valor máximo en un lapso de 60 segundos y luego se mantiene la potencia constante. Se considera rugosidad media en la conducción y el embalse a su nivel mínimo. En la Figura 10 se presentan las oscilaciones de nivel de agua y caudal en el tanque de oscilación del PH Ayil para la maniobra simple de toma total de potencia.

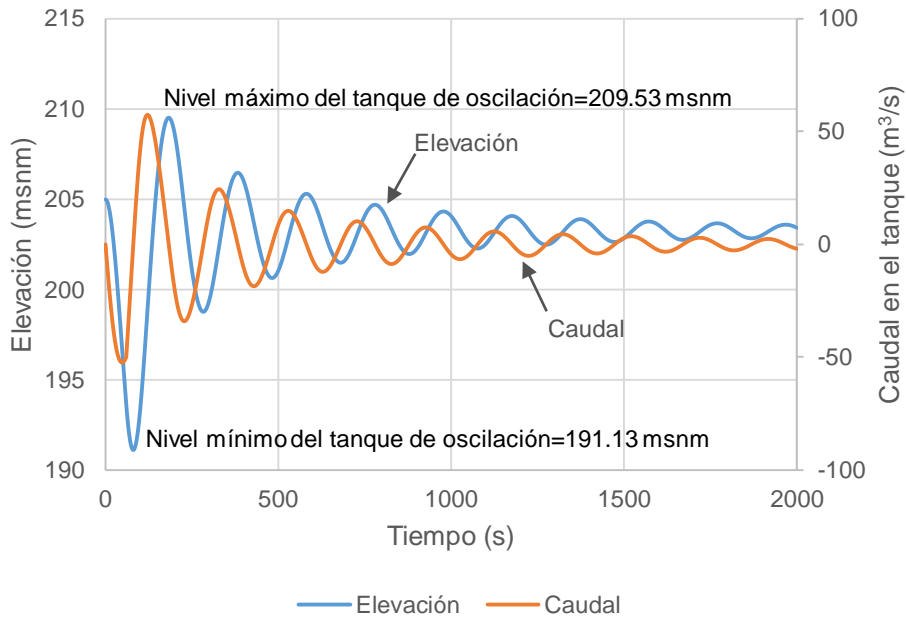


Figura 10. Gráfico de las oscilaciones de nivel y caudal en el tanque de oscilación del PH Ayil para maniobra simple de toma total de potencia.

- Maniobra múltiple de toma total y rechazo total de potencia en el momento más crítico:** Se considera una maniobra encadenada de toma total de potencia seguida de un rechazo total de potencia en el momento más crítico. Se utiliza una rugosidad media en la conducción y el embalse en su nivel máximo. Se efectuaron varias simulaciones para identificar el momento más crítico de rechazo total, el cual corresponde a los 150 segundos. Este escenario brinda el máximo nivel de agua en el tanque. En la Figura 11 se presentan las oscilaciones de nivel de agua y caudal en el tanque de oscilación del PH Ayil para la maniobra múltiple de toma total y rechazo total de potencia en el momento más crítico.

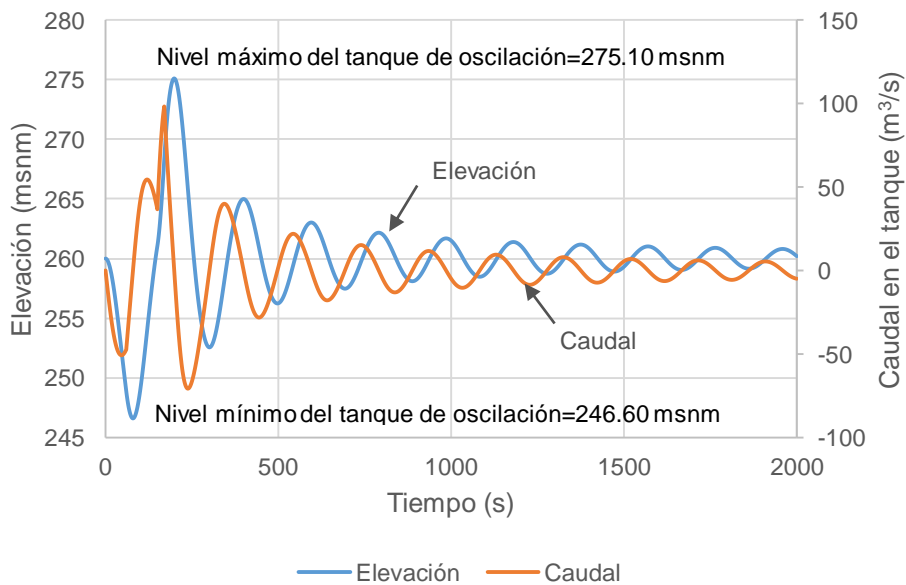


Figura 11. Gráfico de las oscilaciones de nivel y caudal en el tanque de oscilación del PH Ayil para maniobra múltiple de toma total y rechazo total de potencia en el momento más crítico.

- Maniobra múltiple de rechazo total y toma total de potencia en el momento más crítico:** Se considera una maniobra encadenada de rechazo total de potencia seguida de una toma total de potencia en el momento más crítico. Se utiliza una rugosidad media en la conducción y el embalse en su nivel mínimo. Se efectuaron varias simulaciones para identificar el momento más crítico de toma total, el cual corresponde a los 100 segundos. Este escenario brinda el mínimo nivel de agua en el tanque. En la Figura 12 se muestran las oscilaciones de nivel de agua y caudal en el tanque de oscilación del PH Ayil para maniobra múltiple de rechazo total y toma total de potencia en el momento más crítico.

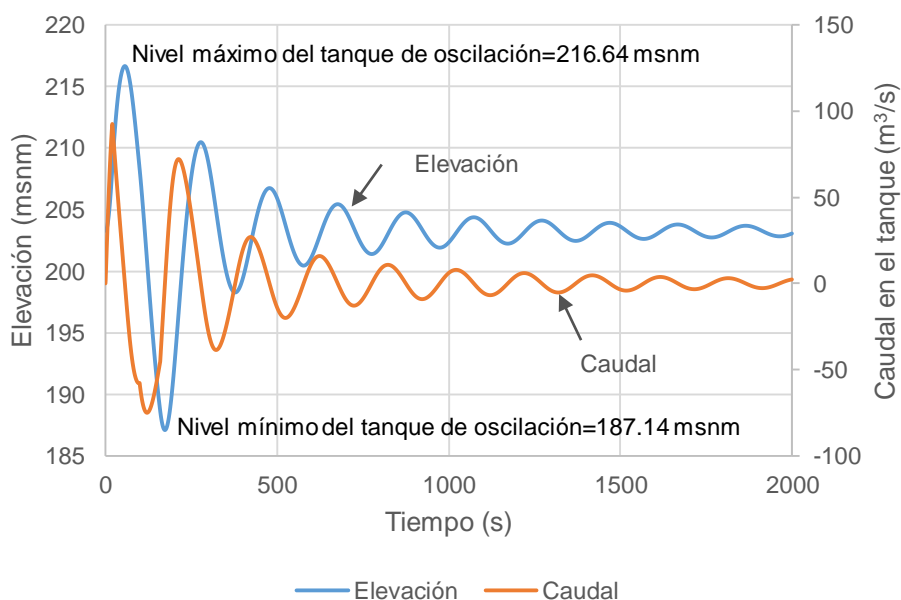


Figura 12. Gráfico de las oscilaciones de nivel y caudal en el tanque de oscilación del PH Ayil para maniobra múltiple de rechazo total y toma total de potencia en el momento más crítico.

Los análisis anteriores también se efectuaron considerando rugosidades mínimas y máximas ($\pm 20\%$ de la rugosidad media). Los resultados dan diferencias en niveles de agua en el tanque de oscilación menores al 1%. Igual sucede con variaciones de la misma magnitud en el coeficiente de pérdidas locales del orificio.

La Tabla 5 muestra los niveles extraordinarios estimados según los criterios anteriores. Se requiere un orificio de 3.5 m de diámetro para un diseño balanceado. Según Vargas & Jiménez (1995), orificios con una relación de área de orificio/área de túnel menor al 40% transmiten parte de la onda de presión al túnel. Las dimensiones estimadas son menores a este límite (25%), por lo que parte de la onda de presión se transmite al túnel. Nótese que las oscilaciones de las Figura 9, Figura 10, Figura 11 y Figura 12 son estables para la maniobra más crítica de potencia constante. La oscilación se amortigua al orden del 10% de la oscilación máxima al cabo de una hora, de acuerdo con el criterio práctico de estabilidad de Atkinson & Cronin (1971).

Tabla 5. Niveles máximos y mínimos en el tanque de oscilación del PH Ayil

Maniobra	Condición	Nivel (msnm)
Maniobra múltiple de rechazo total de potencia seguida de toma total de potencia	Mínimo	187.14
Maniobra múltiple de toma total de potencia seguida de rechazo total de potencia	Máximo	275.10

4.3 ESTUDIO TRANSITORIO EN HYTRAN

Los procedimientos aplicados en el apartado 4.2 permiten dimensionar de forma adecuada el tanque de oscilación para su correcto funcionamiento en maniobras extremas de operación y garantizar la flexibilidad y correcta operación de la planta hidroeléctrica en maniobras de regulación de frecuencia. Sin embargo una revisión completa del sistema bajo condiciones transitorias extremas requiere un análisis considerando un enfoque de sistema distribuido según las ecuaciones de la dinámica y de continuidad (6) y (7). Este método es el más común en programas computacionales modernos, como el Hytran, utilizado en la presente investigación. De esta forma se evalúa no solamente el comportamiento del tanque de oscilación, sino también de toda la conducción y de la maquinaria hidráulica. Se obtienen elementos importantes para el diseño como las presiones extremas en la conducción y la sobrevelocidad de las turbinas.

Un análisis transitorio riguroso originado por las maniobras de apertura o cierre de una turbina de reacción, se basa en las relaciones entre la apertura del distribuidor de la turbina y el valor de las variables de caudal Q , carga hidráulica H , velocidad de rotación N y par motor T , con objeto de poder establecer las condiciones de frontera requeridas. En la mayor parte de los casos no se dispone de esta información. Generalmente no se requiere determinar la evolución de la velocidad de giro N o del par motor de la turbina T , sino solamente la evolución del caudal Q y la carga hidráulica H durante el proceso. En estos casos, el análisis transitorio se puede realizar asimilando la turbina a una válvula despreciando el efecto rodete, lo que permite evaluar con suficiente precisión la variación de Q y H en la tubería pero no la sobrevelocidad máxima (Cuesta & Vallarino, 2000).

La asimilación de la turbina a una válvula para simular el transitorio según Cuesta & Vallarino (2000) da valores correctos de Q y H siempre que la ley de cierre del distribuidor utilizada represente fielmente la variación de la capacidad de admisión de la turbina. No obstante hay casos en los que la variación del caudal es influenciado por el rodete de la turbina, que al aumentar su velocidad de giro por encima de la nominal, reduce significativamente el caudal admitido. Esta circunstancia es típica de turbinas con baja velocidad específica (Cuesta & Vallarino, 2000) (Ramos & Almeida, 2002).

El cálculo de la sobrevelocidad máxima puede salvaguardarse, al menos de forma gruesa, mediante los procedimientos indicados en la sección 4.1. Más recientemente, han surgido otros procedimientos alternativos que permiten considerar los efectos de la sobrevelocidad de las turbinas en los análisis transitorios sin el uso de curvas características de las turbinas, empleando en su lugar el concepto de orificio dinámico.

El concepto de orificio dinámico se basa en modelar el caudal de descarga de la turbina como un orificio, utilizando dos coeficientes de descarga. El primero, denominado coeficiente de válvula, se encuentra en función de la apertura del distribuidor tal y como ocurre en válvulas convencionales (efecto válvula). El segundo, denominado coeficiente por velocidad del rodete, modifica el caudal en función de la carga neta en la turbina y su velocidad de rotación (efecto rodete). Para el cálculo de la evolución de la velocidad de giro en la turbina, el algoritmo computacional supone una variación lineal del caudal de descarga de la turbina en función de la velocidad de giro, entre sus condiciones nominales y de embalamiento, ambas de fácil estimación sin la necesidad de las curvas características. Esta suposición es válida en micro centrales hidroeléctricas, donde las condiciones de embalamiento de las turbinas se alcanzan rápidamente por la baja inercia de las máquinas en comparación con una relativa mayor inercia de la columna de agua. Esta herramienta busca llenar la brecha entre los poco convencionales análisis transitorios con curvas

características y fórmulas simplificadas. Mayor información puede encontrarse en Ramos & Almeida (2003), Ramos & Almeida (2001) y Ramos & Almeida (2002).

El desarrollo computacional de este algoritmo no es común en *software* de análisis transitorio y particularmente aún no ha sido totalmente validado en el programa Hytran, seleccionado para desarrollar la presente investigación (Lawgun, 2015). Sin embargo, como complemento del estudio transitorio en Hytran y para evaluar preliminarmente la bondad de esta metodología, se elaboró un modelo de orificio dinámico en el programa Matlab para el caso de estudio. Los resultados obtenidos se comentan más adelante.

Por el contrario, cuando sí es imperativo determinar rigurosamente la evolución de la velocidad de giro o del par motor del grupo turbogenerador durante el transitorio, es necesario tener en cuenta la relación entre los valores de las cuatro variables mencionadas, características de cada turbina. Frecuentemente estos análisis se realizan en las fases de estudio final del proyecto con toda la información completa, y son desarrollados por los fabricantes de la maquinaria hidráulica. No es común que el proyectista de las obras civiles tenga dicha información *a priori*, por lo que debe recurrir a las aproximaciones mencionadas.

Para el caso en análisis, no se cuenta con información de curvas características para la turbina, por tratarse de una fase de estudio preliminar. Tampoco se cuenta con información de curvas características de turbinas de proyectos anteriores con velocidades específicas muy similares a las estudiadas lo cual normalmente se usa para obtener alguna estimación (ASCE, 1989). Según Lawgun (2015) obtener curvas características para el análisis es sumamente difícil, ya que las fábricas de manufactura de turbinas la consideran información comercial confidencial. Incluso algunos autores consideran que aunque se realice la simulación con curvas características de turbinas con una velocidad específica similar a la estudiada, el comportamiento de la maquinaria hidráulica puede resultar diferente. Adicionalmente, el procesamiento de las curvas características para un análisis transitorio es un proceso laborioso y consume mucho tiempo. El principal problema es la extrapolación de la información para representar las características de la turbina para pequeñas aberturas (información comúnmente ausente en las curvas características de fábrica) la cual es de suma importancia para modelar el comportamiento transitorio. Como consecuencia, el procesamiento de curvas características es un proceso de prueba y error, que, de acuerdo con la experiencia del desarrollador, puede no resultar satisfactorio el 60% de las veces (Lawgun, 2015).

Por las consideraciones anteriores, el análisis transitorio de la conducción del caso de estudio se realizó representando las turbinas como válvulas, para la estimación de las presiones extremas en la conducción. La ley de cierre de estas válvulas representa adecuadamente la admisión de las turbinas y por lo tanto ésta simplificación da valores razonables, según se demuestra más adelante. El estudio de las presiones extremas en la conducción requiere la consideración de las siguientes maniobras extremas de operación:

- **Maniobra simple de rechazo total de potencia:** Se varía la apertura de la válvula desde su valor máximo hasta cero en un lapso de 20 segundos y luego se mantiene cerrada. Se considera rugosidad media en la conducción y el embalse en su nivel máximo.
- **Maniobra simple de toma total de potencia:** Se varía la apertura de la válvula desde cero hasta su valor máximo en un lapso de 60 segundos y luego se mantiene abierta. Se considera rugosidad media en la conducción y el embalse en su nivel mínimo.
- **Maniobra múltiple de toma total y rechazo total de potencia en el momento más crítico:** Se considera una maniobra encadenada de toma total de potencia, seguida de un rechazo total de potencia en el momento más crítico. Se utiliza una rugosidad media en la conducción y el embalse en su nivel máximo. Se efectuaron varias simulaciones

para identificar el momento más crítico de rechazo total, el cual corresponde a los 150 segundos.

- **Maniobra múltiple de rechazo total y toma total de potencia en el momento más crítico:** Se considera una maniobra encadenada de rechazo total de potencia, seguida de una toma total de potencia en el momento más crítico. Se utiliza una rugosidad media en la conducción y el embalse en su nivel máximo. Se efectuaron varias simulaciones para identificar el momento más crítico de toma total, el cual corresponde a los 100 segundos.

La Figura 13 muestra la envolvente de presión extrema para los casos mencionados, usando el programa Hytran y considerando las turbinas como válvulas.

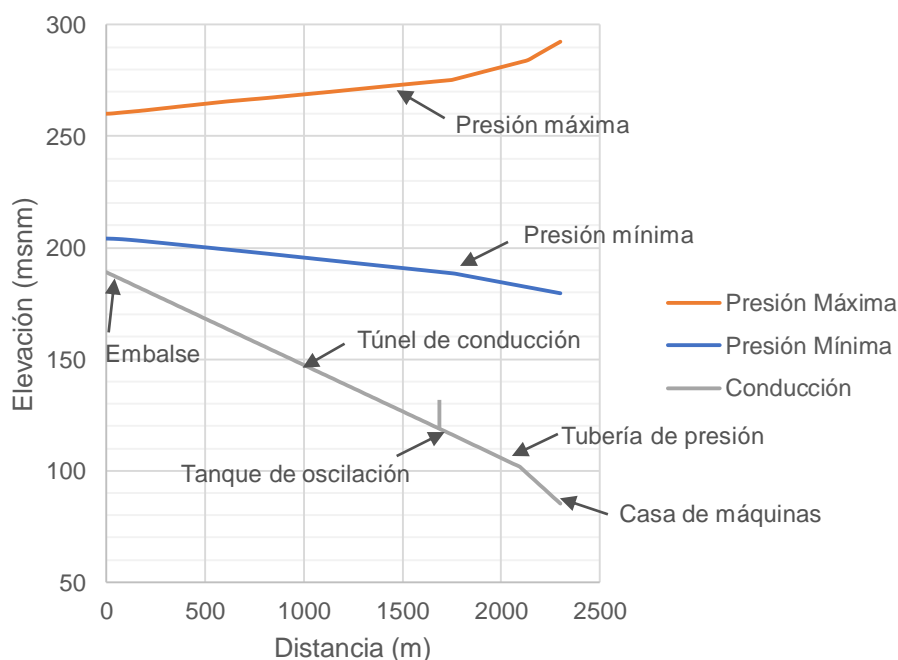


Figura 13. Gráfico de la envolvente de presión extrema en la conducción

En el caso de los resultados presentados en la Figura 13, la sobrepresión máxima al nivel máximo estático en las válvulas es de 209.04 mca (19.65% de la presión máxima estática). La subpresión mínima en las válvulas es de 93.48 mca. El nivel máximo del agua en el tanque de oscilación es de 274.63 msnm y el nivel mínimo del agua en el tanque de oscilación es de 188.66 msnm. No hay riesgo de separación de columna.

Con la finalidad de obtener al menos una estimación gruesa de los parámetros de sobrevelocidad de las turbinas, se realizó una modelación adicional en el programa Hytran, simulando completamente las turbinas con datos funcionales de un ejemplo de uso del *software*. El ejemplo proporciona una curva característica para una turbina con velocidad específica de 125 (kW-m) mientras que la velocidad específica de las turbinas del PH Ayil es de 157 (kW-m). La estimación se efectuó considerando una maniobra crítica de rechazo total de potencia con cierre del distribuidor en un lapso de 20 segundos. Se considera rugosidad media y el embalse en su nivel máximo. La Figura 14 muestra los resultados obtenidos.

Otra maniobra crítica en turbinas corresponde con un análisis de embalamiento, considerando la falla del regulador. En esta condición, el distribuidor no puede cerrarse por fallas mecánicas por lo que la turbina se acelera hasta alcanzar su velocidad de embalamiento. A pesar de que el distribuidor no cierra, la evolución de la velocidad de la turbina hasta su velocidad de embalamiento reduce el caudal turbinado, ocasionando también

presiones extremas en la tubería, aunque generalmente de menor o del mismo orden de magnitud que la maniobra de rechazo de potencia.

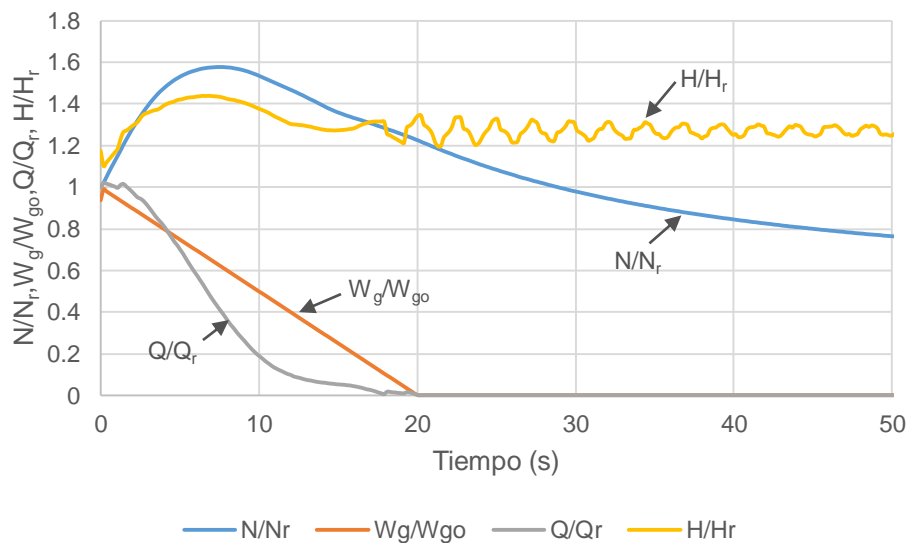


Figura 14. Gráfico de la variación de velocidad, apertura del distribuidor, caudal y sobrepresión en la turbina para maniobra de rechazo total de potencia. Subíndice r: Valores nominales. W: apertura del distribuidor. Subíndice g: apertura del distribuidor. Subíndice go: apertura inicial del distribuidor

En el caso de los resultados presentados en la Figura 14, la sobrevelocidad máxima es de 567.00 rpm (57.50% sobre la velocidad nominal), la sobrepresión máxima al nivel máximo estático en la turbina es de 210.80 mca (20.66% sobre la presión máxima estática) y el nivel máximo del agua en el tanque de oscilación es de 271.79 msnm.

En la Figura 14 se observa que la sobrepresión máxima obtenida ocurre antes de que se realice el cierre total del distribuidor, por lo que ésta se debe al efecto rodete, de sobrevelocidad en la turbina. Esto pudo verse influenciado por la utilización de datos de una turbina con velocidad específica menor a la que realmente tiene las máquinas del proyecto. Es sabido que para velocidades específicas bajas el efecto rodete tiene mayor incidencia en la sobrepresión máxima (Cuesta & Vallarino, 2000) (Ramos & Almeida, 2002). Para confirmar que realmente sucede esta situación en las máquinas del proyecto se requiere el análisis específico con las curvas características propias de las turbinas a utilizar. Sin embargo si resulta claro para las máquinas del proyecto, que la diferencia entre la sobrepresión máxima del efecto rodete y el efecto válvula no resulta significativa para propósitos prácticos y las turbinas pueden simularse como válvulas. Esto se reafirma más adelante al comparar estos datos con los resultados de otras metodologías.

Aunque la estimación realizada no se muestra en primera instancia rigurosa, sí es útil para obtener una idea gruesa del orden de magnitud de la sobrevelocidad máxima y visualizar al menos de forma conceptual si eventualmente serán necesarias modificaciones para limitarla. De acuerdo con parámetros usuales, la sobrevelocidad máxima de la turbina debe ser menor al 50% (Cuesta & Vallarino, 2000). Comparando este valor de referencia con los datos obtenidos se muestra que probablemente sí sean necesarias modificaciones en el esquema hidráulico si estrictamente se quisiera limitar la sobrevelocidad a este valor. Estas consisten en cambios en la ley de cierre del distribuidor, disminución de los tiempos de cierre, aumento de inercia en las máquinas hidráulicas o aumentos en el diámetro de la tubería de presión. Solo para evaluar la sensibilidad del parámetro, se realizó nuevamente la simulación anterior con las modificaciones indicadas en la Tabla 6 .

Tabla 6. Modificaciones para limitar la sobre velocidad máxima.

Modificación	Sobrepresión máxima en la turbina (mca y % presión máxima estática)	Sobre velocidad máxima (rpm y % velocidad nominal)	Nivel máximo del tanque de oscilación (msnm)
Cierre bilineal con amortiguamiento al 50%	210.80 (20.66%)	567.00 (57.50%)	271.61
Disminución de tiempo de cierre a 5 segundos	292.90 (67.65%)	538.20 (49.50%)	271.59
Aumento del 70% de la inercia natural	206.90 (18.43%)	540.00 (50.00%)	271.74
Aumento del diámetro de la tubería de 5.4 m a 6.4 m	201.86 (15.55%)	555.84 (54.40%)	271.80

La Tabla 6 proporciona una idea preliminar de las posibles variantes. Las soluciones finales generalmente son una combinación de las anteriores, y se selecciona aquella que económicamente resulte más ventajosa. La ley de cierre bilineal con amortiguamiento al 50% no resulta ventajosa en este caso para reducir los efectos transitorios, ya que los valores máximos se alcanzan antes del amortiguamiento. Normalmente la ley de cierre del distribuidor de turbinas es bilineal, incorporando un amortiguamiento final, denominado *cushioning* con la finalidad de disminuir los efectos transitorios en la turbina. Un *cushioning* al 30% implica un amortiguamiento a partir del 30% del cierre lineal de la turbina, con una pendiente 3 veces más suave que el cierre lineal (Gazel, 2015). En la presente investigación siempre se ha considerado una ley de cierre lineal y el cierre bilineal solo se usa para analizar su efecto en el primer caso de la Tabla 6. La disminución de los tiempos de cierre lógicamente disminuye la sobrevelocidad de la turbina pero a costa de mayor golpe de ariete. El aumento de la inercia natural a un 70% adicional disminuye la velocidad de rotación de las turbinas, el cambio de caudal es ligeramente menos drástico y por ende se disminuye la sobrepresión en la conducción. El aumento del diámetro de la tubería disminuye las velocidades del agua en la conducción, sin embargo se requerirían cambios importantes en esta variable, los cuales comúnmente son antieconómicos. Por otro lado, se denota que los niveles en el tanque de oscilación no cambian significativamente, ya que las variantes sólo influyen en las ondas de presión en la tubería de presión, que son rápidas en comparación con las oscilaciones lentas que caracterizan el comportamiento del sistema embalse-túnel-tanque de oscilación.

Resulta útil realizar una comparación de los parámetros obtenidos del modelo Hytran con otros procedimientos disponibles. Esto permite evaluar la pertinencia de simplificar la turbina a una válvula, así como también la confiabilidad de los diferentes procedimientos. Para tal fin se compararon los principales parámetros obtenidos con Hytran, con los demás procedimientos descritos en el presente informe. Asimismo, se realizó la comparación con resultados de un procedimiento elaborado por el autor en el programa Matlab para estimar la variación de presiones en sistemas con tanques de oscilación y con condición de contorno una única válvula equivalente. El procedimiento se basa en el enfoque de sistema distribuido, resolviendo mediante el método de las características las ecuaciones de la dinámica y continuidad (6) y (7). Complementariamente, se incluyen los resultados del modelo de orificio dinámico para varias turbinas, implementado por el autor en el programa Matlab. Para la implementación del modelo de orificio dinámico se requiere partir de condiciones nominales de las turbinas en flujo permanente para la simulación del transitorio. La carga y potencia nominal de las turbinas del PH Ayil según los datos de la Tabla 2 no corresponden al nivel

máximo del embalse sino al nivel que se presentará la mayor parte del tiempo según el patrón de generación estimado. Por lo tanto, para cumplir con el requerimiento del modelo se cambian las condiciones nominales para el nivel máximo del embalse obteniendo el caso descrito de rechazo de potencia. Este ajuste no cambia significativamente los resultados obtenidos.

La Tabla 7 muestra las comparaciones de diferentes parámetros para una maniobra de rechazo total de potencia en 20 segundos. Se considera rugosidad media y el embalse en su nivel máximo. La Figura 15, Figura 16 y Figura 17 muestran la variación en el tiempo de la sobrepresión y la sobrevelocidad para el modelo Hytran con válvulas, modelo en Matlab con válvula única equivalente y modelo en Matlab de orificio dinámico respectivamente. La Figura 17 también incluye la variación de la velocidad de giro de la turbina en el tiempo. Luego de alcanzar la sobrevelocidad máxima, esta permanece constante ya que el modelo de orificio dinámico no considera el torque de fricción que ocasiona la desaceleración de la máquina luego del cierre del distribuidor.

Tabla 7. Comparación de parámetros para una maniobra de rechazo total de potencia en 20 segundos considerando diversos procedimientos.

Procedimiento	Sobrepresión máxima en la válvula o turbina (mca y % presión máxima estática)	Nivel máximo del tanque de oscilación (msnm)	Sobrevelocidad máxima (rpm y % velocidad nominal)
Allievi	190.42 (9.00%)	-	-
Oficina de Reclamación de los Estados Unidos	-	-	646.34 (79.54%)
Mastache	-	-	756.00 (110.00%)
Parmakian	-	271.62	-
Enfoque de sistema agregado	-	271.64	-
Modelo Hytran con turbinas	210.80 (20.66%)	271.79	567.00 (57.50%)
Modelo Hytran con válvulas	209.80 (20.09%)	271.84	-
Modelo en Matlab con válvula única equivalente	202.14 (15.75%)	271.74	-
Modelo en Matlab de orificio dinámico	198.98 (13.90%)	271.75	573.55 (59.32%)

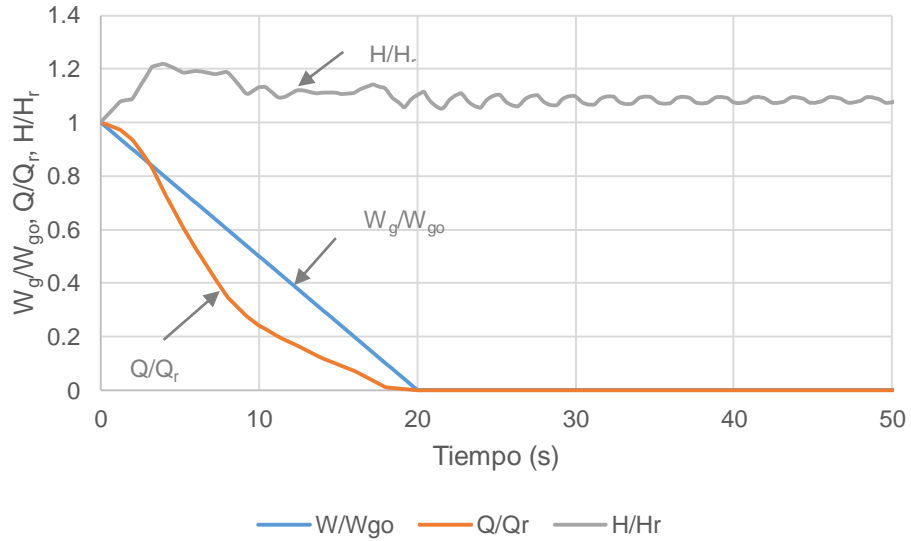


Figura 15. Gráfico de la variación de apertura del distribuidor, caudal y sobrepresión en la válvula para maniobra de rechazo total de potencia usando el modelo en Hytran con válvulas. Subíndice r: Valores nominales. W_g : apertura del distribuidor. W_{go} : apertura inicial del distribuidor.

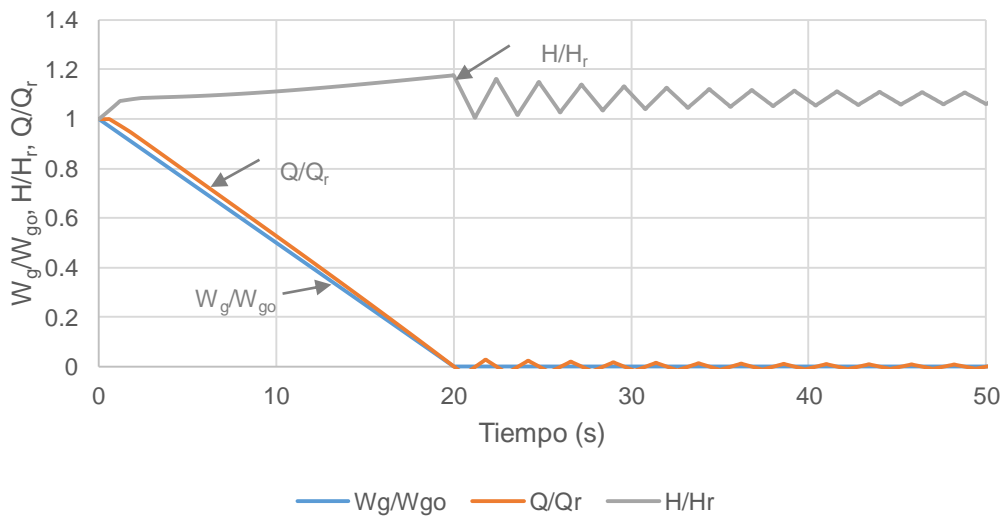


Figura 16. Gráfico de la variación de apertura del distribuidor, caudal y sobrepresión en la válvula para maniobra de rechazo total de potencia usando el modelo en Matlab con válvula única equivalente. Subíndice r: Valores nominales. W_g : apertura del distribuidor. W_{go} : apertura inicial del distribuidor.

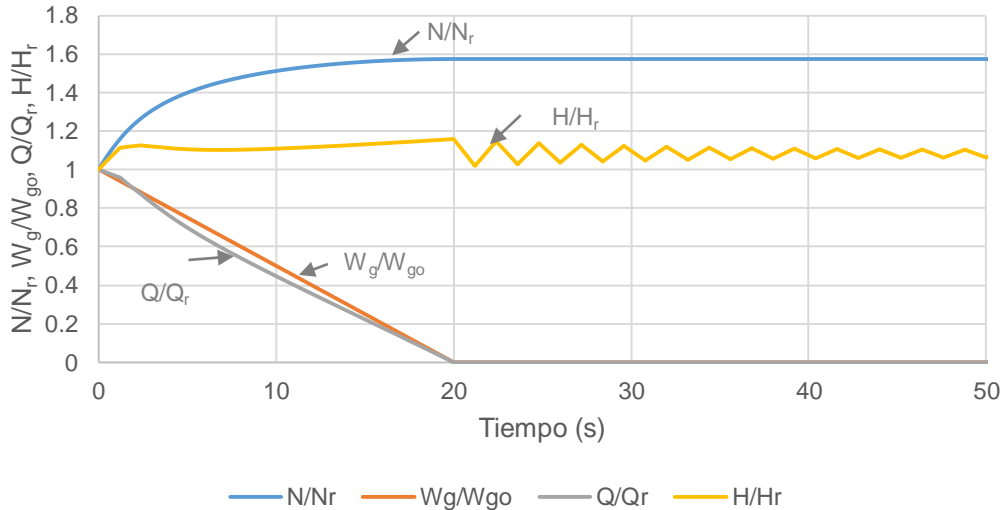


Figura 17. Gráfico de la variación de velocidad, apertura del distribuidor, caudal y sobrepresión en la turbina para maniobra de rechazo total de potencia usando el modelo en Matlab de orificio dinámico. Subíndice r: Valores nominales. W_g : apertura del distribuidor. W_{go} : apertura inicial del distribuidor.

La sobrepresión máxima resulta similar en la mayoría de los procedimientos. El modelo Hytran con turbinas brinda el mayor valor. Como se indicaba anteriormente, esto pudo verse influenciado por la utilización de datos de una turbina con velocidad específica menor a la que realmente tiene las máquinas del proyecto por lo que el efecto rodete, de sobrevelocidad, tiene mayor incidencia en la sobrepresión de acuerdo con Cuesta & Vallarino (2000) y Ramos & Almeida (2002). La confirmación de este efecto rodete en las máquinas del proyecto requiere el análisis riguroso con las curvas características propias de las turbinas. No obstante, si resulta claro para las turbinas del proyecto, que la diferencia entre la sobrepresión máxima del efecto rodete y el efecto válvula no resulta significativa para propósitos prácticos y por lo tanto las turbinas pueden simularse como válvulas. Esto se confirma al comparar los resultados del modelo Hytran considerando primero turbinas y después válvulas, cuya ley de cierre representa adecuadamente la admisión de las turbinas (0.47% de diferencia). También esta simplificación se valida comparando los resultados con el modelo en Matlab con válvula única equivalente (4.11% de diferencia), a pesar de que la ley de cierre en este caso busca una variación lineal de caudal a diferencia del modelo Hytran con válvulas donde la variación lineal es de la apertura de la válvula. El modelo de orificio dinámico indicó que la sobrepresión máxima es resultado del efecto de válvula, pero su valor también confirma la validez de la simplificación (5.61% de diferencia). Por último, el procedimiento gráfico de Allievi brinda la menor sobrepresión calculada, con un 9.67% de diferencia con respecto al modelo Hytran con turbinas pero en el mismo orden de magnitud de las estimaciones anteriores.

En términos de la sobrevelocidad de las turbinas, los resultados del modelo de orificio dinámico son afines al modelo Hytran con turbinas, con un 1.16% de diferencia. Los modelos simplificados para estimar la sobrevelocidad no muestran adecuada concordancia en comparación con los demás resultados.

En el caso del nivel máximo del tanque de oscilación, todos los procedimientos concuerdan adecuadamente. Como se indicaba anteriormente, en los modelos varían las ondas de presión en la tubería de presión, que son rápidas en comparación con las oscilaciones lentas que dominan el comportamiento del sistema embalse-túnel-tanque de oscilación. Estas son adecuadamente representadas por procedimientos más fáciles de implementar, basados en el enfoque de sistema agregado.

5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- La conducción del PH Ayil presenta una gran longitud, por lo que para reducir los efectos de las maniobras transitorias extremas, proteger el túnel del golpe de ariete, y mejorar las condiciones de regulación del proyecto se requiere un tanque de oscilación.
- El tanque de oscilación requerido es de 16 m de diámetro. Su nivel máximo de agua alcanza la cota 275 msnm y su nivel mínimo la cota 187 msnm, según el análisis con las maniobras más extremas posibles. Estas dimensiones garantizan la estabilidad de la operación del salto para la maniobra más crítica de potencia constante.
- El estudio transitorio completo del esquema se realizó en el *software* Hytran, modelando las turbinas como válvulas por falta de datos para simular rigurosamente la maquinaria hidráulica. Se obtuvo una sobrepresión máxima del 20.09% de la presión máxima estática y una presión mínima de 93.48 mca en las válvulas. No hay riesgo de separación de columna. Se analizaron las maniobras más extremas de operación.
- Con la finalidad de obtener al menos una estimación gruesa de los parámetros de sobrevelocidad de las turbinas, se realizó una modelación adicional en Hytran, simulando completamente las turbinas con datos funcionales de un ejemplo de uso del *software*. La sobrevelocidad máxima estimada es de 57.50% y la sobrepresión del 20.66% de la presión máxima estática en la turbina. Aunque la estimación realizada no se muestra en primera instancia rigurosa, sí es útil para obtener una idea gruesa del orden de magnitud de la sobrevelocidad máxima y visualizar al menos de forma conceptual si eventualmente serán necesarias modificaciones para limitarla.
- Estrictamente, la sobrevelocidad máxima debe oscilar entre 30% y 50% por encima de la velocidad nominal (Cuesta & Vallarino, 2000). Sin embargo, algunos fabricantes de turbinas aceptan valores de sobrevelocidad de turbinas del orden del 55% (Andritz Hydro, 2015). Para rigurosamente limitarla al 50%, se analizaron varios cambios en el esquema para visualizar el orden de magnitud necesario de las modificaciones: ley de cierre bilineal con amortiguamiento al 50%, disminución de los tiempos de cierre a 5 segundos, aumento de inercia del 70% de la inercia natural, aumento del diámetro de la tubería a 6.4 m. Las soluciones finales generalmente son una combinación de las anteriores, y se selecciona aquella que económicamente resulte más ventajosa. Preliminarmente podría indicarse aumentar la inercia natural en un 70%. Ha sido común en plantas del ICE realizar modificaciones en la inercia del grupo turbogenerador para limitar la sobrevelocidad, incluso hasta el 200% de su inercia natural (ICE, 2014). La opción de aumentar la inercia un 70% de la natural resulta ventajosa incluso para garantizar unas características adecuadas de regulación de la planta. Con este incremento de inercia puede tenerse un índice de estabilidad de 4.63.
- Para evaluar los resultados obtenidos, se realizó una comparación de los procedimientos simplificados, procedimientos con enfoque de sistema agregado y diferentes procedimientos de enfoque de sistema distribuido: modelos en Hytran (válvula y turbina) y modelos elaborados por el autor en el programa Matlab (válvula única equivalente con variación de caudal lineal y modelo de orificio dinámico). Los resultados de sobrepresión concuerdan de forma satisfactoria para los propósitos indicados en el presente trabajo. Las comparaciones denotan que la simplificación de la turbina a una válvula brinda resultados correctos para propósitos prácticos. Los niveles del tanque de oscilación coinciden de forma muy precisa en los diferentes procedimientos analizados. En el caso de la sobrevelocidad máxima, el modelo de orificio dinámico y el modelo Hytran muestran adecuada concordancia, a diferencia de los procedimientos simplificados.

- En posteriores etapas de estudio del proyecto, se requiere confirmar el análisis transitorio con la información completa de la turbina para garantizar la confiabilidad de los valores estimados preliminarmente en la presente investigación.

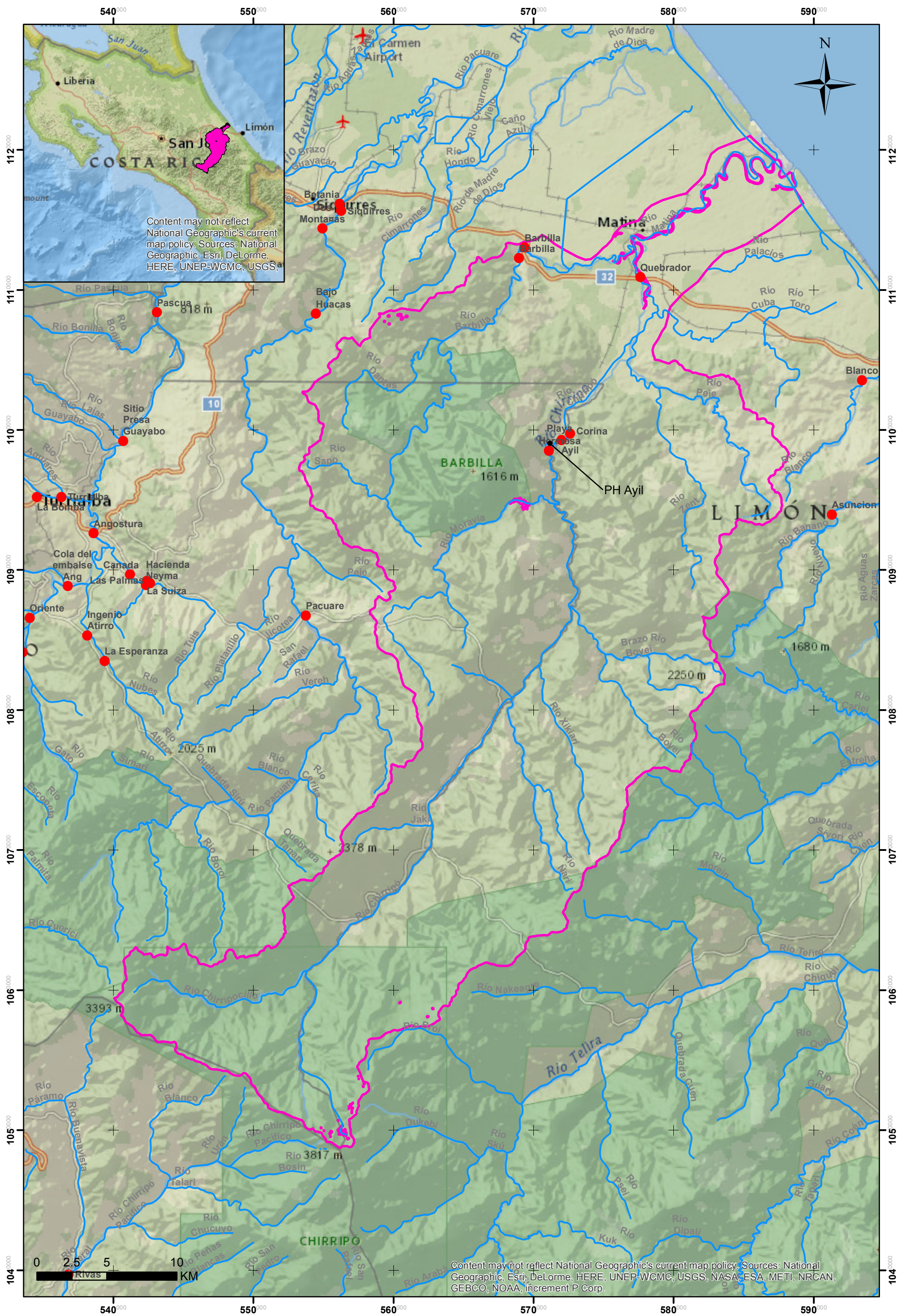
6 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Andritz Hydro. (2015). *PH Reventazón: Análisis de los transitorios hidráulicos*. Viena: Andritz Hydro.
- ASCE. (1989). *Civil Engineering Guidelines for Planning and Designing Hydroelectric Developments*. Nueva York: American Society of Civil Engineers.
- Atkinson, C., & Cronin, D. (1971). Surge tank analysis by computer. *Water Power*, 56-61.
- Berezowsky, M., & Ramírez, H. (1988). *Cámaras de Oscilación: Análisis y Diseño Hidráulico*. México DF: Instituto de Ingeniería Universidad Nacional Autónoma de México.
- Chaudhry, H. (1979). *Applied Hydraulic Transients*. Nueva York: Van Nostrand Reinhold Company.
- Chaudhry, H. (2014). *Applied Hydraulic Transients*. New York: Springer.
- Chéne, O. (s.f.). Weldin Processes for the Cleuson-Dixence Shaft. *Conference on High Strength Steels for Hydropower Plants*. Takasaki.
- Crawley, G. (2013). *The World Scientific Handbook of Energy*. Singapore: World Scientific.
- Cuesta, D., & Vallarino, E. (2000). *Aprovechamientos Hidroeléctricos Tomo 1*. España: Colegio de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos.
- Cuesta, L., & Vallarino, E. (2000). *Aprovechamientos Hidroeléctricos Tomo 2*. España: Colegio de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos.
- Gardea, H. (2015). Máquinas Hidráulicas y Fenómenos Transitorios. *Clases del Curso Máquinas Hidráulicas y Fenómenos Transitorios UNAM*. Ciudad Universitaria, México DF.
- Gazel, I. (10 de Julio de 2015). Ley de cierre en Turbinas de Reacción. (C. Jiménez, Entrevistador)
- Glassley, W. (2014). *Geothermal Energy*. Florida: CRC Press.
- Hytran Solutions. (s.f.). *Hytran Water Hammer Software*. Auckland: Hytran Solutions.
- ICE. (2009). *Manual de Procedimiento: Estudio de Proyectos de Generación Fase de Preinversión*. San José: Proceso Tecnologías de Generación.
- ICE. (2012). *Proyecto Hidroeléctrico Ayil: Informe de Prefactibilidad*. San Jose: Proceso Tecnologías de Generación.
- ICE. (2014). *Características de Plantas Hidroeléctricas del ICE*. San José: Area de Ingeniería Hidráulica.
- ICE. (2014). *Generación y Demanda: Informe Anual Centro Nacional de Control de Energía*. San José: Centro Nacional de Control de Energía.
- ICE. (2014). *Plan de Expansión de la Generación Eléctrica Periodo 2014-2035*. Recuperado el 8 de Octubre de 2014, de Grupo ICE: http://www.grupoice.com/wps/portal/gice/elect_hub/Plan%20de%20expansi%C3%B3n%20generaci%C3%B3n%20el%C3%A9ctrica!/ut/p/c5/04_SB8K8xLLM9MSSzPy8xBz9CP0os_gQL0N_D2cLEwN_Vy8XA08zY09TUzNTg2A_Y6B8JJK8QYCIK1De1dcyyMzVwMDAhBjdBjiAowEB3X4e-bmp-gW5oRHljoqKAPSKu9A!/dl3/d3

- ICE. (19 de Octubre de 2015). *Centro Nacional de Control de Energía*. Recuperado el 20 de Octubre de 2015, de <https://appcenter.grupoice.com/CenceWeb/CenceMain.jsf>
- ICE. (2015). *Costa Rica: Matriz Eléctrica: Un Modelo Sostenible Único en el Mundo*. San José: Dirección de Comunicación e Identidad Corporativa.
- ICE. (s.f.). *El ICE*. San José: Dirección de Prensa y Relaciones Públicas.
- Lawgun, N (nlawgun@ihug.co.nz). (7 de julio de 2015). RE: Orifice Coefficient of Discharge for Surge Tank with Orifice. Obtenido de correo electrónico enviado a: Marco Antonio Jiménez Chaves (mjimenezch@ice.go.cr)
- Mastache, A. (2013). *Selección y Dimensionamiento de Turbinas Hidráulicas Para Centrales Hidroeléctricas*. México: Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Ingeniería.
- Parmakian, J. (1955). *Waterhammer Analysis*. Nueva York: Prentice Hall.
- Ramos, H., & Almeida, A. B. (2001). Dynamic orifice model on waterhammer analysis of high or medium heads of small hydropower schemes. *Journal of Hydraulic Research*, 429-436.
- Ramos, H., & Almeida, A. B. (2002). Parametric Analysis of Water-Hammer Effects in Small Hydro Schemes. *Journal of Hydraulic Engineering*, 689-696.
- Ramos, H., & Almeida, A. B. (2003). Dynamic effects in micro hydro modelling. *International Water Power & Dam Construction*, 22-25.
- Ray, R. (3 de Enero de 2010). *Restoring Sayano-Shushenskaya*. Recuperado el 21 de Octubre de 2015, de Hydroworld.
- USBR. (1976). *Selecting Hydraulic Reaction Turbines*. Washington: United States Bureau of Reclamation.
- Vargas, O., & Jiménez, O. (1995). Protección de Conducciones Mediante Tanque de Oscilación con Orificio. *V Congreso Nacional de Recursos Hídricos*. San Jose: Asociación Costarricense de Recursos Hídricos y Saneamiento Ambiental.

7 ANEXOS

Anexo 1	Mapa del PH Ayil
Anexo 2	Esquema de conducción de factibilidad al 10/02/2015
Anexo 3	Esquema del PH Ayil de pre factibilidad

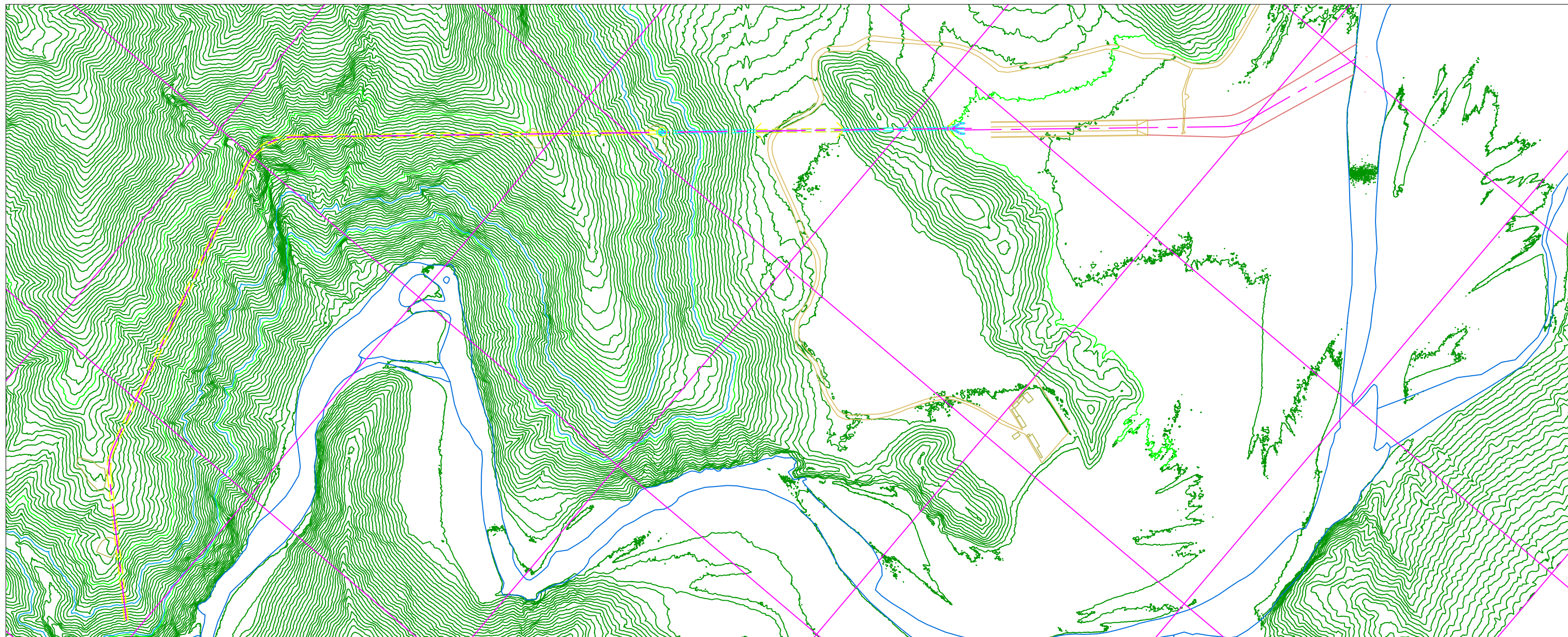


- Leyenda**
- Estaciones Hidrológicas
 - ~ Ríos
 - ~ Cuenca Matina

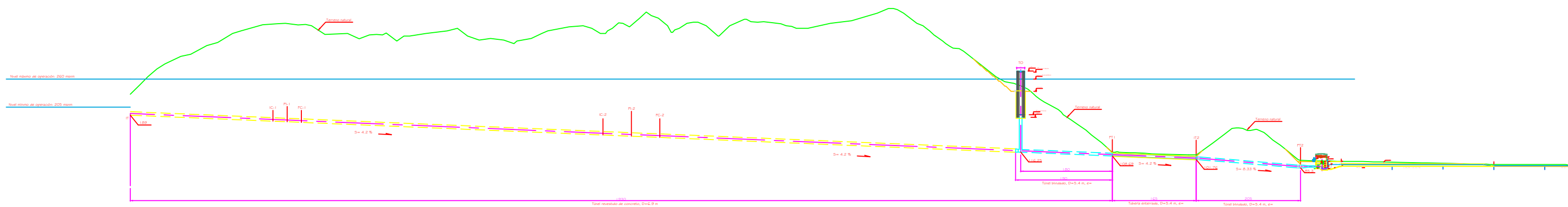
MAPA DEL PH AYIL
 Coordenadas CRTM 05
 Escala Indicada



Instituto Costarricense de Electricidad
 Gerencia de Electricidad UEN PySA
 CS Diseño Area de Ingeniería Hidráulica



PLANTA DE LA CONDUCCIÓN PH AYL
 ESQUEMA DE FACTIBILIDAD AL 10/02/2015
 ESCALA 1: 7500



PERFIL DE LA CONDUCCIÓN PH AYL
 ESQUEMA DE FACTIBILIDAD AL 10/02/2015
 ESCALA 1: 7500

