

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

**SEDE QUITO**

**CARRERA:**

**INGENIERÍA CIVIL**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:**

**INGENIERO CIVIL**

**TEMA:**

**ANÁLISIS DE TRANSITORIOS HIDRÁULICOS INCORPORANDO  
ELEMENTOS DISIPADORES DE ENERGÍA PARA DISMINUIR LA SOBREPRESIÓN  
EN LA TUBERÍA A PRESIÓN DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA PUSUNO I.**

**AUTOR:**

**JOSUÉ DAVID ZABALA TABANGO**

**DOCENTE TUTOR:**

**FREDDY ISRAEL RODRÍGUEZ BADILLO**

**Quito, agosto del 2021**

## CESIÓN DE DERECHOS DE LOS AUTORES

Yo Zabala Tabango Josué David con documento de identidad N° 1600555484, manifesté mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del trabajo de titulación intitulado: ANÁLISIS DE TRANSITORIOS HIDRÁULICOS INCORPORANDO ELEMENTOS DISIPADORES DE ENERGÍA PARA DISMINUIR LA SOBREPRESIÓN EN LA TUBERÍA A PRESIÓN DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA PUSUNO I.; mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Civil, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente. En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, agosto del 2021



.....

Josué David Zabala Tabango

## DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación, ANÁLISIS DE TRANSITORIOS HIDRÁULICOS INCORPORANDO ELEMENTOS DISIPADORES DE ENERGÍA PARA DISMINUIR LA SOBREPRESIÓN EN LA TUBERÍA A PRESIÓN DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA PUSUNO I, realizado por el estudiante Josué David Zabala Tabango, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.



Ing. Freddy Israel Rodríguez Badillo

CI: CI:1720094026

Quito, agosto del 2021

## **DEDICATORIA**

Este proyecto de titulación lo dedico en primero lugar Dios por ser mi guía y brindarme sabiduría para alcanzar este sueño tan deseado.

A mis padres René y Gladys por su amor, trabajo y sacrificio que han realizado durante toda mi vida, gracias ustedes he logrado alcanzar este propósito. Ha sido una gran bendición ser su hijo, son los mejores padres muchas gracias papis.

A mi novia Stephany por el apoyo incondicional todo este tiempo.

A mi princesa Sofía por ser el pilar principal para alcanzar este logro.

A mis hermanos Christian Juan, Marco y Johana por estar presentes y brindarme el apoyo moral durante esta etapa de mi vida.

Al grupo Mitad del Mundo por permitirme darme la oportunidad de emprender este proyecto de vida.

A todas las personas que han sido soporte y han permitido que este trabajo se realice con éxito especialmente aquellas que compartieron sus conocimientos.

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios principalmente por la vida y por las bendiciones que día a día me ha brindado y mi familia por estar presente de forma constante en mi vida.

Mi profundo agradecimiento a la empresa Elit Energy por la confianza brinda hacia mi persona y abrirme las puertas para poder realizar mi proyecto de titulación.

De igual forma agradezco a la Universidad Politécnica Salesiana, a toda la Carrera de Ingeniería Civil a mis profesores que con dedicación me impartieron todo su conocimiento a mis compañeros, gracias a todos ustedes por su paciencia y amistad.

Finalmente, expreso mi agradecimiento sincero al Ingeniero Freddy Rodríguez, colaborador principal durante el desarrollo del proyecto, quien con su orientación, enseñanza y colaboración logré concluir mi trabajo de titulación.

## ÍNDICE

CESIÓN DE DERECHOS DE LOS AUTORES .....	ii
DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR.....	iii
DEDICATORIA .....	iv
AGRADECIMIENTO .....	v
ÍNDICE DE TABLAS .....	xii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiv
RESUMEN .....	xxi
ABSTRACT.....	xxii
CAPITULO I GENERALIDADES .....	1
1.1.    Introducción.....	1
1.2.    Antecedentes.....	2
1.3.    Alcance .....	3
1.4.    Objetivos.....	4
1.4.1.  Objetivo General. ....	4
1.4.2.  Objetivos Específicos.....	4
1.5.    Marco teórico referencial.....	4
1.5.1.  Central Hidroeléctrica .....	4
1.5.2.  Obras de captación .....	5
1.5.3.  Embalse .....	6

1.5.4.	Tanque de carga o reservorio .....	7
1.5.5.	Obra de conducción.....	7
1.5.6.	Tubería a Presión.....	8
1.5.7.	Casa de máquinas .....	8
1.5.8.	Turbinas.....	9
1.5.9.	Tubería a presión PRFV O GRP .....	10
1.5.10.	Uniones para tubería de GRP .....	13
1.5.11.	Válvula de guardia .....	15
1.5.12.	Elementos disipadores de presión .....	16
1.5.12.1.	Válvula de anticipadora de golpe de ariete .....	16
1.5.13.	Válvula de alivio con paso anular y cilindro ranurado.....	18
1.5.14.	Tanque hidroneumático.....	20
1.5.15.	Condiciones para la verificación de resultados en el sistema hidráulico ...	22
1.5.16.	Tipos de flujos.....	23
1.5.17.	Fenómeno golpe de ariete o Pulso de Joukowski.....	29
1.5.18.	Software Bentley HAMMER .....	29
CAPÍTULO II DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA		
PUSUNO.....		
2.1.	Aspectos generales de la Central Hidroeléctrica Pusuno. ....	30
2.1.1.	Central Hidroeléctrica Pusuno I.....	31

2.1.2. Central Pusuno II.....	34
2.1.3. Línea de transmisión 1 y 2 .....	35
2.2. Información base para el estudio del sistema hidráulico de la Central Hidroeléctrica Pusuno I.....	35
CAPÍTULO III BASE TEÓRICA PARA EL ANÁLISIS Y MODELAMIENTO DEL SISTEMA A PRESIÓN DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA PUSUNO I.....	38
3.1. Fundamentos teóricos de flujo permanente. ....	38
3.1.1. Ecuación de continuidad conservación de la masa flujo permanente .....	38
3.1.2. Ecuación de conservación de energía flujo permanente .....	38
3.2. Fundamentos teóricos de los transitorios hidráulicos.....	48
3.2.2. Ecuación de continuidad para flujo transitorio .....	49
3.3. Teoría del método de las características para solución de ecuaciones de los transitorios con HAMMER.....	51
3.3.1. Determinaciones de ecuaciones generales características positiva C+ y negativa C- .....	51
3.4. Escenarios de Simulación.....	56
3.4.1. Desconexión del sistema - falla en los álabes de la turbina- cierre emergente de la válvula de guardia .....	56
3.4.2. Cierre programado de los álabes de la turbina .....	57



CAPÍTULO IV SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL FLUJO PERMANENTE EN EL SISTEMA HIDRÁULICO CON EL SOFTWARE HAMMER.....	58
4.1.    Modelación del sistema hidráulico con sus elementos a flujo permanente .....	58
4.1.1.    Ingreso de datos en HAMMER.....	58
CAPÍTULO V.....	65
MODELO NUMÉRICO DE LOS ESCENARIOS DE OPERACIÓN QUE ORIGINAN EL FLUJO NO PERMANENTE CON LOS PARÁMETROS ACTUALES DE OPERACIÓN.....	65
4.2.    Escenario I “Cierre programado de los álabes de la turbina” .....	68
4.3.    Escenario II “Desconexión del sistema - falla en los álabes de la turbina- cierre emergente de la válvula de guardia”.....	70
4.4.    Resultados del análisis de transitorios.....	73
4.4.1.    Resultados de calibración.....	73
4.4.2.    Resultados con el escenario I “Cierre programado de los álabes de la turbina”	74
4.4.3.    Resultados en escenario II “Desconexión del sistema Nacional Interconectado - falla en los álabes de la turbina- cierre emergente de la válvula de guardia”.....	76
CAPÍTULO VI SIMULACIÓN DEL SISTEMA CON FLUJO TRANSITORIOS CON DISPOSITIVOS DISIPADORES DE ENERGÍA DE PRESIÓN CON HAMMER .....	78
5.1.    Modelación numérica del Sistema hidráulico actual con válvula de alivio. ....	78
5.2.    Modelación numérica del sistema hidráulico actual con válvula anticipadora de golpe de ariete.	82

5.3. Modelación numérica del sistema hidráulico actual con tanques Hidroneumáticos.....	84
5.3.1. Sistemas hidráulicos con 1 tanque hidroneumático .....	85
5.3.2. Sistema hidráulico con 2 tanques hidroneumáticos .....	86
5.4. Premisas de diseño del sistema hidráulico actual con los elementos disipadores de presión.     88	
5.4.1. Sistema hidráulico actual con tanques hidroneumáticos.....	90
 CAPÍTULO VII EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS DE DISIPACIÓN DE PRESIÓN.....	
6.1. Análisis y comparación de resultados .....	92
6.1.1. Análisis y comparación de resultados de las alternativas de disipación de presión en el Escenario de operación: “Cierre normal de los álabes de la turbina” .....	92
6.1.2. Análisis y comparación de resultados en el escenario “Desconexión del Sistema Nacional Interconectado (SNI)-Falla de los álabes de la turbina-Cierre de la válvula de control”     97	
6.2. Selección de la alternativa técnicamente viable. ....	101
 CAPÍTULO VIII CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	
7.1. Conclusiones.....	104
7.2. Recomendaciones.....	109
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	111

ANEXOS .....	114
8.1. Anexo 7 Volúmenes y presiones en tanques hidroneumáticos con sus respectivas curvas en función del tiempo. ....	128
8.2. Anexo 8 de comparación de velocidades de rotación de la turbina con cada elemento disipador y sus respectivas curvas en función del tiempo.....	134

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1</b> PartesVálvula anticipadora de golpe de ariete .....	17
<b>Tabla 2</b> Dimensiones de tubería de PRFV de presión de la central Pusuno I.....	32
<b>Tabla 3</b> Celeridad de onda de las diferentes tuberías de PRFV en la central Hidroeléctrica Pusuno I .....	32
<b>Tabla 4</b> Niveles más representativos de la casa de máquinas .....	33
<b>Tabla 5</b> Dimensiones de tubería de PRFV de presión de la central Pusuno II .....	34
<b>Tabla 6</b> Niveles más representativos de la casa de máquinas 2 .....	35
<b>Tabla 7</b> Especificaciones técnicas de la turbina.....	36
<b>Tabla 8</b> Parámetros fijos de válvulas mariposas .....	37
<b>Tabla 9</b> Coeficiente de pérdidas para bifurcador tipo2 .....	46
<b>Tabla 10</b> Valores del porcentaje de cierre relativo del coeficiente de descarga de la válvula de control.....	67
<b>Tabla 11</b> Serie de datos de la curva característica de la válvula de alivio de paso anular .....	79
<b>Tabla 12</b> Sobrepresiones en la tubería de presión de la central Pusuno I incorporando elementos disipadores de energía en escenario I .....	95
<b>Tabla 13</b> Verificación de presiones máximas y presiones máximas admisibles en escenario I .....	96
<b>Tabla 14</b> Velocidades de rotación de las turbinas . Escenario1 .....	96
<b>Tabla 15</b> Sobrepresiones en la tubería de presión de la central Pusuno I incorporando elementos disipadores de energía en escenario II .....	99

<b>Tabla 16</b> Verificación de presiones máximas y presiones máximas admisibles en escenario II.....	100
<b>Tabla 17</b> Velocidades de rotación de las turbinas . Escenario II .....	101
<b>Tabla 18</b> Propiedades física de la tubería PRFV .....	114
<b>Tabla 19</b> Propiedades físicas de la tubería de PRFV .....	115
<b>Tabla 20</b> Valores de longitudes reducidas y número de divisiones por cada tramo .	116
<b>Tabla 21</b> Valores de celeridad de onda de cada tramo de tubería.....	117
<b>Tabla 22</b> Velocidad en sistema de bypass y tubería de desviación. Escenario I.....	118
<b>Tabla 23</b> Velocidad en sistema de bypass y tubería de desviación. Escenario II .....	120
<b>Tabla 24</b> Verificación Resultados de sobrepresión en sistema de bypass y tubería de desviación. Escenarios I.....	123
<b>Tabla 25</b> Verificación de resultados de presión en sistema de bypass y tubería de desviación. Escenarios II .....	125
<b>Tabla 26</b> Volúmenes máximos y mínimos de gas comprimido en los tanques hidroneumáticos Escenario I.....	128
<b>Tabla 27</b> Presión máximos y mínimos en el interior de los tanques hidroneumáticos. Escenario I .....	129
<b>Tabla 28</b> Volúmenes máximos y mínimos de gas comprimido en los tanques hidroneumáticos. Escenario II. ....	131
<b>Tabla 29</b> Presión máximos y mínimos en el interior de los tanques hidroneumáticos. Escenario II.....	132

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1</b>	Esquematación de una Central Hidroeléctrica .....	5
<b>Figura 2</b>	Obra de captación o derivación de agua en un cauce natural.....	6
<b>Figura 3</b>	Embalsa regulador de un Central hidroeléctrica .....	7
<b>Figura 4</b>	Casa de máquinas de un central Hidroeléctrica.....	8
<b>Figura 5</b>	Esquematación de turbina Pelton (A) y Francis(B).....	10
<b>Figura 6</b>	Esquema de tubería PRFV .....	11
<b>Figura 7</b>	Unión bridada de PRFV .....	13
<b>Figura 8</b>	Tipos Juntas con bridas .....	14
<b>Figura 9</b>	Unión química laminada .....	14
<b>Figura 10</b>	Unión mecánica Viking Johnson.....	15
<b>Figura 11</b>	Válvula mariposa automatizada .....	16
<b>Figura 12</b>	Válvula anticipadora de ariete con sus componentes.....	17
<b>Figura 14</b>	Representación general válvula con paso anular.....	18
<b>Figura 15</b>	Válvula de paso anular con cilindro ranurado.....	19
<b>Figura 16</b>	Esquematación del paso de flujo por cilindro ranurado .....	19
<b>Figura 17</b>	Mecanismo biela- manivela de válvula de paso anular con cilindro ranurado .....	20
<b>Figura 18</b>	Esquema de tanque hidroneumático.....	21
<b>Figura 19</b>	Régimen hidráulico a presión variable o no estacionario.....	24
<b>Figura 20</b>	Gráfica que representa el cierre lento de la válvula .....	28
<b>Figura 21</b>	Gráfica que representa el cierre rápido de la válvula .....	28
<b>Figura 22</b>	Central Hidroeléctrica Pusuno.....	30

<b>Figura 23</b>	Representación gráfica de un tramo tubería a presión .....	39
<b>Figura 24</b>	Coeficiente de pérdida para entrada inclinada. ....	41
<b>Figura 25</b>	Coeficiente de pérdida para una reducción brusca. ....	42
<b>Figura 26</b>	Coeficiente de pérdida básico, $K^*$ , para curva circular de área constante....	43
<b>Figura 27</b>	Factor de corrección $C_0$ por longitud de tubería después de la curva.....	44
<b>Figura 28</b>	Factor de corrección $C_{rc}$ , para curvas circulares para números de Reynolds distintos de <b>106</b> .....	45
<b>Figura 29</b>	Bifurcación tipo 2.....	46
<b>Figura 30</b>	Volumen de control de una tubería a presión con solicitaciones actuantes ...	48
<b>Figura 31</b>	Volumen diferencial de una tubería a presión.....	49
<b>Figura 32</b>	Plano posición versus tiempo .....	52
<b>Figura 33</b>	Propiedades de Reservorio de la Central Hidroeléctrica Pusuno .....	59
<b>Figura 34</b>	Propiedades de puntos de quiebre .....	60
<b>Figura 35</b>	Propiedades de tubería a presión .....	60
<b>Figura 36</b>	Propiedades del tanque de restitución de la Central Hidroeléctrica Pusuno1	61
<b>Figura 37</b>	Propiedades de válvula de control.....	61
<b>Figura 38</b>	Propiedades de la turbina .....	62
<b>Figura 40</b>	Resultados del análisis para flujo permanente en turbina .....	63
<b>Figura 41</b>	Perfil de carga de presión a lo largo de la tubería a presión de la Central hidroeléctrica Pusuno 1.....	64
<b>Figura 42</b>	Incremento del tiempo y el porcentaje de ajuste de celeridad.....	66
<b>Figura 43</b>	Celeridad dato adicional en los parámetros tubería a presión para análisis de transitorios.....	66

<b>Figura 44</b> Propiedades de la válvula característica.....	68
<b>Figura 45</b> Curva de torque eléctrico del generador.....	69
<b>Figura 46</b> Propiedades de operación de la turbina.....	70
<b>Figura 47</b> Curva de operación de cierre de válvula de guardia .....	71
<b>Figura 48</b> Caso de operación de la turbina para Escenario II “Desconexión del SNI - falla en los álabes de la turbina- cierre emergente de la válvula de guardia ” .....	72
<b>Figura 49</b> Curva de operación de cierre de turbina.....	73
<b>Figura 50</b> Envoltentes de carga hidráulica a lo largo de la tubería de presión Pusuno1,Escenario I “Cierre programado de los álabes de la turbina” .....	74
<b>Figura 51</b> Diagrama de variación de presiones durante el Escenario I “Cierre programado de los álabes de la turbina” Sistema hidráulico real .....	75
<b>Figura 52</b> Curva de velocidad rotacional de la turbina Escenario I : “Cierre programado de los álabes de la turbina” .....	75
<b>Figura 53</b> Envoltentes de carga hidráulica a lo largo de la tubería de presión Pusuno1 Escenario II “Desconexión del sistema Nacional Interconectado - falla en los álabes de la turbina- cierre emergente de la válvula de guardia” .....	76
<b>Figura 54</b> “Desconexión del sistema Nacional Interconectado - falla en los álabes de la turbina- cierre emergente de la válvula de guardia” .....	77
<b>Figura 55</b> Curva de velocidad rotacional de la turbina escenario II “Desconexión del sistema Nacional Interconectado - falla en los álabes de la turbina- cierre emergente de la válvula de guardia” .....	77
<b>Figura 56</b> implantación de válvula de alivio de paso anular.....	80
<b>Figura 57</b> Propiedades de la tubería del Bypass para válvula de alivio de paso anular	80



<b>Figura 58</b> Curva característica de la válvula de paso anular alivio .....	81
<b>Figura 59</b> Curva de operación de la válvula de alivio de paso .....	81
<b>Figura 60</b> Propiedades de la tubería de derivación para la válvula anticipadora de golpe de ariete.....	83
<b>Figura 61</b> Propiedades de válvula anticipadora de golpe de ariete.....	84
<b>Figura 62</b> Propiedades de la tubería de derivación del sistema hidráulico con 1 tanque hidroneumático. ....	85
<b>Figura 63</b> Propiedades de 1 tanque hidroneumático Sistema Hidráulico .....	86
<b>Figura 64</b> Propiedades de la tubería de derivación del sistema hidráulico con 2 tanque hidroneumático .....	87
<b>Figura 65</b> Propiedades de los 2 tanque hidroneumático en Sistema Hidráulico.....	87
<b>Figura 66</b> Curva de operación de la válvula de alivio paso anular Escenario I.....	88
<b>Figura 67</b> Curva de operación de la válvula de alivio paso anular Escenario II.....	89
<b>Figura 68</b> Propiedades de válvula anticipadora de golpe de ariete.....	89
<b>Figura 69</b> Parámetros de definidos en 1 tanque hidroneumático.....	90
<b>Figura 70</b> Parámetros de definidos en 2 tanque hidroneumático.....	91
<b>Figura 71</b> Diagrama de variación de presiones en Escenario I, incorporando válvula de paso anular. ....	93
<b>Figura 72</b> .....	93
<b>Figura 73</b> Diagrama de variación de presiones en Escenario I, incorporando 1 tanque hidroneumático .....	94
<b>Figura 74</b> Diagrama de variación de presiones en Escenario I, incorporando 2 tanques hidroneumáticos.....	94

<b>Figura 75</b> Diagrama de variación de presiones en Escenario II, incorporando válvula de paso anular. ....	97
<b>Figura 76</b> Diagrama de variación de presiones en Escenario II, incorporando válvula anticipadora de golpe de ariete .....	98
<b>Figura 77</b> Diagrama de variación de presiones en Escenario II, incorporando 1 tanque hidroneumático .....	98
<b>Figura 78</b> Diagrama de variación de presiones en Escenario II, incorporando 2 tanques hidroneumáticos.....	99
<b>Figura 79</b> Curva de velocidades en el sistema de bypass con válvula de paso anular. Escenario I. ....	118
<b>Figura 80</b> Curva de velocidades en la tubería de derivación con válvula anticipadora de golpe de ariete. Escenario I. ....	119
<b>Figura 81</b> Curva de velocidades en el sistema con tubería de derivación con un tanque hidroneumático. Escenario I.....	119
<b>Figura 82</b> Curva de velocidades en la tubería de derivación para dos tanques hidroneumáticos. Escenario I.....	120
<b>Figura 83</b> Curva de velocidades en el sistema de bypass con válvula de paso anular. Escenario II. ....	121
<b>Figura 84</b> Curva de velocidades en la tubería de derivación con válvula anticipadora de golpe de ariete. Escenario II.....	121
<b>Figura 85</b> Curva de velocidades en el sistema con tubería de derivación con un tanque hidroneumático. Escenario II. ....	122

<b>Figura 86</b> Curva de velocidades en el sistema con tubería de derivación para dos tanques hidroneumáticos. Escenario II. ....	122
<b>Figura 87</b> Variación de presión en el sistema de bypass con válvula de paso anular. Escenario I. ....	123
<b>Figura 88</b> Variación de presión en el sistema con tubería de derivación y válvula anticipadora de golpe de ariete. Escenario I .....	124
<b>Figura 89</b> Variación de presión en el sistema con tubería de derivación y tanque hidroneumático. Escenario I .....	124
<b>Figura 90</b> Variación de presión en el sistema con tubería de derivación y 2 tanque hidroneumático. Escenario I .....	125
<b>Figura 91</b> Presión en el sistema de bypass con válvula de paso anular. Escenario II. ....	126
<b>Figura 92</b> Variación de presión en el sistema de tubería de derivación con válvula anticipadora de golpe de ariete. Escenario II .....	126
<b>Figura 93</b> Presión en el sistema de tubería de derivación con tanque hidroneumático . Escenario II .....	127
<b>Figura 94</b> Presión en el sistema de tubería de derivación con 2 tanque hidroneumático . Escenario II .....	127
<b>Figura 95</b> Curva del volumen de gas comprimido en un tanque hidroneumático. Escenario I .....	128
<b>Figura 96</b> Curva de volumen de gas comprimido en los 2 tanque hidroneumático. Escenario I .....	129
<b>Figura 97</b> Curva de presión en un tanque hidroneumático. Escenario I .....	130

<b>Figura 98</b> Variación de presión en los dos tanque hidroneumático. Escenario I .....	130
<b>Figura 99</b> Curva de volumen de gas comprimido en tanque hidroneumático. Escenario II .....	131
<b>Figura 100</b> Curva de volumen de gas comprimido en los 2 tanque hidroneumático. EscenarioII .....	132
<b>Figura 101</b> Variación de presión en un tanque hidroneumático. Escenario II .....	133
<b>Figura 102</b> Variación de presión en los dos tanque hidroneumático. Escenario II. ....	133
<b>Figura 103</b> Curva de velocidad de rotación de las turbinas en Escenario I considerando la alternativa de disipación (válvula de paso anular) .....	134
<b>Figura 104</b> Curva de velocidad de rotación de las turbinas en escenario I considerando la alternativa de disipación (1tanque hidroneumático .....	135
<b>Figura 105</b> Curva de velocidad de rotación de las turbinas en escenario 1 considerando la alternativa de disipación (2 tanque hidroneumático) .....	135
<b>Figura 106</b> Curva de velocidad de rotación de las turbinas en escenario considerando la alternativa de disipación (válvula anticipadora ) Escenario II .....	136
<b>Figura 107</b> Curva de velocidad de rotación de las turbinas en Escenario II considerando la alternativa de disipación (válvula de paso anular) .....	137
<b>Figura 108</b> Curva de velocidad de rotación de las turbinas en escenario II considerando la alternativa de disipación (1tanque hidroneumático) .....	138
<b>Figura 109</b> Curva de velocidad de rotación de las turbinas en escenario II considerando la alternativa de disipación (2 tanque hidroneumático) .....	139
<b>Figura 110</b> Curva de velocidad de rotación de las turbinas en escenario II considerando la alternativa de disipación (válvula anticipadora ) .....	140

## RESUMEN

La Empresa Elit Energy se encuentran a cargo de la administración y operación de la central hidroeléctrica Pusuno I, la misma que ha manejado ciertas complicaciones en el sistema hidráulico a presión, especialmente en la tubería a presión que es la encargada de suministrar un caudal de 12 m<sup>3</sup>/s a dos unidades de generación (turbinas Francis) respectivamente. Las complicaciones que se han evidenciado en la tubería de (Poliéster Reforzado de Fibra de Vidrio) PRFV o GRP por sus siglas en inglés (Glass Reinforced Plastic) de presión , ha sido el fallo en sus conexiones en donde se ha planteado dar una solución breve mediante un reforzamiento con hormigón en cada junta fallada. Se presume que el origen de este problema es por alguna complicación que se obtuvo durante el proceso de transporte e instalación debido a que la tubería es susceptible a los impactos. Por lo tanto, este proyecto de titulación tiene como objetivo dar una solución mediante la selección de una alternativa disipadora de presiones (válvula de alivio de paso anular, válvula anticipadora de golpe de ariete, 1 tanque hidroneumático y 2tanque hidroneumáticos) que permita reducir la sobrepresión generada en el sistema hidráulico durante la presencia de los fenómenos de los transitorios hidráulicos con el propósito de salvaguardar la integridad física de la tubería y mantener el tiempo de vida útil de la misma. Para este análisis de los transitorios hidráulicos se utilizó el paquete informático Bentley Hammer V8i, permitiendo plantear una solución a los problemas que están surgiendo en la tubería de la central hidroeléctrica Pusuno I durante los escenarios de operación normal y extraordinarios. El resultado obtenido de este análisis puede ser tomado en cuenta por Elit Energy como una propuesta de solución.

**Palabras claves:** Transitorio hidráulicos, Pusuno I, Elementos disipadores de presión

## ABSTRACT

The Elit Energy Company is in charge of the administration and operation of the Pusuno I hydroelectric plant, which has managed complications in the pressure hydraulic system, especially in the pressure pipeline that is responsible for supplying a flow of 12 m<sup>3</sup> / s at two generation units (Francis turbines) respectively. The complications that have been evidenced in the pressure pipe of PRFV o GRP, has been the failure in its connections where it has been proposed to give a brief solution through a reinforcement with concrete in each failed joint. It is presumed that the origin of this problem is due to some complication that was obtained during the transportation and installation process because the pipe is susceptible to impacts. Therefore, this degree project aims to provide a solution through the selection of a pressure dissipating alternative (annular relief valve, water hammer anticipatory valve, 1 hydro-pneumatic tank and 2 hydro-pneumatic tanks) that allows reducing overpressure generated in the hydraulic system during the presence of hydraulic transient phenomena in order to safeguard the physical integrity of the pipeline and maintain its useful life. For this analysis of the hydraulic transients, the Bentley Hammer V8i software package was used, allowing to propose a solution to the problems that are arising in the pipeline of the Pusuno hydroelectric power plant during normal and extraordinary operating scenarios. The result obtained from this analysis can be considered by Elit Energy as a solution proposal.

**Keywords:** Transient hydraulic, Pusuno I, Pressure dissipating elements

# CAPITULO I

## GENERALIDADES

### 1.1. Introducción.

El proyecto de titulación tiene como objetivo principal encontrar un elemento de disipación de presión con la mayor eficiencia y adaptabilidad que permita reducir la sobre presión en la tubería a presión de la central hidroeléctrica Pusuno I con el propósito de salvaguardar la integridad física de la tubería a presión de PRFV. Para este propósito se estableció que es necesario utilizar el paquete informático Bentley Hammer, debido a que tiene las características necesarias que se requerían para la modelación y la simulación del sistema hidráulico con todos sus elementos. Una vez definido el paquete informático con el que se trabajó se procedió a analizar la información proporcionada por la Empresa “Elit Energy” con la finalidad de identificar las propiedades físicas, mecánicas, las condiciones operación de cada uno de los elementos que conforman dicho sistema y los planos AS BUILT.

Con la información ya definida y clasificada se procedió a modelar cada uno de los elementos que conforman el sistema hidráulico a presión los cuales son: el reservorio, la tubería a presión de PRFV, turbinas tipo Francis y válvulas de control. Este modelo básico del sistema hidráulico de la central hidroeléctrica Pusuno I fue simulado en función de la carga neta y el caudal de diseño con la finalidad de obtener un modelo a flujo permanente similar al real.

Para el estudio de los transitorios hidráulicos se definió dos escenarios de operación, el primer escenario es “Desconexión del Sistema Nacional Interconectado - falla en los álabes de la turbina- cierre emergente de la válvula de guardia” y el segundo escenario es “Cierre programado de los álabes de la turbina”. Las sincronizaciones de estos escenarios ayudan a prevenir los efectos del golpe de ariete (Cambios bruscos de presión) y el embalamiento de la turbina.

Considerando estos escenarios el modelo simulado a flujo permanente fue modificado por el motivo que se requería incorporar parámetros necesarios para el análisis de los transitorios, es decir en la tubería a presión se adicionó los valores de celeridad de onda, en las válvulas de control fueron introducidas las curvas características que relacionan el porcentaje de cierre con el porcentaje de coeficiente de descarga y la curva de operación que relaciona el porcentaje de cierre con el tiempo para cada uno de los escenarios, finalmente en las propiedades de operación de las turbinas se introdujeron la curva de operación y la curva del torque eléctrico que relaciona el torque versus porcentaje de cierre. Se incorporaron los elementos disipadores de presión mediante una tubería en bypass y una tubería de derivación con la finalidad que interactúen monolíticamente con el sistema real y no interfieran cuando el sistema esté trabajando en condiciones normales. En el proceso de selección de la alternativa se concluyó que es la válvula de paso anular es óptima para este sistema a presión.

## **1.2. Antecedentes**

La Central Hidroeléctrica Pusuno está ubicada en la región Amazónica ecuatoriana, en la provincia de Napo, cantón Tena, Parroquia Misahuallí. Esta central utiliza las aguas del río Pusuno, con el propósito de generar energía eléctrica.

Se encuentra conformada por dos centrales en cascada; la central I consta de una obra de captación tipo azud, un canal de conducción de sección trapezoidal, embalse de almacenamiento, tubería PRFV a presión hasta la entrada de la casa de maquina 1, que se encuentra provista por 2 turbinas Francis de eje horizontal con una potencia nominal de 11.3 MW cada una. Por otro lado, la central 2 está conformada por un canal de conducción que inicia después de la descarga de casa de máquinas I conformada por un canal, tanque de carga, tubería PRFV a presión desde el tanque de



carga hasta la entrada de la casa de maquina 2 conformada por 2 turbinas Francis de eje horizontal con una potencia nominal de 8.36 MW cada una.

El presente caso de estudio se enfocó en la tubería a presión (PRFV) de la central hidroeléctrica Pusuno I, debido a que durante la etapa de prueba de rechazos de carga el cual consistió en el cierre de válvulas de control a 25%, 50% y 75% se han originan fallas en sus conexiones.

Consecuentemente encontraron una solución inmediata mediante el reforzamiento con hormigón a cada una de sus juntas, está solución ha permitido operar a la central hasta la actualidad. Se presume que estas fallas se han generado por la disminución de la resistencia de la tubería por efectos de fatiga, que probablemente se originaron durante el proceso de transporte e instalación, debido a que son susceptible a dañarse con impactos. Esta reducción de la resistencia, aumenta el riesgo de falla total de la tubería antes de cumplir su vida útil para la que fue diseñada. Provocando así grandes pérdidas económicas para la Central.

### **1.3. Alcance**

En el presente trabajo de titulación se desarrolló un modelo matemático del sistema hidráulico actual de la central Hidroeléctrica Pusuno I en el paquete informático Bentley Hammer tomando en cuenta todas las propiedades físicas y de operación de cada uno de los elementos que lo conforman.

Incorporar 4 alternativas disipadoras de presión(válvula de alivio de paso anular, válvula anticipadora de golpe de ariete , 1 tanque hidroneumático y 2 tanque hidroneumáticos) en el modelo matemático del sistema actual con el propósito de encontrar las dimensiones, propiedades físicas y de operación de cada una de estas durante los escenarios de operación más críticos (desconexión del SNI - falla en los álabes de la turbina - cierre emergente de la válvula de guardia y el cierre programado de los álabes de la turbina ), con la finalidad de obtener la mejor alternativa que cumpla con los requerimientos de sobrepresión admisible (máximo 20%).

## **1.4. Objetivos.**

### ***1.4.1. Objetivo General.***

Encontrar una alternativa de solución para aliviar a las sobrepresiones generadas por los transitorios hidráulicos que se presenta en la tubería a presión de la central hidroeléctrica Pusuno I, durante los escenarios más críticos: desconexión del SNI - falla en los álabes de la turbina - cierre emergente de la válvula de guardia y el cierre programado de los álabes de la turbina.

### ***1.4.2. Objetivos Específicos.***

- Compilar la información base de los elementos que conforman el sistema hidráulico, parámetros actuales de operación y su funcionamiento hidráulico para flujo permanente y transitorios hidráulicos.
- Simular el flujo permanente del sistema hidráulico con todos sus elementos considerando las pérdidas de cargas obtenidas en la etapa de pruebas (Calibración del modelo numérico).
- Modelar el sistema hidráulico con flujo transitorio actual incorporando las dos alternativas de disipación de presión para que trabajen de forma sincrónica.
- Analizar los resultados de las alternativas planteadas y recomendar la solución técnicamente viable.

## **1.5. Marco teórico referencial.**

### ***1.5.1. Central Hidroeléctrica***

Es una obra de construcción civil destinada para el aprovechamiento del recurso hídrico en grandes volúmenes disponibles en los ríos, con la finalidad de generar energía eléctrica renovable.

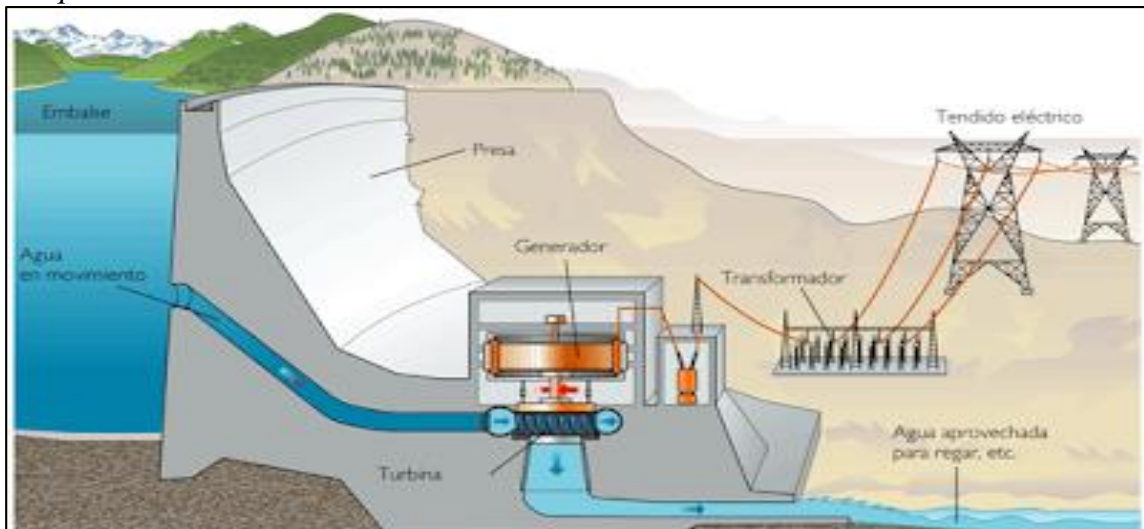
Las centrales hidroeléctricas utilizan la energía cinética del agua que es adquirida por el salto topográfico (desnivel entre dos alturas) que existe entre el nivel del agua en un tanque de carga o embalse y el nivel de agua en la descarga (turbinas Francis) o el nivel del eje de la turbina

(Pelton); y es transformada en energía mecánica por medio de una turbina, la misma que se encuentra conectada a un generador eléctrico que es el encargado de generar energía eléctrica.

(Navas, 2014)

**Figura 1**

*Esquematación de una Central Hidroeléctrica*



**Nota:** Distribución de los elementos que forman parte de una central hidroeléctrica. Fuente: <https://sites.google.com/site/tecnolopi/energias-renovables/centrales-hidroeléctricas-y-térmicas>.

**1.5.2. Obras de captación**

Es una estructura hidráulica que permite la derivación lateral del caudal a un canal abierto el mismo que conduce el fluido hacia las diferentes obras civiles. La obra de captación tiene como propósito garantizar que el caudal captado del afluente sea prácticamente constante con el fin de satisfacer cualquier servicio que se requiera brindar. Y a su vez permite mantener el caudal ecológico necesario que requiere la fuente hídrica para que las especies endémicas del sector no sean afectadas.

**Figura 2**

*Obra de captación o derivación de agua en un cauce natural*



*Nota: Implantación de una obra de captación incorporada una obra derivación. Fuente: <https://promotoraenergeticacentro.com/obras-de-captacion/>*

### **1.5.3. Embalse**

Es un reservorio de agua dentro de un proyecto hidroeléctrico que tiene como función regular la carga y el caudal necesario con el propósito de salvaguardar la integridad física de los elementos que forman parte del sistema de conducción. Este embalse dispone de aliviadero de excesos y desagüe de fondo, con la finalidad de evacuar el agua excedente y en caso de alguna emergencia respectivamente.

**Figura 3**

*Embalsa regulador de un Central hidroeléctrica*



**Nota:** *Implantación del embalse de almacenamiento .Fuente:*

*<https://www.celec.gob.ec/cocacodosinclair/index.php/2015-09-07-17-4509/footers/coca-codo-sinclair2/2015-09-08-16-11-39/obra-de-captacion-2>*

**1.5.4. Tanque de carga o reservorio**

Es una estructura que tiene la capacidad de satisfacer las necesidades de caudal de la unidad de generación durante el aumento repentino de demanda evitando que ingrese aire en la tubería a presión, por otra parte, debe ser capaz de amortiguar el golpe de ariete originado por las paradas bruscas.

**1.5.5. Obra de conducción**

Esta obra generalmente permite transportar el caudal desde la obra de captación hasta el tanque de carga, mediante canales abiertos o tuberías cerradas; la velocidad del flujo se define por medio de las características geométricas y el material.

### **1.5.6. Tubería a Presión**

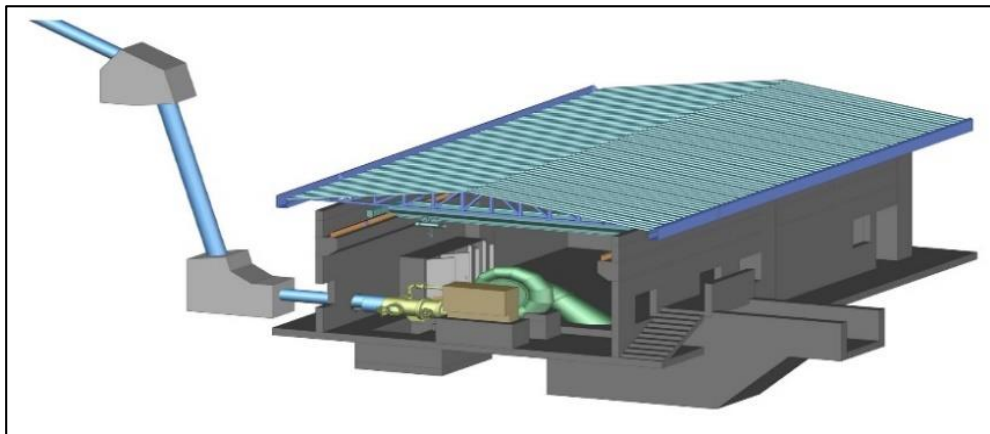
Es la encargada de transportar el agua desde el tanque de carga o embalse hacia las turbinas que se encuentran ubicadas en casa de máquinas, con el propósito que las unidades de generación aprovechen el salto de carga (Energía potencial) y de esta manera generar electricidad. Es importante que estas tuberías sean diseñadas para soportar grandes cargas de presión debido a las variaciones de presión que presentan durante la operación.

### **1.5.7. Casa de máquinas**

Es una construcción en donde se encuentra toda la maquinaria tanto mecánica como eléctrica, que permite la regulación del flujo al ingreso de la turbina y posteriormente se origine la transformación de energía cinética a energía mecánica y por medio de un generador obtener energía eléctrica. Los elementos de casa de máquinas de una central hidroeléctrica son: transformadores, tableros de control, generadores, unidades de generación (turbinas).

#### **Figura 4**

*Casa de máquinas de un central Hidroeléctrica*



*Nota: Esquematación de casa de máquinas con sus componentes. Fuente: <https://hydroplusglobal.com/project/ch-san-juan/Turbinas>*

### **1.5.8. Turbinas**

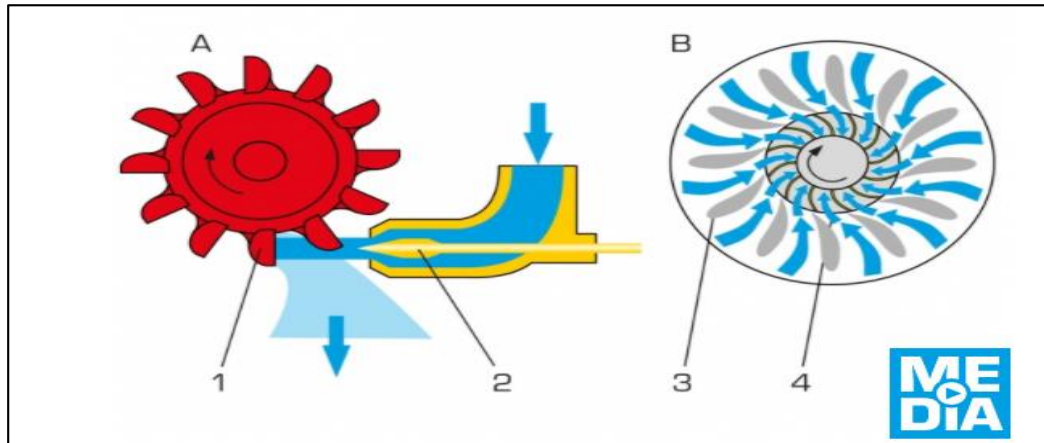
Las turbinas son utilizadas para la generación de energía hidroeléctrica. Estas son diseñados para que operen en con condiciones estables durante los diferentes escenarios de operación, por ello es importante mencionar que las turbinas deben trabajar con velocidad nominal rotacional. Estas turbinas son seleccionas en función de la forma de aprovechamiento del salto de carga y el caudal del afluente. Indicando esto existen una clasificación de turbinas que considera estos parámetros. Las turbinas de acción aprovechan únicamente la energía cinética del fluido para que el rodete gire, por lo que las presiones de entrada y salida son iguales por tanto el rodete se encuentra en condiciones de presión atmosférica. Se denominan turbinas Pelton.

Por otra parte, se tiene las turbinas de reacción, se describen así porque presentan un grado de reacción mayor a cero y produce el intercambio de energía en su rodete por la variación de presión y energía cinética. Dentro de estas turbinas se presenta la turbina Francis, la misma que se adapta bien a saltos netos medianamente grandes y caudales pequeños, es un equipo hidromecánico de reacción que tiene la capacidad de aprovechar la energía cinética del agua y la presión generada en la carcasa antes de entrar al rodete, con el propósito de transformarla en energía mecánica, por otra parte, pueden ser de eje horizontal o eje vertical dependiendo de la cantidad de caudal a ser turbinado. Recibe el agua en dirección radial y al ingresar a la turbina cambia a axial. Es importante mencionar que en este tipo de turbinas se puede presentar la velocidad de embalamiento definiéndose como la velocidad rotacional máxima que puede alcanzar la turbina en ausencia de un torque eléctrico, la misma que puede poner en riesgo al sistema generador, para contrarrestar este se puede incorporar un volante de inercia en el eje de la turbina el cual es elemento con una masa significativa que permite dar estabilidad al sistema turbina-generador

cuando existe presencia de transitorios hidráulicos y ayuda a mitigar el golpe de ariete al permitir tiempos de cierre mayores.

**Figura 5**

*Esquematación de turbina Pelton (A) y Francis(B)*



**Nota:** Esquematación del funcionamiento de los dos tipos de turbinas (Francis y Pelton) .  
 Fuente: <https://www.gunt.de/es/productos/maquinas-fluidomecanicas/maquinas-motrices/turbinas-hidraulicas/turbina-pelton-y-turbina-francis/070.36531/hm365-31/glct-1:pa-150:ca-747:pr-879>

**Dónde:**

**Esquema turbina Pelton (A)**

- 1 =rueda Pelton con álabes
- 2 =aguja de la tobera ajustable

**Esquema Turbina Francis(B)**

- 3 =álabes distribuidores
- 4= rotor

**1.5.9. Tubería a presión PRFV O GRP**

Fue desarrollada después de la Segunda Guerra mundial en los años 1970 en Suiza, Europa Occidental incentivó a que se produzca tuberías plásticas en gran magnitud debido a la alta disposición de los materiales termoplástico a un costo muy bajo. Pero su utilización masiva empezó en el año 1996, con la finalidad de construir sistemas de drenaje y de conducción de aguas servidas y potables respectivamente. Desde entonces dicha tubería ha venido presentando cambios



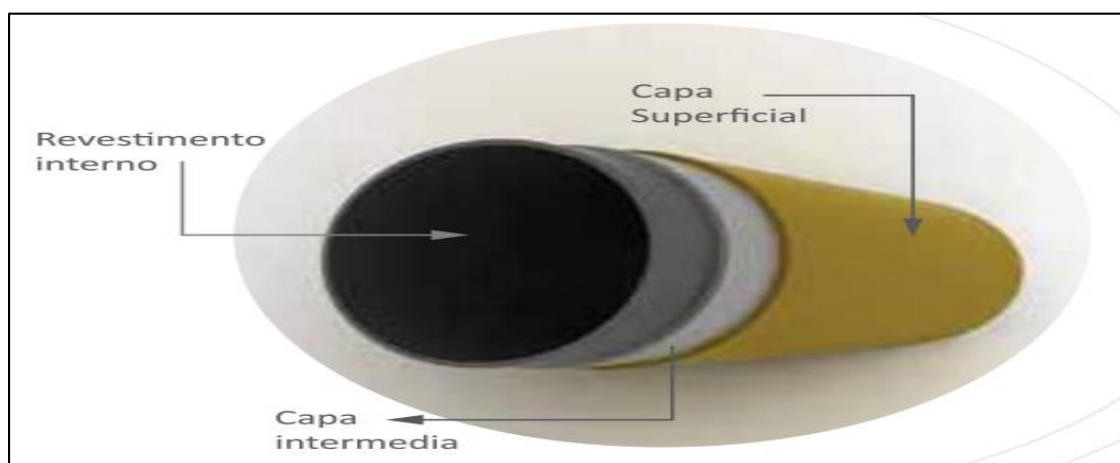
desde su composición química hasta su estructura física con el propósito de mejorar las condiciones de resistencia ocasionadas por la exposición al ambiente y por su funcionamiento. Se encuentra en el mercado con diámetros de 300 mm a 3000 mm y longitudes por lo general menores o igual a 12 metros; se estima una vida útil alrededor de 50 años. En la actualidad es utilizada para obras de conducción a presión de mediana y alta envergadura. En donde se requiere suministrar grandes cantidades de caudal, la misma que está ligada a grandes presiones.

La tubería PRFV (poliéster reforzado con fibra de vidrio) está conformada por 3 capas, en donde cada una de ellas tienen una función y composición diferente

- a. **Capa externa:** Está formada por resina y en algunos casos reforzada con fibra de vidrio, permite que no exista la presencia de fibras salientes y principalmente resiste condiciones ambientales atmosféricas;
- b. **Capa intermedia:** Proporciona a la tubería resistencia mecánica y su estructura es de fibra de vidrio, resina y arena,
- c. **Capa interna:** Se encuentra conformada por fibra de vidrio y resina, para que tenga la capacidad de soportar el ataque químico del fluido de forma directa.

**Figura 6**

*Esquema de tubería PRFV*



**Nota:** Esquema de la estructura de la tubería de PRFV. Fuente: (AseTUB, 2016)

Las tuberías GRP presenta excelentes propiedades físicas y de movimiento como: resistencia mecánica, resistencia a la corrosión, mínimas pérdidas por fricción, densidades bajas, resistencia a temperaturas altas, resistencia al ataque ambiental y biológico; y el valor de la celeridad de propagación de onda es significativamente menor a comparación con otros materiales, principalmente el acero. Todas estas propiedades se mantendrán siempre y cuando el proceso de transporte e instalación se realice de la manera más cuidadosa, con mano de obra calificada y cumpliendo con las especificaciones técnicas recomendadas por el fabricante, esto permitirá que la vida útil de la tubería se mantenga.

Caso contrario estas propiedades tienden a disminuir especialmente la capacidad mecánica, lo cual resulta un problema grave para la conservación de la integridad física de la tubería.

### **Causas de fractura de tubería GRP**

- ***Por golpe fortuito aparentemente insignificante***

Genera una área débil en la pared de la tubería por tener una resistencia baja al impacto, en consecuencia a ello una de las capas (interna o externa) se fisurará durante el funcionamiento del sistema de conducción por presencia de tensiones altas generadas por el fluido sobre la pared del conducto, estas fisuras originan la contaminación mecánica de la capa intermedia, es decir, la reducción de la capacidad mecánica de la tubería por el motivo de la delaminación (separación) de las capas y consecuentemente el fallo de la tubería, cabe mencionar que si existe fisuras en la capa interna del conducto el proceso de falla se desarrolla desde la capa interior a la superficial, caso contrario la falla se origina desde la capa superficial a la interna.

- *Por desprendimiento de capa impermeabilizante en cabeza de tubería*

Esto hace que la capa intermedia de la tubería tenga contacto directo con el fluido el cual produce la delaminación de las capas tanto externa con interna y de esta forma reduce la resistencia mecánica del conducto.

#### ***1.5.10. Uniones para tubería de GRP***

La razón de estos accesorios sin duda alguna es conectar dos tuberías de forma hermética haciendo que el fluido transportado no sufra ningún cambio en sus propiedades de movimiento por motivo de alguna fuga. Para ello hoy en día existe una gran variedad de uniones.

Por lo general las tuberías de GRP vienen ensambladas con las uniones e incorporadas un sello elastomérico creando un apropiado sistema de sellado ya sea con presencia de presiones altas o bajas.

#### **Uniones con sellos elastoméricos de GRP**

Es utilizada para realizar un empate entre tuberías que no tenga uniones incorporadas, por tanto, tiene las mismas características ya mencionadas.

#### **Uniones bridadas**

Facilitan la unión entre tuberías GRP y con otras tuberías de diferente material, tiene un empaque de caucho que facilita el cierre de las juntas y estanqueidad del sistema.

#### ***Figura 7***

*Unión bridada de PRFV*



***Nota:*** Tipo de unión rígida de la tubería de PRFV. Fuente: (AseTUB, 2016)

**Figura 8**  
*Tipos Juntas con bridas*

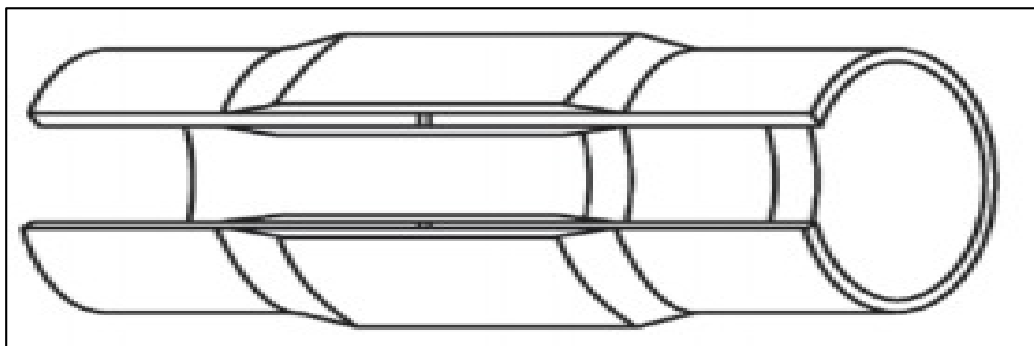


**Nota:** Dispositivos que permiten unir entre tuberías de PRFV o con tuberías de otro material de forma hermética. Fuente: (AseTUB, 2016)

### Uniones químicas laminadas

Une ambos extremos del conducto por medio de la aplicación de capas de tejido de fibras de vidrio impregnadas con resina de poliéster generando una unión rígida tipo soldadura, esta adquiere mayor resistencia mecánica y estanqueidad que la propia tubería.

**Figura 9**  
*Unión química laminada*



**Nota:** Esquema de unión química entre tuberías de PRFV. Fuente: (AseTUB, 2016)

### Unión mecánica rígida

Comúnmente se utilizan para unir dos tuberías de diferente material y diámetro, de la misma forma para adaptar conexiones con bridas, para ello utiliza una unión de doble perno. En el sistema

hidráulico de la central hidroeléctrica Pusuno I, se presenta la unión Viking Johnson la misma que permite conectar la tubería a presión GRP con la bifurcación.

**Figura 10**

*Unión mecánica Viking Johnson*



**Nota:** Unión mecánica que permite unir tuberías de PRFV con tuberías de otro material o accesorio. Fuente: (PavcoWadin, 2018)

- **Accesorios para tubería PRFV**

En la actualidad hay una gran variedad de accesorios como codos, tees, reducciones, pozos de visita; en sus bordes existe un sello elastomérico que proporciona una segura impermeabilidad del sistema de conducción a presión.

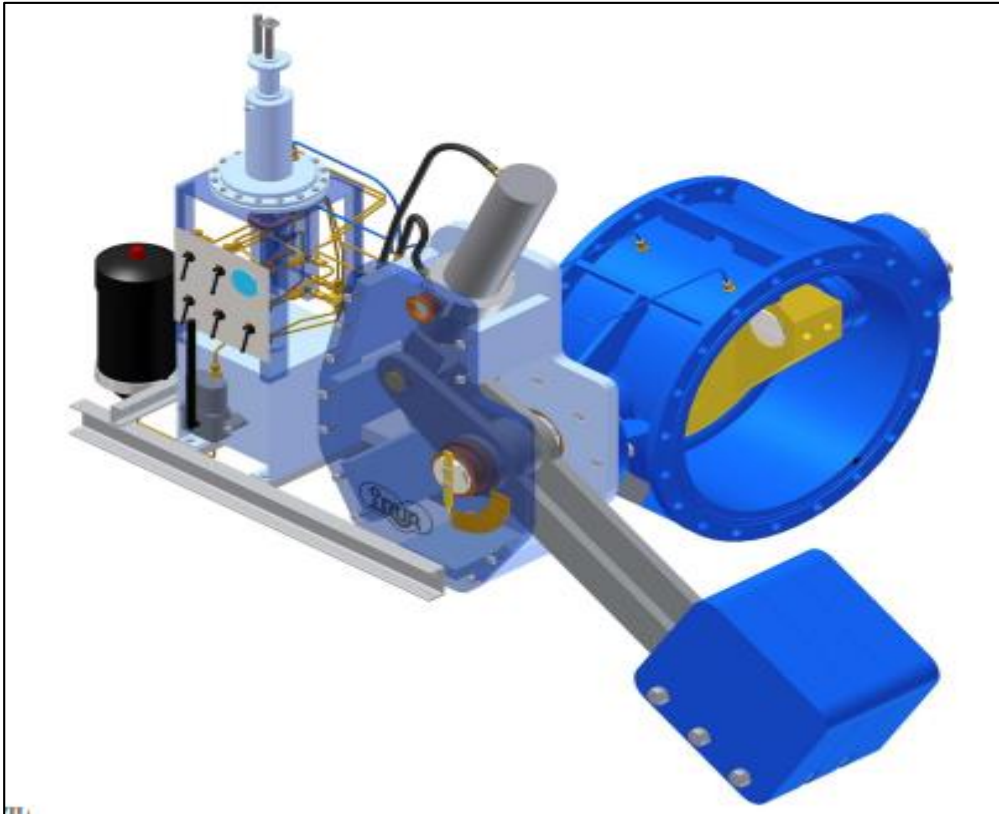
#### **1.5.11. Válvula de guardia**

Tiene la función de controlar el ingreso del flujo de agua hacia la turbina, la misma que se encuentra ubicada al pie de la tubería a presión, previo a la turbina. Este tipo de válvula es diseñada para brindar seguridad a la unidad generadora de energía mecánica en caso de cierre emergente.

En la Central Hidroeléctrica Pusuno I, se cuenta con una válvula mariposa, esta válvula tiene un cilindro hidráulico que es presurizado por una bomba de aire, por tanto, este cilindro ejerce un contrapeso externo sobre un brazo que se encuentra conectado al eje horizontal de la válvula, el mismo que permite regular la apertura del disco, todo este procedimiento se controla mediante un sistema automatizado desde la casa de control.

**Figura 11**

*Válvula mariposa automatizada*



*Nota: Representación gráfica de la válvula de guardia la misma que actúa mediante un accionamiento mecánico. Fuente: <https://www.irua.es/wpcontent/uploads/2018/10/MariposaSobrevelocidadES.pdf>*

### **1.5.12. Elementos disipadores de presión**

#### **1.5.12.1. Válvula de anticipadora de golpe de ariete**

Es un dispositivo hidromecánico de control automático por lo general tipo globo; que actúa como válvula de alivio al definir el umbral de presión máximo que debe existir en un sistema hidráulico presurizado a fin de mantener la vida útil de su elemento. Una vez definido el umbral de presiones, la válvula se activará si detecta presiones mayores al umbral máximo de presión en la tubería, permitiendo así el paso de flujo y simultáneamente el amortiguamiento de las sobrepresiones.

**Tabla 1**

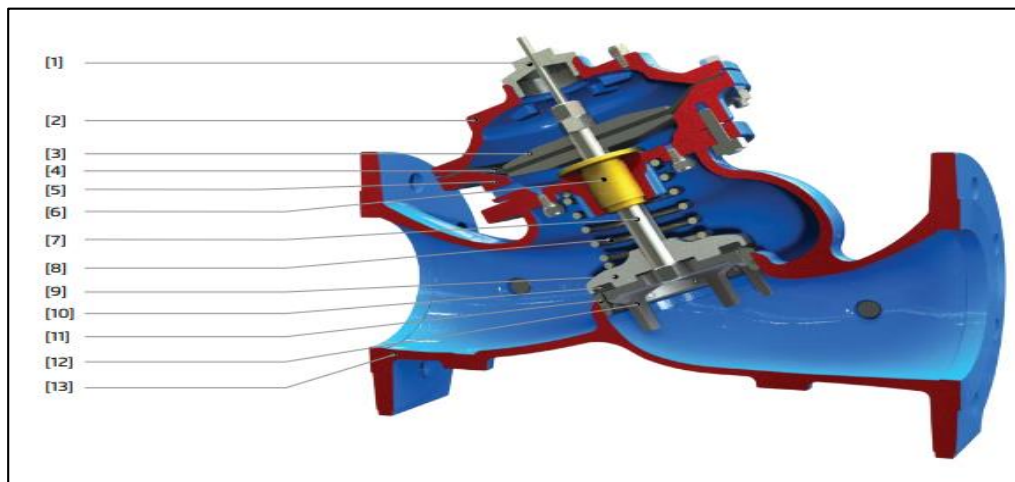
*Partes válvula anticipadora de golpe de ariete*

N°	Descripción
1	Conjunto del indicador (Opcional)
2	Tapa
3	Arandela del diafragma
4	Diafragma
5	Tabique de separación
6	Cojinete
7	Eje
8	Resorte
9	Disco de cierre
10	Junta
11	Asiento
12	Tapón regulador (V-Port) Disco plano
13	Cuerpo de la válvula Juntas teóricas Tornillos internos Pernos, tornillos, tuercas y discos externos

*Nota: Estructura de válvula anticipadora de golpe de ariete, tomada de la fuente: <https://www.bermad.com/es/product/modelo-720/>*

**Figura 12**

*Válvula anticipadora de ariete con sus componentes*



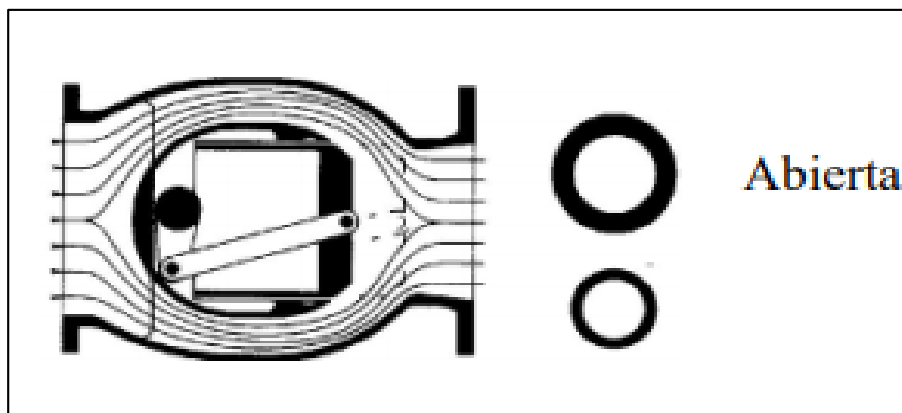
*Nota: Representación gráfica de la estructura de válvula anticipadora de golpe de ariete tomado de la fuente: <https://www.bermad.com/es/product/modelo-720/>*

### ***1.5.13. Válvula de alivio con paso anular y cilindro ranurado***

Esta válvula tiene una sección de paso constante en forma de anillo a lo largo de su longitud, por ello no es de paso total, incluso cuando se encuentra 100% abierta. Su forma esférica y accionamiento suave durante la operación de apertura y cierre permiten trabajar con altas presiones y tener un buen desempeño en el control de caudales y de cavitación.

***Figura 13***

*Representación general válvula con paso anular*



***Nota:*** Esquematización de funcionamiento de la válvula de paso anular. Fuente: [www.comeval.es](http://www.comeval.es)

El diseño del cilindro de salida es ranurado y su desplazamiento de forma axial; la válvula se encuentra totalmente abierta cuando el cilindro ocupa el área de salida del flujo, caso contrario el cilindro se encuentra desplazado hacia fuera de la válvula.



**Figura 14**

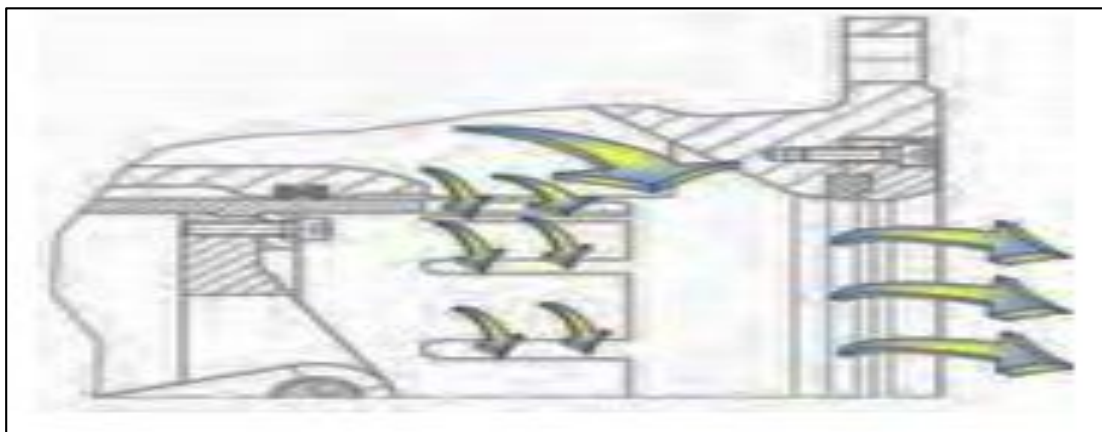
*Válvula de paso anular con cilindro ranurado*



**Nota:** Representación gráfica de la válvula sugerida. Fuente: <https://docplayer.es/94535805-Vag-riko-valvula-de-paso-anular.html>

**Figura 15**

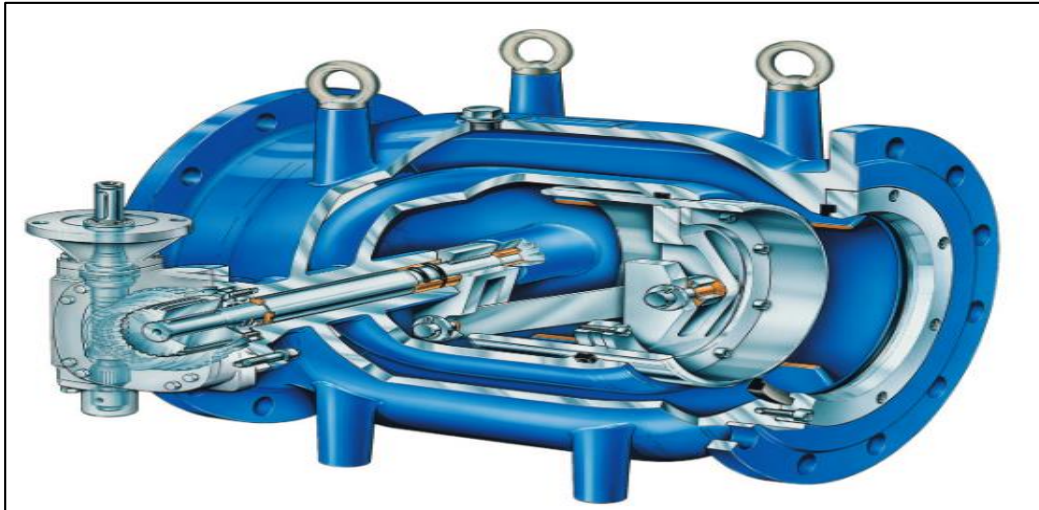
*Esquemática del paso de flujo por cilindro ranurado*



**Nota:** Esquema de operación de la válvula de paso anular. Fuente: [www.comeval.es](http://www.comeval.es)

**Figura 16**

*Mecanismo biela- manivela de válvula de paso anular con cilindro ranurado*



*Nota: Esquema de mecanismo que utiliza la válvula de paso anular durante su operación.*

*Fuente: <https://docplayer.es/94535805-Vag-riko-valvula-de-paso-anular.html>*

Este movimiento es originado por un pistón que se encuentra conectado a un mecanismo biela-manivela, el mismo que puede ser operado de forma manual, con actuador eléctrico, neumático o hidráulico.

#### **1.5.14. Tanque hidroneumático**

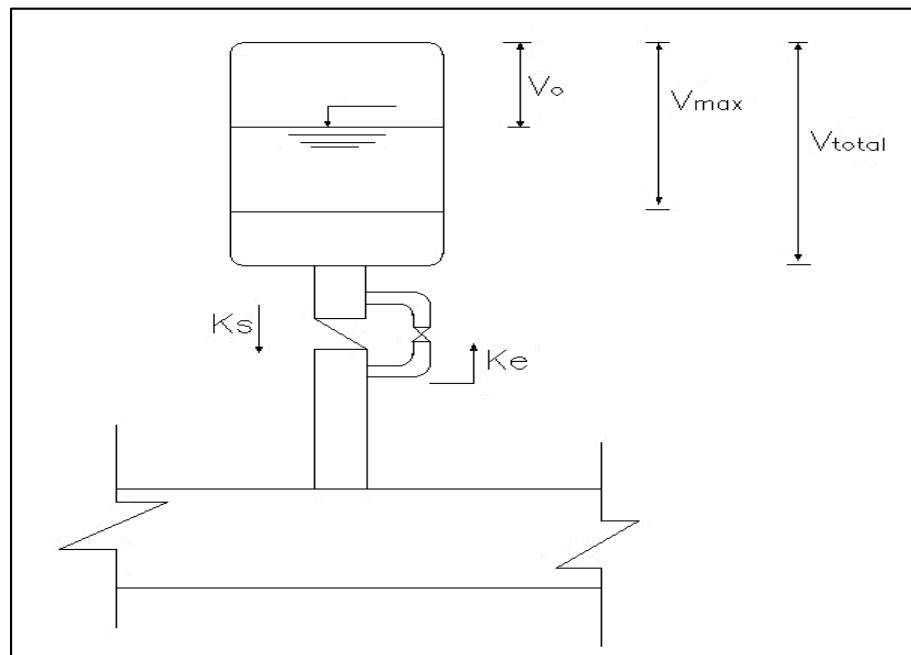
Contiene cierta cantidad de agua y aire comprimido el cual es suministrado por un compresor; existen dos tipos de tanques hidroneumáticos, el primero tiene en su interior una membrana elasto-plástica que permite mantener el aire comprimido aislado del agua, y el segundo por lo contrario no tiene dicha membrana, en donde el aire comprimido entra en contacto directo con el agua y por consecuentemente disminuye cierto porcentaje de aire por la razón que se incorpora en el fluido; tiene poca eficiencia en relación a la primera opción. En este estudio se trabajó con un tanque hidroneumático con membrana.

Los tanques hidroneumáticos son instalados mediante un bypass y tienen una válvula de paso y retorno en donde se define los coeficientes de pérdidas locales respectivamente.

Este dispositivo tiene el propósito de disipar la energía de presión mediante la liberación de aire comprimido cuando los valores de presión exceden el valor límite requerido para salvaguardar los elementos de un sistema hidráulico a presión durante la presencia de algún fenómeno de transitorios hidráulicos. Por otra parte, si existe presencia de presiones bajas durante estos fenómenos este proporciona un volumen de gas comprimido para remplazar la diferencia de volumen y presiones, es decir trabaja como un colchón amortiguador.

**Figura 17**

*Esquema de tanque hidroneumático*



**Nota;** *Esquema del tanque con los parámetros que se consideran para su diseño. Fuente: Manual de Agua Potable, Alcantarillado y Saneamiento de Comisión Nacional del Agua*

Donde:

$V_0$  = volumen del aire comprimido constante en condiciones normales de operación del sistema hidráulico.

$V_{max}$  = volumen máximo de aire comprimido

$V_{total}$  = Volumen total de tanque (aire comprimido más agua)

$K_e$  = pérdidas de carga en la unión con la tubería de derivación cuando el agua ingresa al tanque.

$K_s$  = pérdidas de carga en la unión con la tubería de derivación cuando el agua sale del tanque.

El diseño del tanque hidroneumático es iterativo en donde se requiere encontrar valores apropiados del volumen de aire comprimido  $V_0$  y el coeficiente de pérdidas de carga de entrada  $K_e$ . Estos parámetros permiten obtener el volumen total del tanque hidroneumático  $V_{total}$  manteniendo los valores de presiones máximas y mínimas dentro de los límites requeridos.

Se recomienda que el diámetro de la tubería de conexión entre tubería a presión y tanque debe tener entre 0,5 a 0,6 veces el diámetro de la línea principal.

#### ***1.5.15. Condiciones para la verificación de resultados en el sistema hidráulico***

- Se verificó que las sobrepresiones generadas en los diferentes escenarios críticos no superen el 20 % de la presión neta debida al flujo permanente. En el caso de este estudio la máxima presión no deberá alcanzar 246 m.c.a.
- Por otra parte el valor de presión máxima (246 m.c.a), se estimó en base a los resultados obtenidos en la tesis doctoral “ANALISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LAS TUBERIAS DE PRFV CON CAPA DE ARENA” (Ayala C. M., 2014), en donde confirma por medio de pruebas de laboratorio que, si una tubería de PRFV presenta fisuras

por algún golpe durante su transporte, instalación o cualquier otra eventualidad; esta tiende a reducir su capacidad de resistencia en un 60% en relación a la máxima capacidad, por ello los esfuerzos de sobrepresión máxima obtenidos mediante el análisis de transitorios hidráulicos debe ser menor o igual al 40% de la resistencia máxima la tubería PRFV.

Para ello se tiene como información preliminar que la tubería de PRFV durante su fabricación es sometida a ensayos de resistencia a presiones entre 2.5PN a 3PN. (AseTUB, 2016). Considerando estos valores se utilizó en este estudio el más desfavorable, es decir 2,5PN a fin de incrementar el factor de seguridad de la tubería a presión del sistema hidráulico. Considerando PN25 para la tubería de mayor sollicitación se obtuvo una resistencia máxima igual a  $2,5 \times 250 \text{ m.c.a} = 625 \text{ m.c.a}$ .

Aplicando el criterio descrito anteriormente, se determinó el 40% de la presión máxima la misma que es igual 250 m.c.a, con la finalidad de obtener la presión máxima admisible para la tubería de PRFV del sistema hidráulico a presión de la central hidroeléctrica Pusuno I durante la presencia de los transitorios hidráulicos.

#### ***1.5.16. Tipos de flujos***

Antes de definir los tipos de flujo es importante destacar que estos dependen de las condiciones de las propiedades del movimiento del fluido como presión, velocidad, temperatura. Por tanto, existen dos tipos de flujos:

##### **1.5.16.1. Flujo estacionario o permanente**

Este flujo se encuentra presente en una tubería cuando no existe variación de las propiedades de movimiento principalmente las que se muestra a continuación, es decir, cuando las condiciones de operación del conducto permanecen constantes, lo cual se puede expresar de la siguiente forma:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = 0, \frac{\partial p}{\partial t} = 0, \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$$

Donde:

$\frac{\partial v}{\partial t}$  = Variación de velocidad en el tiempo

$\frac{\partial p}{\partial t}$  = Variación de presión en el tiempo

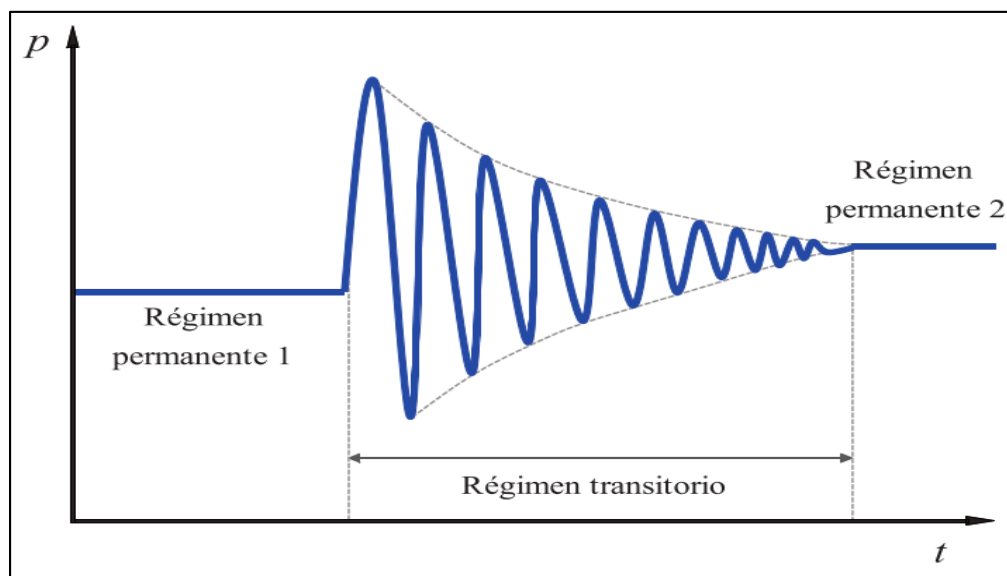
$\frac{\partial \rho}{\partial t}$  = Variación de densidad del fluido en el tiempo

### 1.5.16.2. Flujo transitorio

Se presenta por alguna alteración fortuita en el interior de la tubería, por ejemplo, en el sistema de conducción a presión de una central hidroeléctrica durante el cierre emergente de las válvulas, rechazo de carga, cierre rápido de los álabes de la turbina, etc. Esto produce que las propiedades de movimiento del flujo sean variables entre dos regímenes permanentes.

**Figura 18**

*Régimen hidráulico a presión variable o no estacionario*



**Nota:** Representación de la ocurrencia de los transitorios hidráulicos en un sistema presurizado.  
 Fuente: Transitorios hidráulicos: del régimen estacionario al golpe de ariete

### **Causas del Flujo Transitorio**

Generalmente el origen del flujo transitorio se desarrolla por la operación de los dispositivos hidromecánicos (válvulas, turbinas, etc.), lo cual genera una perturbación súbita de las propiedades de movimiento del flujo. Entre las causas más trascendentales dentro de un sistema de conducción a presión de una central hidroeléctrica se presenta la siguientes:

- Entrada / rechazo de carga.
- Operación inapropiada (o falla) de los sistemas de control o de alivio de presiones.
- Operaciones de cierre o apertura en turbinas.

Por ello existe una clasificación que considera la rapidez con la que ocurre los cambios en las propiedades de movimiento del flujo.

### **Clasificación de transitorios hidráulicos**

En una tubería a presión durante su operación pueden presentarse varios fenómenos que tienden a desarrollar fuerzas de presión y de elasticidad, las mismas que hacen que su estudio sea complejo (Sotelo, 1987). Por lo cual existe una forma de clasificar a los transitorios considerando la rapidez de ocurrencia del fenómeno, como se observa a continuación:

- ***Flujo Transitorio lento o cuasi estático***

Este flujo se origina cuando las variaciones de los caudales y presiones cambian de forma lenta, siendo así las fuerzas que causan las aceleraciones temporales no son importantes en relación a las demás fuerzas que intervienen en la operación del sistema. Para el análisis de este flujo se considera un modelo estático. (Abreu, Garuga, & Izquierdo, 1995)

- ***Flujo transitorio rápido***

Es consecuencia del cambio repentino de los caudales y presiones en la tubería, pero no originan modificaciones importantes en la energía elástica y por ello se debe considerar un modelo rígido para su análisis. (Abreu, Guarga, & Izquierdo, 1995)

- ***Flujo transitorio muy rápido (Golpe de ariete)***

Se desarrolla perturbaciones instantáneas de presiones y por consiguiente se origina variaciones significativas en la energía elástica (energía de presión) acumulada en la tubería. El modelo que se debe utilizar es el modelo elástico. (Abreu, Guarga, & Izquierdo, 1995).

### **Celeridad de Onda**

Es también definida como velocidad de propagación de onda de presión en una tubería cuando existe la presencia de fenómenos denominados transitorios hidráulicos. Dentro de este estudio se utilizan dos expresiones, los parámetros para su cálculo dependen fundamentalmente de las características geométrica y mecánicas de la tubería a presión.

- ***Ecuación de celeridad para tubería de PRFV***

Fue obtenida en los manuales de PAVCO (fabricante):

$$a = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{g} * \left[ \frac{1}{10^9 E_w} + \frac{d}{t} * \frac{1}{10^9 E_p} \right]}}$$

Donde:

a= celeridad de onda (m/s).

$\rho$ = peso específico del agua (Kg/m<sup>3</sup>).

$E_w$ = módulo de elasticidad de agua GPa.

$E_p$ = módulo de elasticidad circunferencial del tubo GPa.

g= gravedad (m/s<sup>2</sup>)



d = diámetro interior de la tubería (mm)

t= espesor de pared del tubo (mm)

- ***Ecuación de celeridad propuesta por Allievi usada en la tubería de acero***

$$a = \frac{9900}{\sqrt{\left[48,3 + \frac{10^{10}}{\varepsilon} * \frac{D}{e}\right]}}$$

Donde:

a= celeridad de onda (m/s).

$\varepsilon$  = módulo de elasticidad de agua Kg/m<sup>2</sup>.

D = diámetro interior de la tubería (mm)

e= espesor de pared del tubo (mm)

Esta ecuación considera libre expansión radial.

### **1.5.16.3. Tiempo para verificar el tipo de transitorio**

Esto significa que el tiempo de cierre de la válvula es igual a 0

### **1.5.16.4. Tiempo característico TC**

Es definido por la relación de dos veces la longitud de la tubería (L) entre la velocidad de onda (a). esto permite clasificar la velocidad relativa de maniobra que produce el transitorio hidráulico, es decir, es empleado para lograr diferenciar si el transitorio se origina en un tiempo rápido, gradual o lento.

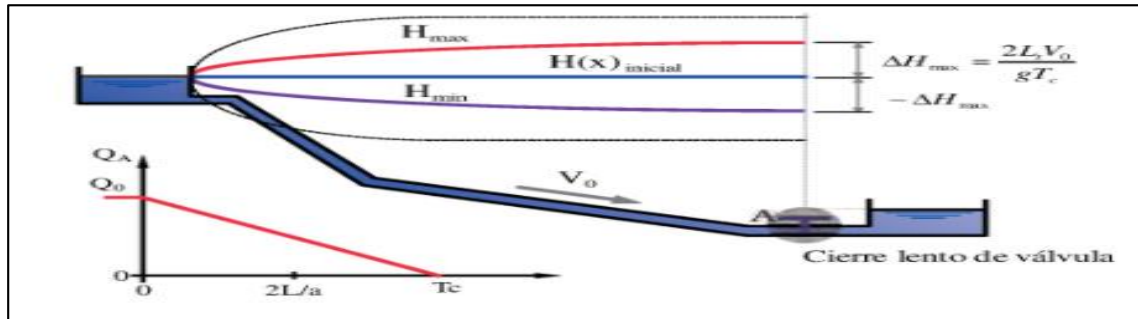
$$TC = \frac{2L}{a}$$

### 1.5.16.5. Tiempo de cierre lento

Este se origina cuando el tiempo de cierre de la válvula ( $T_c$ ) es menor que el tiempo característico ( $T_C$ ), es decir  $T_c > T_C$

**Figura 19**

*Gráfica que representa el cierre lento de la válvula*



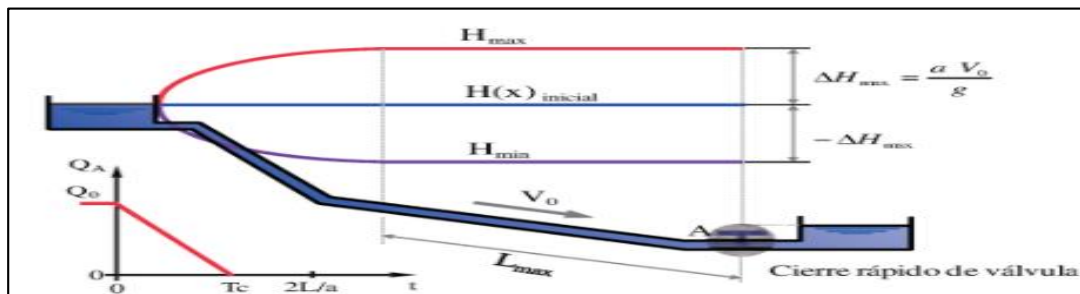
**Nota:** Gráfica que permite definir si el transitorio hidráulico es lento. Fuente: Transitorios hidráulicos: del régimen estacionario al golpe de ariete

### 1.5.16.6. Tiempo de cierre rápido

Se presenta cuando el tiempo de cierre de la válvula ( $T_c$ ) es menor a comparación del tiempo característico ( $T_C$ ), es decir,  $0 < T_c < T_C$

**Figura 20**

*Gráfica que representa el cierre rápido de la válvula*



**Nota:** Gráfica que permite definir si el transitorio hidráulico es rápido. Fuente: Transitorios hidráulicos: del régimen estacionario al golpe de ariete

### ***1.5.17. Fenómeno golpe de ariete o Pulso de Joukowski***

Es el cambio de repentino de energía cinética a energía elástica (presión), cuando se originan cambios bruscos en la operación de los elementos de control de un sistema presurizado. Estos cambios bruscos en las centrales hidroeléctricas se originan por las paradas emergentes, es decir se presenta cuando el tiempo característico (TC) del sistema hidráulico a presión es mayor que el tiempo de cierre (tc) del elemento de control. Existe una expresión que permite determinar el valor del pulso Joukowski la misma que es:

$$\Delta H = C \cdot \frac{V_o}{g}$$

**Donde:**

$\Delta H$ = Incremento de presión (m)

C= Velocidad de onda (m/s)

$V_o$ = Velocidad media de fluido

g= Gravedad (m/s<sup>2</sup>)

### ***1.5.18. Software Bentley HAMMER***

Este software tiene como propósito principal simular los fenómenos transitorios hidráulicos en los sistemas de conducción a presión, está enfocado para el análisis de golpe de ariete que ocurren en estos sistemas, este software utiliza el método de las características MC para convertir las ecuaciones diferenciales parciales de Navier-Stokes y de continuidad en ecuaciones diferenciales ordinarias, las mismas que son resueltas algebraicamente a lo largo de las líneas características y con ello encontrar las variables dependientes tanto caudal como presión a lo largo de cualquier sistema de conducción a presión. Es preciso decir que es amigable para el usuario dado que permite introducir la información de cada uno de los componentes del sistema de una forma sencilla. Esto se lo podrá observar de forma detallada en el capítulo III.

## CAPÍTULO II

### DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA PUSUNO

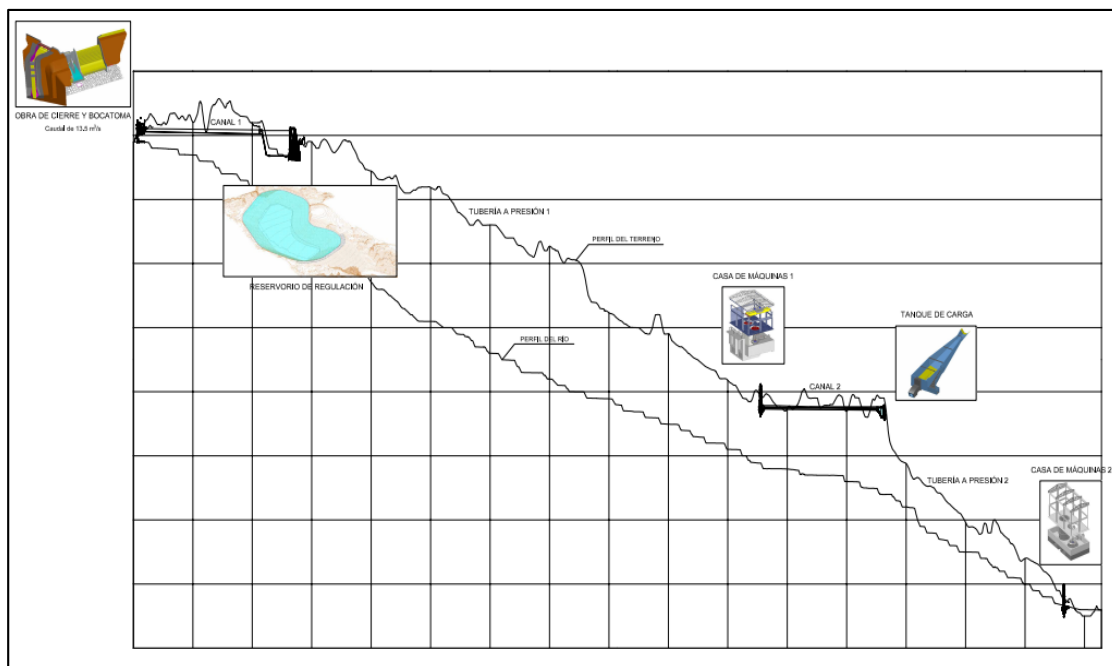
#### 2.1. Aspectos generales de la Central Hidroeléctrica Pusuno.

Elit Energy es la empresa que ha propuesto el diseño y la ejecución de la Central Hidroeléctrica Pusuno I y II, a fin de generar energía eléctrica renovable aprovechando las aguas del río Pusuno.

Los estudios hidrológicos reflejan que el río Pusuno tiene un caudal medio de 19 m<sup>3</sup>/s del cual es utilizado un caudal de 12 m<sup>3</sup>/s por la central hidroeléctrica con el objetivo de producir 224 GW/h/año. La Central hidroeléctrica está compuesta por dos centrales en cascada.

**Figura 21**

*Central Hidroeléctrica Pusuno*



*Nota: Esquema general de la de la central hidroeléctrica Pusuno. Fuente: Relatoría técnica del proyecto de la central hidroeléctrica Pusuno*

### **2.1.1. Central Hidroeléctrica Pusuno I**

Esta central se encuentra equipada de dos generadores con una potencia nominal de 11.000 KVA

- **Obra de captación tipo azud** la cresta ubicada en la cota 750 msnm.
- **Canal de conducción 1**, de sección trapezoidal que lleva las aguas del río Pusuno desde la obra de captación hasta el reservorio de regulación.
- **Reservorio de regulación**, la presa fue construida con el material del sitio, esta obra permite regular los caudales de forma horaria y tiene una capacidad aproximada de 500.000 m<sup>3</sup> a la cota 753.83 msnm, posee un desagüe en el fondo para vaciados programados, además un vertedero de 9 metros de longitud y la cota de la cresta es 753.83 msnm con la finalidad de descargar eventuales caudales que ingresen por la bocatoma, finalmente la derivación de los caudales para la tubería a presión 1 se realiza mediante una bocatoma de 21 metros de altura, ubicada en el extremo derecho del reservorio.
- **Tubería a presión I de PRFV**, aproximadamente tiene una longitud de 3932 metros, donde el eje de la tubería a presión que conecta con el reservorio se ubica sobre la cota 735.2 msnm y el eje que conecta a las turbinas en la casa de máquina 1 se ubica en la cota 537.03 msnm, esta tubería se encuentra dividida en 3 tramos debida a su variación de diámetro como se expone a continuación.

**Tabla 2***Dimensiones de tubería de PRFV de presión de la central Pusuno I*

Descripción	Símbolo	Cantidad	Unidad
Caudal de Diseño	Q	12	m <sup>3</sup> /s
No de tramos	n	3	u
Longitud 1(PRFV)	L1	1375	m
Diámetro 1	Φ1	2,4	m
Longitud 2(PRFV)	L2	1279	m
Diámetro 2	Φ2	2,3	m
Longitud 3(PRFV)	L3	1278	m
Diámetro 3	Φ3	2,2	m
Longitud Total (PRFV)	LT	3932	m

**Nota:** Resumen de longitudes diámetros de tubería a presión y caudal que es transportado.  
**Fuente:** Relatoría técnica del proyecto de la central hidroeléctrica Pusuno.

Los valores de la celeridad para el análisis de los transitorios hidráulicos fueron proporcionados por los fabricantes de la tubería a presión de PRFV.

**Tabla 3***Celeridad de onda de las diferentes tuberías de PRFV en la central Hidroeléctrica Pusuno I*

Diámetro	Presión Nominal	Celeridad de Onda
mm	PN	m/s
2400	6	320.63
2400	10	396.69
2300	10	395.28
2300	16	484.05
2200	16	485.50
2200	20	362.36
2200	25	375.24
Celeridad promedio		402,82

**Nota:** Celeridad de onda dato importante para la simulación de los transitorios hidráulicos.  
**Fuente:** Relatoría técnica del proyecto de la central hidroeléctrica Pusuno

- **Casa de máquinas 1**, se encuentra sectorizada con un área de montaje provista por un puente grúa de 65t; área de control con dispositivos electrónicos como paneles de control; área de unidades, la cual está compuesta principalmente por 2 turbinas Francis de eje horizontal con una potencia nominal de 11.3 MW cada una y la velocidad nominal de rotación de estas es 720 rpm, cada una de estas turbinas cuenta con 2 generadores con capacidad de 11 MVA con válvulas de guardia; y obras de restitución de las aguas turbinadas.

**Tabla 4**

*Niveles más representativos de la casa de máquinas*

Descripción	Nivel
Piso Principal	540.30 msnm
Piso de Generadores	536.38 msnm
Eje de Turbinas	537.03 msnm
Piso de Válvulas	535.73 msnm
Nivel en descarga con 2 unidades al 100%	538.84 msnm
Nivel en descarga con 1 unidad al 50%	538.03 msnm

*Nota: Cotas de elevación datos importantes para definir la carga neta del sistema hidráulico a presión. Fuente: Relatoría técnica del proyecto de la central hidroeléctrica Pusuno*

**2.1.1.1. Subestación 1**

Se encuentra localizada junto a la casa de máquinas 1, cuenta con un transformador de capacidad nominal de 26 MVA que permite el almacenamiento de energía generada por la casa de máquinas y la distribución al Sistema Nacional Interconectado (SNI).

### 2.1.2. Central Pusuno II

Esta central se encuentra equipada de dos generadores con una potencia nominal de 8.000 KVA

Utiliza las aguas turbinadas que salen de la casa de máquinas 1, con un caudal de 12 m<sup>3</sup>/s aproximadamente, el mismo que es transportado por un canal de conducción trapezoidal 2 hacia el tanque de carga.

El tanque de carga, tiene un volumen de 2915 m<sup>3</sup>, el mismo que es suficiente para cumplir con las necesidades de la turbina bajo distintos escenarios de operación de la central.

- **Tubería a presión 2**, aproximadamente tiene una longitud de 1220 metros, es de material PRFV el eje de la tubería a presión que conecta el tanque de carga se ubica sobre la cota de 532.05msnm y el eje de las turbinas en casa de máquinas es 381.52 msnm. De la misma manera que la tubería a presión 1 esta se divide en 3 tramos con diferentes diámetros.

**Tabla 5**

*Dimensiones de tubería de PRFV de presión de la central Pusuno II*

Descripción	Símbolo	Cantidad	Unidad
Caudal de Diseño	Q	12,0	m <sup>3</sup> /s
No de tramos	n	3	u
Longitud 1(PRFV)	L1	493	m
Diámetro 1	Φ1	2,40	m
Longitud 2(PRFV)	L2	487	m
Diámetro 2	Φ2	2,30	m
Longitud 3(PRFV)	L3	539	m
Diámetro 3	Φ3	2,20	m

**Nota:** Resumen de longitudes diámetros de tubería a presión y caudal que es transportado.

*Fuente: Relatoría técnica del proyecto de la central hidroeléctrica Pusuno.*

- **Casa de máquinas 2**, se encuentra sectorizada con un área de montaje provista por un puente grúa de 45t; área de control con dispositivos electrónicos como paneles de control; área de unidades, la cual está compuesta principalmente por 2 turbinas Francis de eje horizontal que tienen una potencia nominal de 8.36 MW individualmente y una velocidad



nominal de rotación de 720 rpm, cada una de estas turbinas cuenta con 2 generadores con capacidad de 8 MW y una válvulas de guardia; y área de descarga en donde existe un canal de descarga para el vaciado de las aguas turbinadas.

**Tabla 6**

*Niveles más representativos de la casa de máquinas 2*

Descripción	Nivel
• Piso Principal	387.60 msnm
• Piso de Generadores	380.94 msnm
• Eje de Turbinas	381.52 msnm
• Piso de Válvulas	379.72 msnm

*Nota: Cotas de elevación dato importante para definir la carga neta del sistema hidráulico a presión en caso que se requiera analizar la central II. Fuente: Relatoría técnica del proyecto de la central hidroeléctrica Pusuno.*

### **2.1.2.1. Subestación 2**

Se encuentra localizada junto a la casa de máquinas 2, cuenta con un transformador de capacidad nominal de 20 MVA que permite el almacenamiento de energía generada por la casa de máquinas y la distribución al Sistema Nacional Interconectado (SNI).

### **2.1.3. Línea de transmisión 1 y 2**

Posee un voltaje nominal de 138 KW y tiene una longitud de 26 Km, el punto de partida es desde la subestación 2 que conecta la subestación 1 y consecuentemente a la subestación de seccionamiento Puerto Napo.

## **2.2. Información base para el estudio del sistema hidráulico de la Central Hidroeléctrica Pusuno I**

Dado que la central hidroeléctrica Pusuno I ya se encuentra construida y en operación, Elit Energy ha facilitado la información base que se requiere para el desarrollo del proyecto técnico.

Planos de detalle del reservorio, tubería a presión 1, casa de máquinas 1 y obra de restitución.

Estos planos son importantes para el estudio debido a que nos proporciona las dimensiones de la tubería a presión, cotas de elevación, longitudes y pendientes. Ver en (ANEXO 1).

### **Tubería a presión 1 de PRFV**

Para tener una mejor ilustración de como el conducto a presión se encuentra distribuido, se ha elaborado una tabla resumen (ANEXO 2 Y 3) en donde se identifica los cambios de dirección en determinadas abscisas, acotando a esto se presentan también los diferentes accesorios con sus respectivos coeficientes de perdidas locales, dispositivos hidráulicos y soportes que contribuyen al buen funcionamiento del sistema.

### **Especificaciones técnicas de la turbina**

**Tabla 7**

#### *Especificaciones técnicas de la turbina*

Descripción	Unidades	Valor
Velocidad de rotación sincrónica o nominal	rpm	720
Inercia del generador	T-m <sup>2</sup>	61
Inercia de la turbina	T-m <sup>2</sup>	15,25
Velocidad específica (ms) en el sistema internacional); $(n_s = (N * Pot^{(1/2)}) / H^{(5/4)})$	N=RPM; Pot=Kw; H=m	112,3
Velocidad específica (nq) en el sistema inglés; $(n_q = (N * Qt^{(1/2)}) / H^{(3/4)})$	N=RPM; Qt=m <sup>3</sup> /s; H=m	32,22
Diámetro de la entrada de la turbina	mm	1100
Eficiencia de la turbina	%	92,7
Potencia	MW	11,3
Número de unidades	Unidad	2
Velocidad de embalamiento	rpm	1267

**Nota:** Información importante que permite calibrar modelo matemático tanto para flujo permanente con transitorio . Fuente: Relatoría técnica del proyecto de la central hidroeléctrica Pusuno

**Especificaciones generales de las válvulas de control (mariposas)**

**Tabla 8**

*Parámetros fijos de válvulas mariposas*

Descripción	Unidades	Valor
Diámetro nominal	mm	1100
Coefficiente de pérdida en válvula 100% abierta	-	0,5
Número de unidades	Unidad	2

**Nota:** Información importante que permite calibrar modelo matemático tanto para flujo permanente con transitorio. Fuente: Relatoría técnica del proyecto de la central hidroeléctrica Pusuno

## CAPÍTULO III

### BASE TEÓRICA PARA EL ANÁLISIS Y MODELAMIENTO DEL SISTEMA A

#### PRESIÓN DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA PUSUNO I.

##### 3.1. Fundamentos teóricos de flujo permanente.

Como se conoce, para que un sistema a presión opere en condiciones normales se requiere que el flujo sea permanente con la finalidad de trabajar con los principios fundamentales de la hidráulica de este tipo de flujo.

##### 3.1.1. Ecuación de continuidad conservación de la masa flujo permanente

Este principio determina que, dentro de las condiciones de operación normal de un sistema hidráulico, el flujo va a ser permanente e incompresible y se mantendrán constantes a lo largo de la tubería

$$Q=V*A= \text{constante}$$

$$V_1 * A_1 = V_2 * A_2$$

Donde:

Q= caudal ( $\frac{m^3}{s}$ )

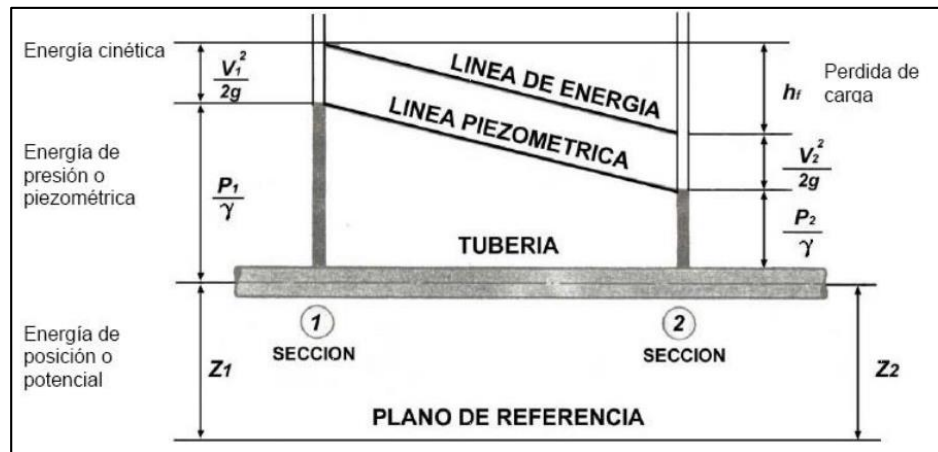
V= velocidad media ( $\frac{m}{s}$ )

A= área de la sección transversal de la tubería  $m^2$

##### 3.1.2. Ecuación de conservación de energía flujo permanente

**Figura 22**

*Representación gráfica de un tramo tubería a presión*



**Nota:** Esquema de tubería a presión con la línea de energía total y piezométrica considerando la pérdida de carga longitudinal y locales. Fuente: <https://arvengtraining.com/wp-content/uploads/2016/06/PDI-NOTAS-DE-ESTUDIO-PRUEBA.pdf>

Al igual que la ley de conservación de masa, la energía permanece constante, pero se debe tomar en cuenta que todo sistema hidráulico se puede presentar pérdidas locales y por fricción; esto se lo puede apreciar de mejor forma mediante la ecuación de Bernoulli:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \sum h_{p(1-2)}$$

$$H_1 = Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g}$$

$$H_2 = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g}$$

$$\sum h_{p(1-2)} = H_1 - H_2$$

Donde:

$Z_1$  = Carga de posición en la sección 1

$\frac{P_1}{\gamma}$  = carga de presión en la sección 1

$\frac{V_1}{2g}$  = carga de velocidad en la sección 1

$Z_2$  = Carga de posición en la sección 2

$\frac{P_2}{\gamma}$  = carga de presión en la sección 2

$\frac{V_2}{2g}$  = carga de velocidad en la sección 2

$h_p = h_f + h_l$  pérdidas de fricción + pérdidas locales

### 3.1.2.1. Pérdidas locales

estas pérdidas son determinadas mediante la siguiente expresión:

$$h_f = K \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

K= coeficiente de fricción del accesorio localizado en la tubería.

V= velocidad media del flujo en la tubería

g= gravedad

Con todas estas expresiones mencionadas anteriormente se puede determinar las presiones a lo largo de la tubería a presión. Cuando el sistema hidráulico funciona en condiciones normales para el caudal de diseño.

### Coeficientes de pérdidas locales

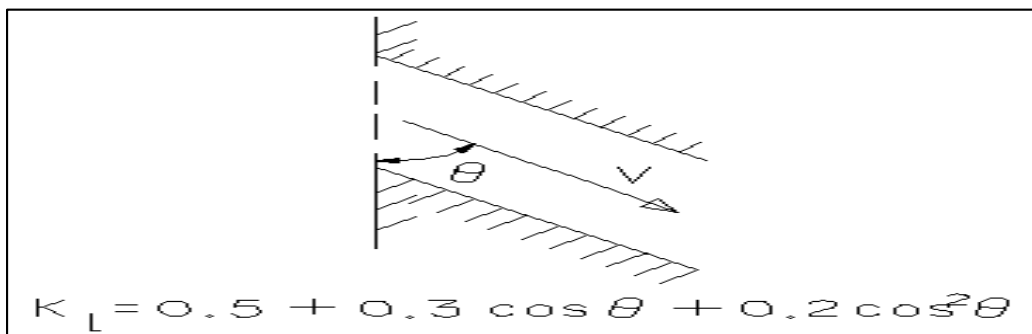
Para la determinación de estos coeficientes de pérdidas se consideró la siguiente metodología que se recopiló la literatura del Manual de Diseño de Obras Civiles de la Comisión de Electricidad de México, Capítulo A.2.3 Conducciones a Presión.

- **Coeficientes pérdidas locales para entrada inclinada**

Este coeficiente se determina con la ecuación siguiente en donde se considera como dato principal el ángulo ( $\theta$ ) de entrada a la tubería de derivación.

**Figura 23**

*Coeficiente de pérdida para entrada inclinada.*



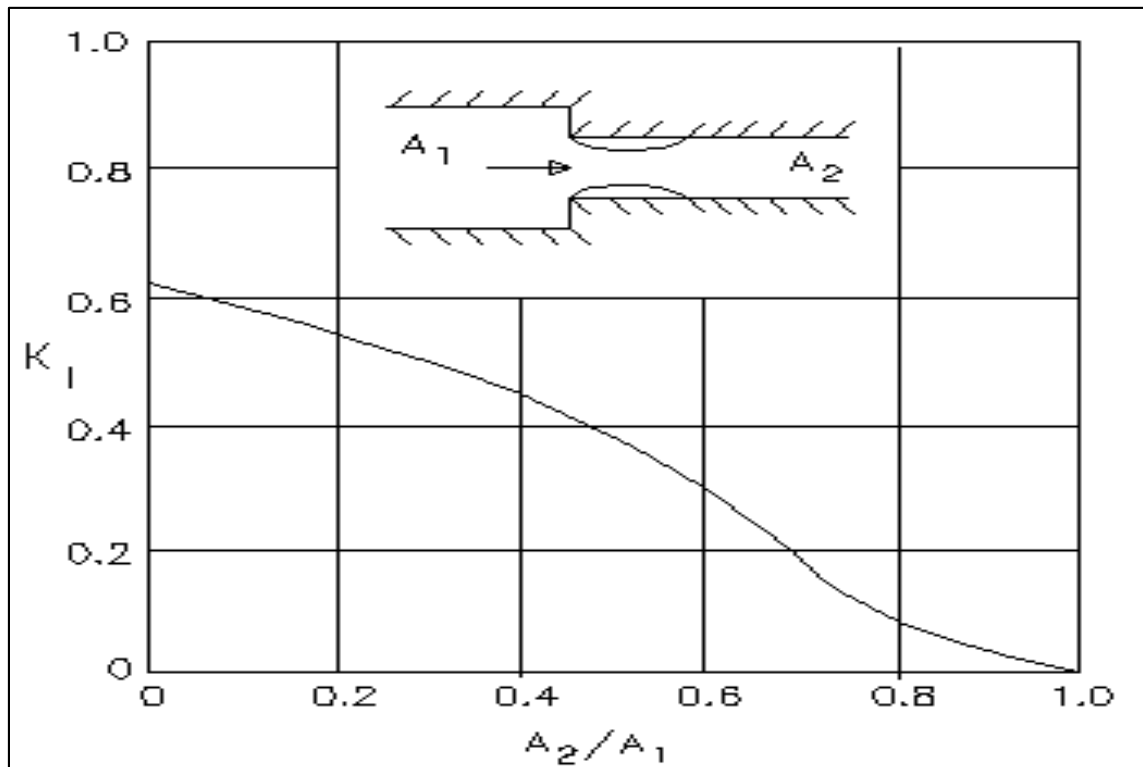
**Nota:** Ecuación que permite determinar el coeficiente de pérdida local por derivación o entrada inclinada. Fuente: Manual de Diseño de Obras Civiles de la Comisión de Electricidad de México, Capítulo A.2.3 Conducciones a Presión

- **Coeficientes pérdidas locales para reducción brusca ( $K_{12}$ )**

El parámetro que se considera en la figura 35, para la determinación de este coeficiente es la relación que existe entre la sección transversal de la tubería pequeña y la sección transversal de la tubería grande, es decir:  $A_2/A_1$ .

**Figura 24**

*Coefficiente de pérdida para una reducción brusca.*



**Nota:** *Grafica que permite determinar el coeficiente de pérdida local por contracción brusca en función de la relación entre las secciones donde se origina la contracción. Fuente: Manual de Diseño de Obras Civiles de la Comisión de Electricidad de México, Capítulo A.2.3 Conducciones a Presión*

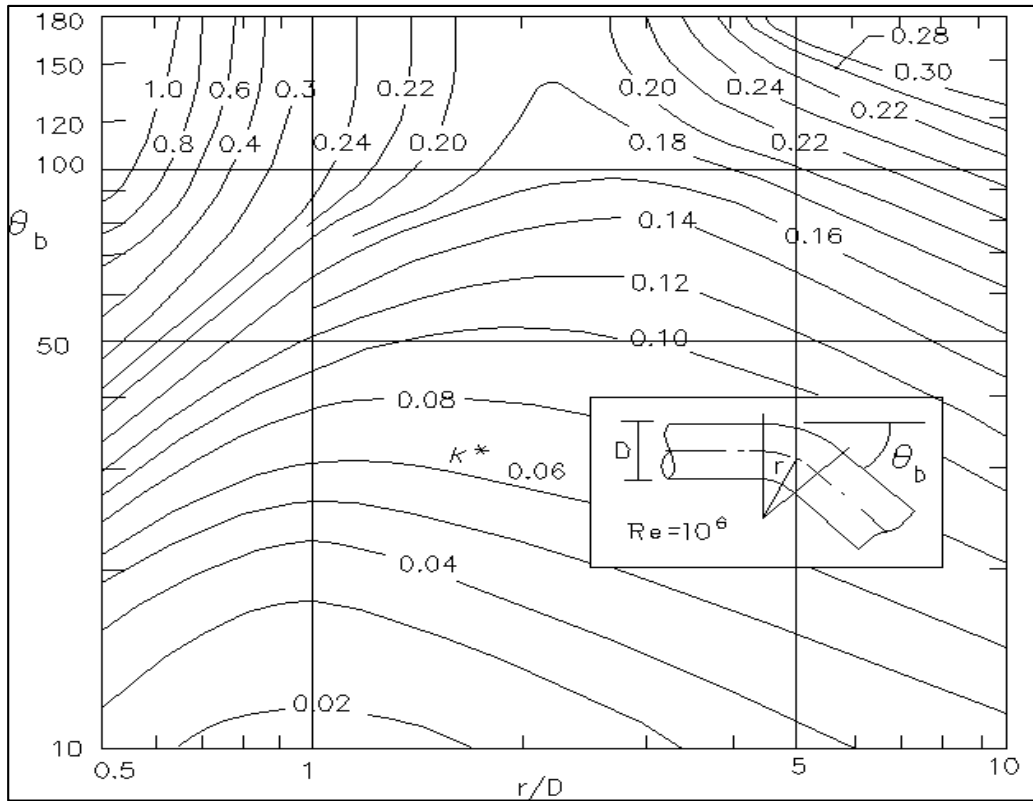
- ***Coefficientes pérdidas locales para cambio de dirección***

Para la determinación de este coeficiente de pérdidas básico  $K^*$  se debe tener como información base: el diámetro de la tubería ( $D$ ), ángulo de cambio de dirección ( $\Theta$ ) y el radio de curvatura ( $r$ ). **La figura 26** permite determinar el valor de este coeficiente de pérdidas básico en función de la información anterior.



**Figura 25**

*Coefficiente de pérdida básico,  $K^*$ , para curva circular de área constante.*



*Nota: Gráfica que permite determinar el coeficiente de pérdida local básico para curva circular de área constante, en función de la relación entre el radio de curvatura y el diámetro de la tubería, adicionalmente el ángulo del cambio de dirección. Fuente: Manual de Diseño de Obras Civiles de la Comisión de Electricidad de México, Capítulo A.2.3 Conducciones a Presión*

Es importante aclarar que el valor obtenido mediante este gráfico debe ser corregido en el caso que el número de Reynolds sea diferente de  $10^6$ . Esta corrección consiste en afectar al coeficiente de pérdidas básico de la siguiente forma:

$$K_{l3} = K^* C_{rc} C_0$$

Donde:

$K_{l3}$  = coeficiente de pérdida corregido por cambio de dirección

$K^*$  = coeficiente de pérdida básico

$C_0$  = factor corrección para la longitud de la tubería a la salida de la curva, menor de 30 veces el diámetro.

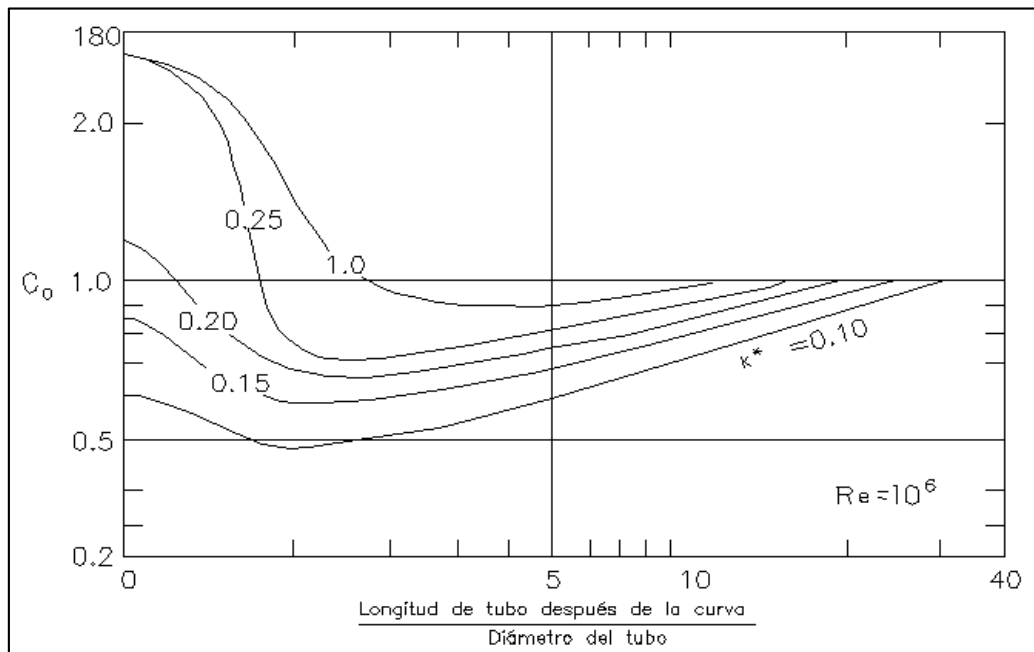
$C_{rc}$  =factor de corrección para número de Reynolds distinto de  $10^6$

- **Factor de corrección  $C_0$ , para longitudes de la tubería a la salida de la curva menores a 30 veces el diámetro.**

Este valor se obtiene con la **figura 27** a partir del coeficiente de pérdida básico y la relación entre la relación de la longitud del tubo después de la curva y su diámetro.

**Figura 26**

*Factor de corrección  $C_0$  por longitud de tubería después de la curva*



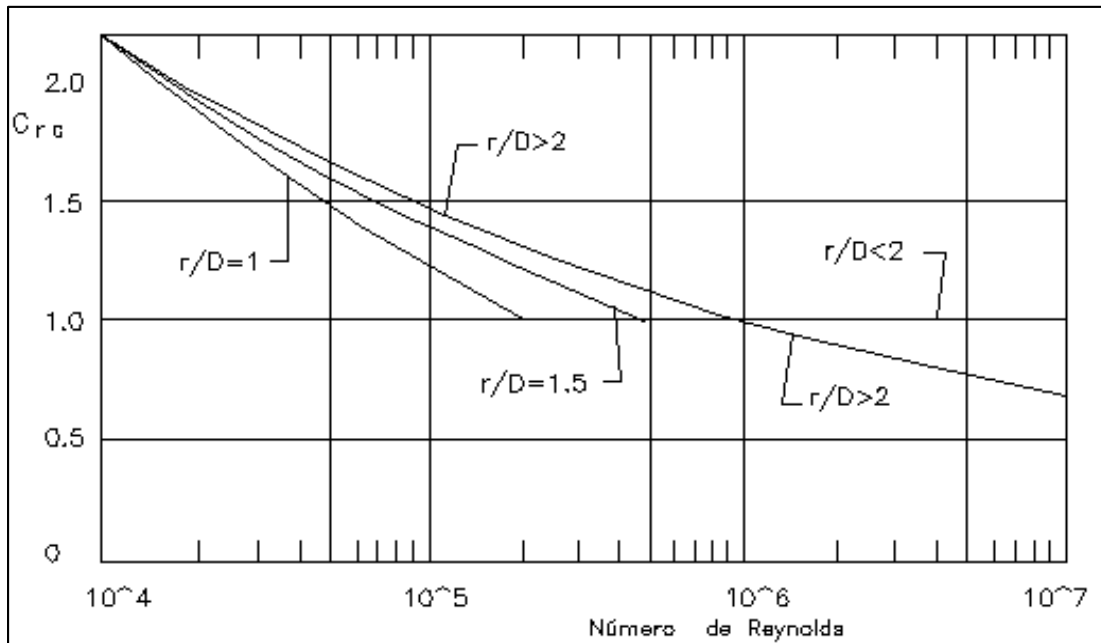
**Nota:** Factor que permite corregir el coeficiente de pérdida local básico para curva circular de área constante considerando la longitud de la tubería después del cambio de dirección.  
Fuente: Manual de Diseño de Obras Civiles de la Comisión de Electricidad de México, Capítulo A.2.3 Conducciones a Presión

- **Factor de corrección  $C_{rc}$  para número de Reynolds distinto de  $10^6$ .**

Este valor se adquiere con la **figura 28** a partir para número de Reynolds y la relación entre el radio de curvatura y diámetro de la tubería.

**Figura 27**

*Factor de corrección  $C_{rc}$ , para curvas circulares para números de Reynolds distintos de  $10^6$*



*Nota: Factor que permite corregir el coeficiente de pérdida local básico para curva circular de área constante considerando la relación entre el radio de curvatura y el diámetro de la tubería adicionalmente el número de Reynolds. Fuente: Manual de Diseño de Obras Civiles de la Comisión de Electricidad de México, Capítulo A.2.3 Conducciones a Presión*

- **Coefficientes pérdidas locales para Bifurcador**

Para la determinación del coeficiente se debe establecer la velocidad para la determinación de la pérdida de carga, debido a que el coeficiente  $K_a$  es utilizado para calcular con la velocidad en la sección principal ( $V$ ) en cambio  $K_a'$  se utiliza con la velocidad en sección menor ( $V_a$ ). Cabe mencionar que da los mismos resultados. Para el caso de estudio se utilizó  $K_a'$ .

**Tabla 9**

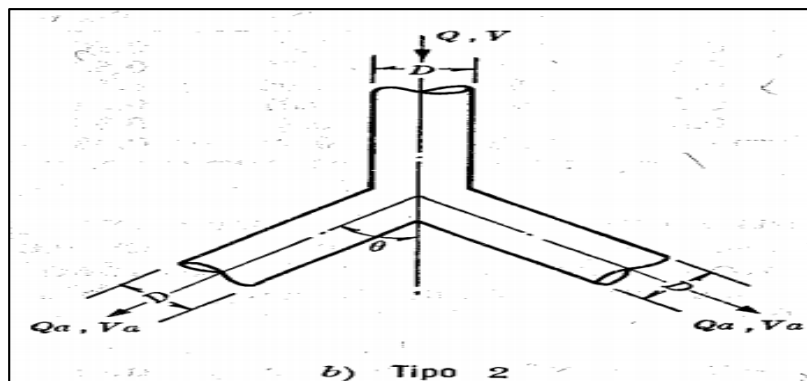
*Coefficiente de pérdidas para bifurcador tipo 2*

$\Theta$ (grados)	$K_a$	$K_a'$
10°	0,1	0,4
30°	0,3	1,2
45°	0,7	2,8
60°	1	4
90°	1,4	5,6

**Nota:** Permite determinar el coeficiente de pérdida local a la entrada del bifurcador el mismo que está en fusión del ángulo que forma los dos ramales. Fuente: Libro hidráulica general volumen 1 (Sotelo, 1987)

**Figura 28**

*Bifurcación tipo 2*



**Nota:** Esquema del tipo de bifurcador implantado en el sistema hidráulico. Fuente: libro hidráulica general volumen 1 (Sotelo, 1987)

- **Coeficiente de descarga**

Se determina mediante la siguiente expresión recomendada por Bentley Communities:

$$C_v = ((39.693 * d^4) / K)^{0.5}$$

**Donde:**

Cv = Coeficiente de descarga (cfs/ftH<sup>20</sup><sup>0.5</sup>)

d = Diámetro (ft)

K = Coeficiente de pérdidas locales

### **3.1.2.2. Pérdidas por fricción**

Son las que se producen al contacto del flujo con las paredes internas de la tubería; para el desarrollo de este proyecto de titulación se va a determinar mediante la ecuación de Darcy Weisbach:

$$h_f = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

Donde:

$f$  = coeficiente de fricción (el mismo que dependerá del número de Reynolds, diámetro de la tubería y rugosidad aparente)

L = longitud de la tubería

D = diámetro de la tubería

V = velocidad media del flujo en la tubería

g = gravedad

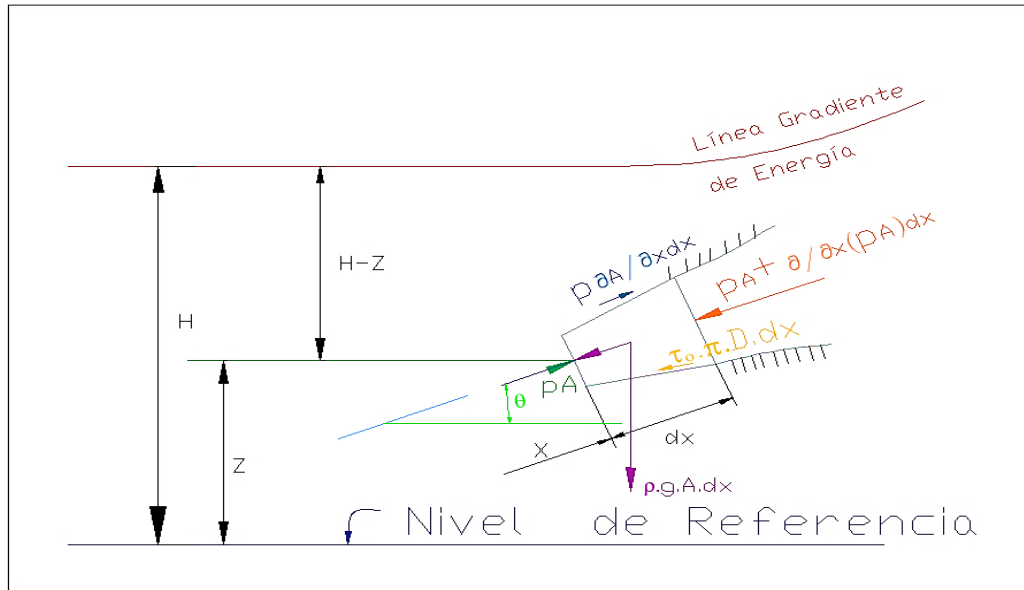
### 3.2. Fundamentos teóricos de los transitorios hidráulicos

#### 3.2.1.1. Ecuación dinámica o de momento para flujos transitorios

Se deriva a partir de la ecuación de movimiento o segunda ley de Newton, debido a que permite establecer un balance energético en un volumen de control de tubería a presión (figura 30), dado que esta ley afirma que la fuerza resultante que actúan sobre el volumen diferencial es igual a la masa por su aceleración (Benjamin y & Streeter, 1978); esto se lo puede apreciar de mejor manera a continuación:

**Figura 29**

*Volumen de control de una tubería a presión con solicitaciones actuantes*



**Nota:** Volumen de control permite definir la fuerzas que actúan sobre él y con ello aplicar la ecuación de la segunda ley de Newton. Fuente: Libro Fluid Transients - 1978 (Benjamin y & Streeter, 1978)

$$\sum F_x = ma$$

$$P_A - \left[ P_A + \frac{\partial(PA)dx}{\partial x} \right] - \tau_0 \pi D dx - \gamma A dx \sin \theta = \rho A dx \frac{dv}{dt}$$

Después de haber obtenido el balance energético de este volumen de control se procede a resolver mediante procesos matemáticos y la sustitución de algunos parámetros con la finalidad de obtener la siguiente expresión:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + g \sin \theta + \frac{fV^2}{2D} = 0 \rightarrow L1^*$$

Por lo general, esta ecuación de momento es expresada en términos de carga piezométrica y caudal reemplazando  $P = \rho g(H - z)$ ,  $V=Q/A$  respectivamente; obteniendo así L1

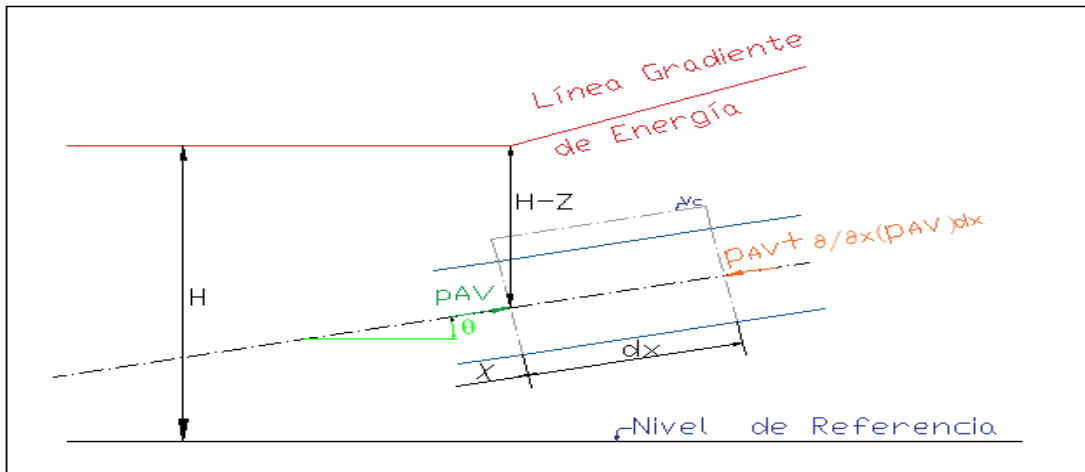
$$\frac{\partial Q}{A \partial t} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0 \rightarrow L1$$

### 3.2.2. Ecuación de continuidad para flujo transitorio

Esta ecuación parte del planteamiento de un volumen diferencial como el que se muestra en la figura 31, el cual permite definir un balance entre la masa de flujo entrante y la masa de flujo saliente mediante el teorema de transporte de Reynolds:

**Figura 30**

*Volumen diferencial de una tubería a presión*



**Nota:** Volumen diferencial de una tubería en donde se establece la cantidad de masa que entra y sale del mismo con la finalidad de obtener un balance energético aplicando el teorema del transporte de Reynolds. Fuente: Libro Fluid Transients (Benjamin y & Streeter, 1978)

Ecuación del teorema de Reynolds:

$$\frac{dmvc}{dt} = \sum_{n=1}^{Ne} me - \sum_{n=1}^{Ns} ms$$

$$\frac{dmvc}{dt} = \frac{\partial(\rho A dx)}{\partial t} = \rho A v - \rho A v - \frac{\partial}{\partial x}(\rho A v) dx$$

Tras resolver la ecuación anterior se tiene la expresión siguiente:

$$\frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (A)$$

Consecuentemente mediante procesos matemáticos es posible incorporar los conceptos de variación de sección en función del tiempo, módulo de compresibilidad del líquido, velocidad de propagación de onda como se observa a continuación. (Abreu, Cabrera, & Espert, 2012)

$$a = \sqrt{\frac{k/\rho}{1 + \frac{k}{E} \cdot \frac{D}{e}}}$$

Donde:

$a$  = Celeridad o velocidad de propagación de onda;       $e$  = espesor de pared de tubería;  
 $K$  = Módulo de compresibilidad de fluido;                       $D$  = Diámetro de la tubería a presión;  
 $E$  = Módulo de elasticidad de la tubería;                       $\rho$  = Densidad del fluido;

A fin de conseguir la expresión siguiente que permitirá resolver los transitorios hidráulicos.

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho \cdot a^2 \cdot \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \rightarrow L2^*$$

Por lo general, esta ecuación de momento es expresada en términos de carga piezométrica y caudal reemplazando  $P = \rho g(H - z)$ ,  $V=Q/A$  respectivamente; obteniendo así L2

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \rightarrow L2$$



## Fundamento matemático del paquete informático HAMMER

El software a utilizar considera el método de las características para la modelación de los fenómenos de propagación de onda en las tuberías, debido a la facilidad de introducir y modelar el comportamiento hidráulico de los diferentes dispositivos y condiciones de borde.

Con esta metodología las ecuaciones fundamentales que intervienen en el flujo transitorio (L1),(L2) son resueltas mediante su combinación e incorporando un multiplicador desconocido( $\lambda$ ) (Twyman, GOLPE DE ARIETE WATERHAMMER, 2005):

### **3.3. Teoría del método de las características para solución de ecuaciones de los transitorios con HAMMER.**

#### **3.3.1. Determinaciones de ecuaciones generales características positiva C+ y negativa C-**

Este método permite resolver las ecuaciones de momento (L1) y de continuidad (L2) mediante su combinación con ayuda de un multiplicador desconocido ( $\lambda$ ) el mismo que permite transformar a estas ecuaciones diferenciales parciales en ecuaciones parciales ordinarias, satisfaciendo la estructura de las derivadas totales, de las variables dependientes, caudal y carga piezométrica.

Para un mayor entendimiento, el procedimiento se lo puede visualizar a continuación:

$$0 = L1 + \lambda L2$$

$$0 = \left( \frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fQ|Q|}{2DA} \right) + \lambda \left( \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial X} \right)$$

Agrupamos los términos con variables semejantes:

$$0 = \left( \lambda \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial X} + \frac{\partial Q}{A \partial t} \right) + \lambda \left( \frac{gA}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} \right) + \frac{fQ|Q|}{2DA}$$

Para la obtención de la ecuación característica en forma de ecuación diferencial ordinaria debe satisfacer ( $\frac{dx}{dt} = \pm a$ ) para que se válida:

$$\begin{aligned}\frac{dx}{dt} &= \lambda \frac{a^2}{gA} = \frac{gA}{\lambda} \\ &= \frac{gA}{a} = \lambda \\ \frac{dx}{dt} &= \lambda \frac{a}{gA} = \pm a\end{aligned}$$

Considerando lo anteriormente explicado y el concepto de las derivadas totales se tiene la ecuación diferencial ordinaria general característica:

$$0 = \left( \lambda \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial X} + \frac{\partial Q}{A \partial t} \right) + \lambda \left( \frac{gA}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} \right) + \frac{fQ|Q|}{2DA}$$

$$0 = \left( \frac{dx}{dt} \frac{\partial Q}{\partial X} + \frac{\partial Q}{A \partial t} \right) \pm \frac{gA}{a} \left( \frac{dx}{dt} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} \right) + \frac{fQ|Q|}{2DA}$$

$$\frac{dQ}{dt} \pm \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0$$

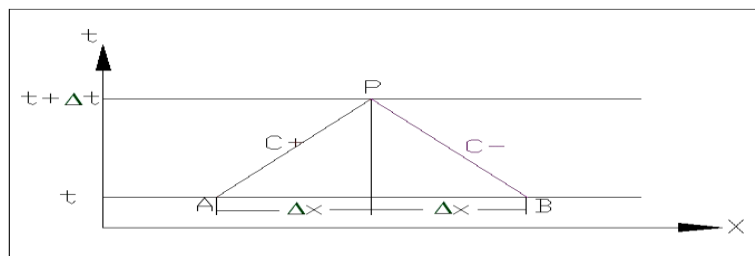
Lo cual esta ecuación permite presentar las ecuaciones características tanto positiva C+ como negativa C- de forma algebraica como se aprecia a continuación:

$$+ \frac{gA}{a} (HP - HA) + (QP - QA) + \frac{fQA|QA|\Delta t}{2DA} = 0 \rightarrow C+$$

$$- \frac{gA}{a} (HP - HA) + (QP - QA) + \frac{fQA|QA|\Delta t}{2DA} = 0 \rightarrow C-$$

**Figura 31**

*Plano posición versus tiempo*



**Nota:** Representación gráfica de la ecuaciones características tanto positiva como negativa.

Fuente: Applied Hydraulic Transients- (Chaudhry, 1979)

A continuación, se procede a despejar las variables dependientes carga piezométrica y caudal en el punto P:

VARIABLES DEPENDIENTES OBTENIDAS EN LA ECUACIÓN CARACTERÍSTICA C+

$$HP = HA - \frac{a}{gA} (QP - QA) - \frac{afQA|QA|\Delta t}{2gDA^2}$$

$$QP = QA - \frac{gA}{a} (HP - HA) - \frac{fQA|QA|\Delta t}{2DA}$$

Estas se pueden expresar de manera más compacta factorizándolas.

CARGA PIEZOMÉTRICA EN PUNTO P

$$HP = -\frac{a}{gA} QP + HA + QA \left( \frac{a}{gA} - \frac{af|QA|\Delta t}{2gDA^2} \right)$$

$$HP = -BQP + HA + QA(BQA - R|QA|)$$

$$HP = -BQP + CP$$

CAUDAL EN EL PUNTO P

$$QP = -\frac{gA}{a} HP + QA + \frac{gA}{a} HA - \frac{fQA|QA|\Delta t}{2DA}$$

$$QP = -BHP + QA + BHA - RQA|QA|$$

$$QP = -BHP + CP$$

VARIABLES DEPENDIENTES OBTENIDAS EN LA ECUACIÓN CARACTERÍSTICA C-

$$HP = HB + \frac{a}{gA} (QP - QB) + \frac{afQB|QB|\Delta t}{2gDA^2}$$

$$QP = QB + \frac{gA}{a} (HP - HB) + \frac{fQB|QB|\Delta t}{2DA}$$

### Ecuaciones características compactas

Carga piezométrica en punto P

$$HP = \frac{a}{gA} QP + HB + QB \left( \frac{a}{gA} - \frac{af|QA|\Delta t}{2gDA^2} \right)$$

$$HP = BQP + HB + QB(B - R|QA|)$$

$$HP = BQP + CM$$

Caudal en el punto P

$$QP = \frac{gA}{a} HP + QB - \frac{gA}{a} HB - \frac{fQB|QB|\Delta t}{2DA}$$

$$QP = BHP + QB - BHB - RQB|QB|$$

$$QP = BHP + CM$$

### Ecuaciones para determinar valores de HP y QP en puntos intermedios de la tubería

Con las expresiones anteriormente obtenidas se puede definir las ecuaciones que permiten determinar el valor de estas variables por ser ecuaciones de segundo grado, por tanto, se procede a igualar cada una de las ecuaciones:

$$HP = -BQP + CP \quad C +$$

$$QP = -BHP + CP \quad C +$$

$$HP = BQP + CM \quad C -$$

$$QP = BHP + CM \quad C -$$

$$-BQP = BQP$$

$$-BHP = BHP$$

$$HP = \frac{CP + CM}{2}$$

$$QP = \frac{CP + CM}{2}$$

Estas ecuaciones se pueden expresar de una forma más detallada reemplazando las constantes CP y CM:

$$HP = \frac{1}{2} [(HA + HB) + B(QA - QB) - R(QA|QA| - QB|QB|)]$$

$$HP = \frac{1}{2} \left[ (HA + HB) + \frac{a}{gA} (QA - QB) - \frac{af\Delta t}{2gDA^2} (QA|QA| - QB|QB|) \right]$$

$$QP = \frac{1}{2} [(QA + QB) + B(HA - HB) - R(QA|QA| + QB|QB|)]$$

$$QP = \frac{1}{2} \left[ (QA + QB) + \frac{gA}{a} (HA - HB) - \frac{f\Delta t}{2DA} (QA|QA| + QB|QB|) \right]$$

### **Condiciones de borde**

Son específicas para cada uno de los elementos de un sistema hidráulico que se encuentra conectado a la tubería produciendo efectos diferentes sobre la misma, por ello es importante describirlas:

- ***Condiciones de borde del reservorio***

Los reservorios generalmente tienen la capacidad de almacenar volúmenes de agua extremadamente grandes por esta razón la carga piezométrica se asume que es constante durante el tiempo de operación normal del sistema o en el caso de existir la presencia de algún fenómeno que produzca cambios en las condiciones del flujo dentro de la tubería. Esto implica que la carga piezométrica va a ser dato a lo largo del tiempo de simulación para el cálculo del caudal QP en el reservorio.

La ecuación con la cual se determina QP es la ecuación característica negativa C-

$$QP = \frac{gA}{a} HP + QB - \frac{gA}{a} HB - \frac{fQB|QB|\Delta t}{2DA}$$

- ***Condiciones de borde de válvulas de control***

Un sistema hidráulico de una central hidroeléctrica tiene la capacidad de suministrar un flujo de agua a la turbo-máquina evitando que exceda las condiciones máximas para las que fue diseñada y esto a su vez se logra con el cierre y apertura de la válvula ubicada al pie de la tubería. Por esta

razón, la variable dependiente que se deberá calcular es HP en la válvula tomando en cuenta que el caudal QP en la válvula es dato.

Por consiguiente, la ecuación característica positiva permitirá determinar HP en la válvula:

$$HP = -\frac{a}{gA}QP + HA + QA\left(\frac{a}{gA} - \frac{af|QA|\Delta t}{2gDA^2}\right)$$

- ***Condiciones de borde del tanque hidroneumático***

Los taques hidroneumáticos son diseñados con la finalidad de disipar la energía de presión que se produce dentro de la tubería mediante el ingreso de un volumen de agua hacia su interior, el tanque tiene definido un volumen que puede ser expresado por la multiplicación de la sección de su base por la altura y este será igual a la carga de agua, siendo así se tendrá como dato la carga Hp en el taque hidroneumático para la determinación de su QP.

La ecuación característica negativa es empleada para este cálculo:

$$QP = \frac{gA}{a}HP + QB - \frac{gA}{a}HB - \frac{fQB|QB|\Delta t}{2DA}$$

### **3.4. Escenarios de Simulación**

#### ***3.4.1. Desconexión del sistema - falla en los álabes de la turbina- cierre emergente de la válvula de guardia***

El desarrollo de este escenario parte de la desconexión de la central al Sistema Nacional Interconectado (SNI), y que a su vez existe una falla en los álabes de la turbina originado por alguna complicación mecánica y posteriormente se procede al cierre emergente de la válvula de guardia tomando en cuenta las condiciones de parada emergente mencionadas anteriormente.

El objetivo del cierre emergente de la válvula es que la turbo-máquina no supere la velocidad de embalamiento ya que no existe un torque eléctrico que el generador proporcione provocando una resistencia al movimiento rotacional de la turbina nulo.

#### ***3.4.2. Cierre programado de los álabes de la turbina***

Se origina mediante el cierre de los álabes de la turbina en un tiempo mayor al TC (periodo), con la finalidad de generar la presencia de un transitorio lento y no se presente el fenómeno del golpe de ariete. El torque eléctrico actúa durante todo este escenario, pero tiende a reducir en función del porcentaje de cierre.

## CAPÍTULO IV

### SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL FLUJO PERMANENTE EN EL SISTEMA HIDRÁULICO CON EL SOFTWARE HAMMER

#### **4.1. Modelación del sistema hidráulico con sus elementos a flujo permanente**

La modelación del sistema hidráulico a presión con flujo permanente es donde se define todas las características físicas de cada elemento y las condiciones del flujo con el propósito que el sistema se encuentre operando a capacidad normal. Para lo cual se llevó a cabo el siguiente proceso:

##### **4.1.1. Ingreso de datos en HAMMER**

La información que se ingresó en el software, es proporcionada por ELIT ENERGY, a continuación, se presentarán ejemplos para cada uno de los elementos que conforman el sistema hidráulico de la Central Hidroeléctrica Pusuno I, con la finalidad de hacer conocer dicho proceso.

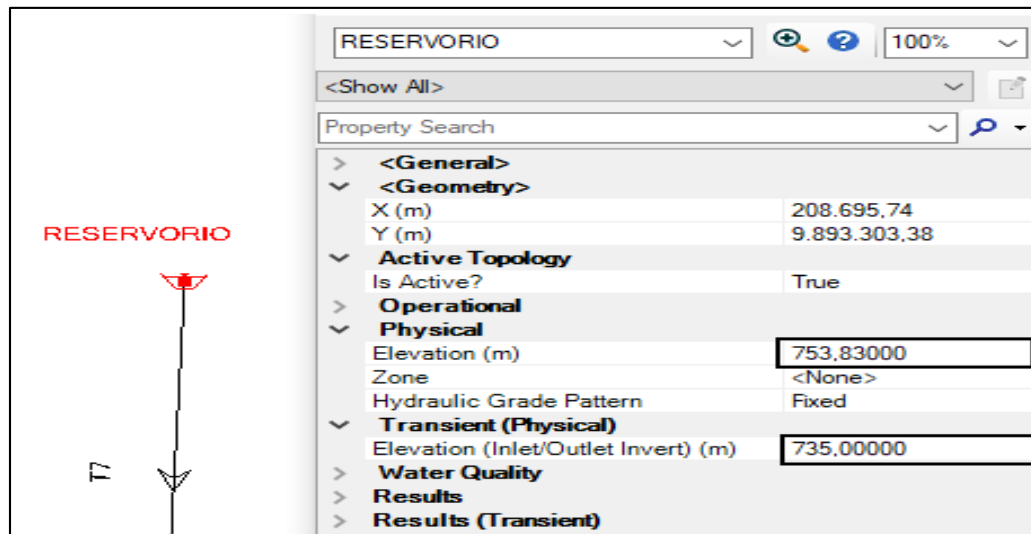
##### **4.1.1.1. Reservorio de La Central Hidroeléctrica Pusuno I**

Hammer requiere de la siguiente información para simular el reservorio: cota de elevación del vertedero de excedentes 753,83 m, y la cota de salida del flujo hacia la tubería a presión 735,00 m. Como se puede observar a continuación no necesita el valor de volumen de agua ya que el programa considera un volumen infinito, es decir excesivamente grande por tanto permanecerá constante los niveles anteriores durante la distribución de agua hacia la tubería a presión.



**Figura 32**

*Propiedades de Reservorio de la Central Hidroeléctrica Pusuno*



*Nota: Ingreso de datos del reservorio en el paquete informático. Fuente: Bentley Hammer V8i “Propiedades del Reservorio de la CH Pusuno I”*

#### **4.1.1.2. Tubería a presión de la Central Hidroeléctrica Pusuno I**

##### **Rugosidad absoluta**

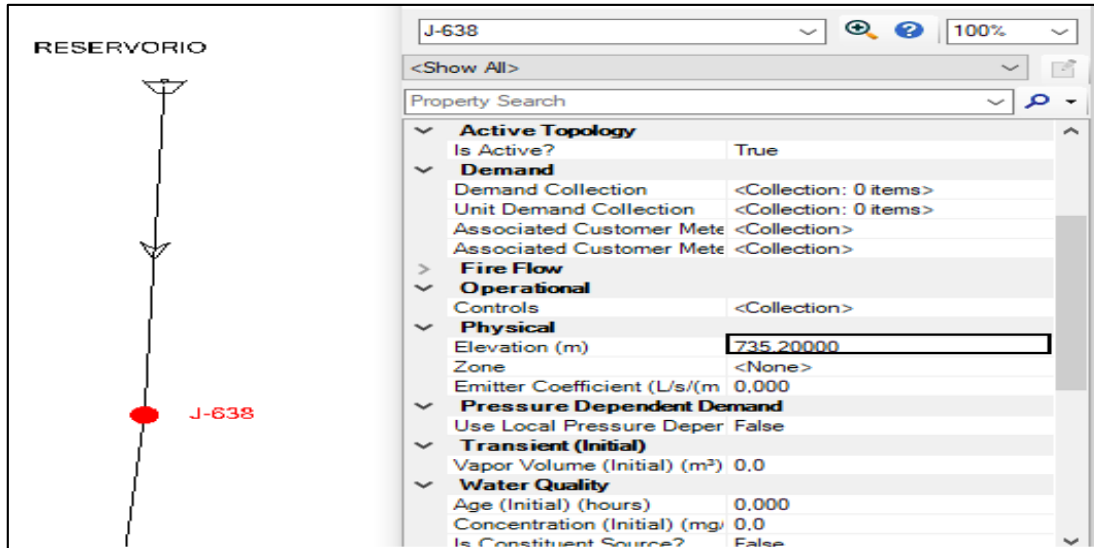
La tubería a presión PRFV tiene una rugosidad de 0,03 mm, y la bifurcación con los tramos de tubería que conecta las turbo-maquinas con las válvulas de control y el tanque de restitución es de 0,045 mm, debido a que su material es de acero, estos valores han sido utilizado para el diseño de la Central hidroeléctrica Pusuno I.

##### **Diámetros, longitudes, cotas, cambios de pendientes y direcciones**

La tubería de PRFV tiene 3 diámetros como se puede apreciar en las **tablas 2, 3**. De igual forma las cotas, los cambios de pendientes y dirección con los respectivos coeficientes de pérdidas de carga se encuentran en **anexos 1 y 2**. Esto fue recopilado de los planos de diseño a detalle.

**Figura 33**

*Propiedades de puntos de quiebre*



*Nota: Ingreso de datos de los puntos de quiebre en el paquete informático. Fuente: Bentley Hammer V8i “Propiedades de un punto de quiebre de la tubería a presión”*

**Figura 34**

*Propiedades de tubería a presión*



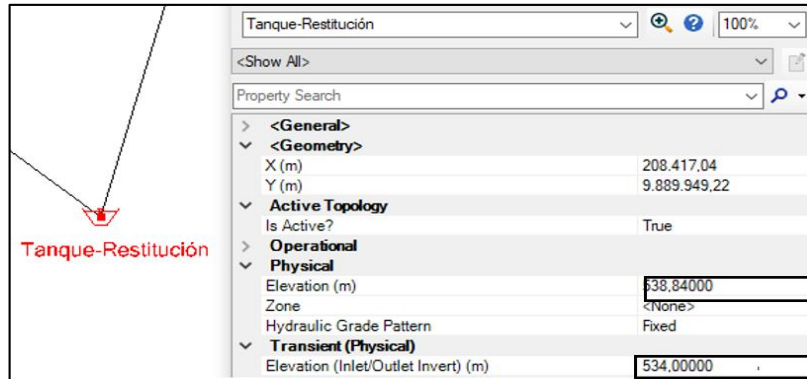
*Nota: Ingreso de datos de la tubería de presión en el paquete informático, tomado de la fuente. Fuente: Bentley Hammer V8i “Propiedades de tubería a presión de la central hidroeléctrica Pusuno I”*

#### **4.1.1.3. Tanque de restitución**

La cota de elevación del nivel del tanque de restitución es de 538,84 m, y la cota de entrada del flujo que sale de la turbo-maquina hacia el tanque restitución es 534,00 m.

**Figura 35**

*Propiedades del tanque de restitución de la Central Hidroeléctrica Pusuno I*



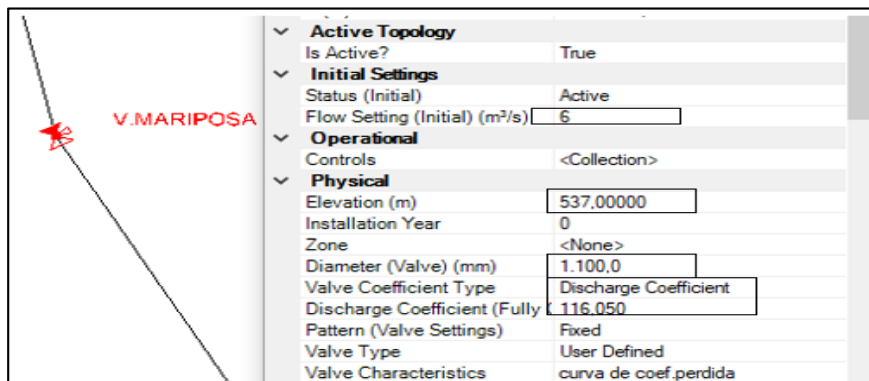
*Nota: Ingreso de datos del tanque de restitución en el paquete informático. Fuente: Bentley Hammer V8i “Propiedades del Reservorio de la CH Pusuno I”*

#### **4.1.1.4. Ingreso de los datos de las válvulas de control de flujo tipo mariposa**

La válvula mariposa se encarga de regular el paso del flujo hacia la turbina, siendo así esta permanece abierta suministrando un caudal de 6 m<sup>3</sup>/s; se encuentra ubicada en la cota 537,0 tiene un diámetro 1100 mm y un coeficiente de flujo  $C_v = 116,05(\text{cfs}/\text{ftH}^{20\wedge 0.5})$

**Figura 36**

*Propiedades de válvula de control*



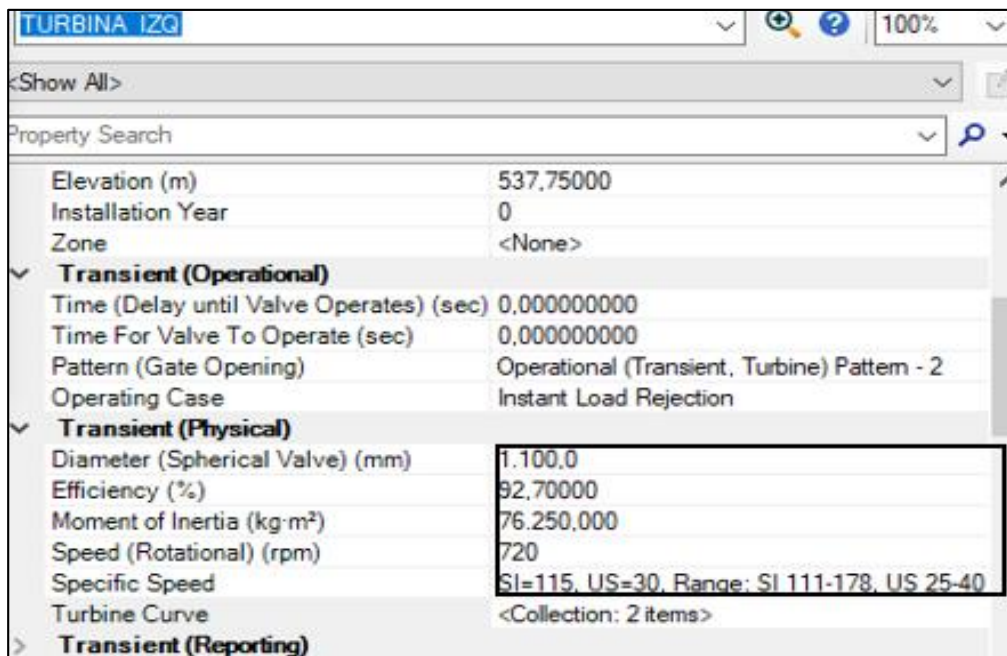
*Nota: Ingreso de datos de válvula de control en el paquete informático. Fuente: Bentley Hammer V8i “Propiedades de la válvula de control”*

#### 4.1.1.5. Ingreso de datos de las turbinas

Se encuentra ubicada en la cota de elevación 535,75 m. su diámetro de entrada de la espiral es de 1100mm, momento de inercia de la turbina más generador =76250.00 kg.m<sup>2</sup>, velocidades específicas en el sistema ingles=32,2 y sistema internacional=112, eficiencia 92,7% velocidad nominal 720 rpm.

**Figura 37**

*Propiedades de la turbina*



*Nota: Ingreso de datos de la turbina en el paquete informático. Fuente: Bentley Hammer V8i  
"Propiedades de turbina"*

#### 4.1.1.6. Calibración del modelo del flujo permanente con los parámetros actuales de operación.

Se generó los modelos en el paquete informático Hammer Bentley V8i con el propósito de verificar que los parámetros de operación normal a flujo permanente: caudal, presiones en la turbina sean semejantes a los parámetros de operación real del sistema hidráulico de la central hidroeléctrica

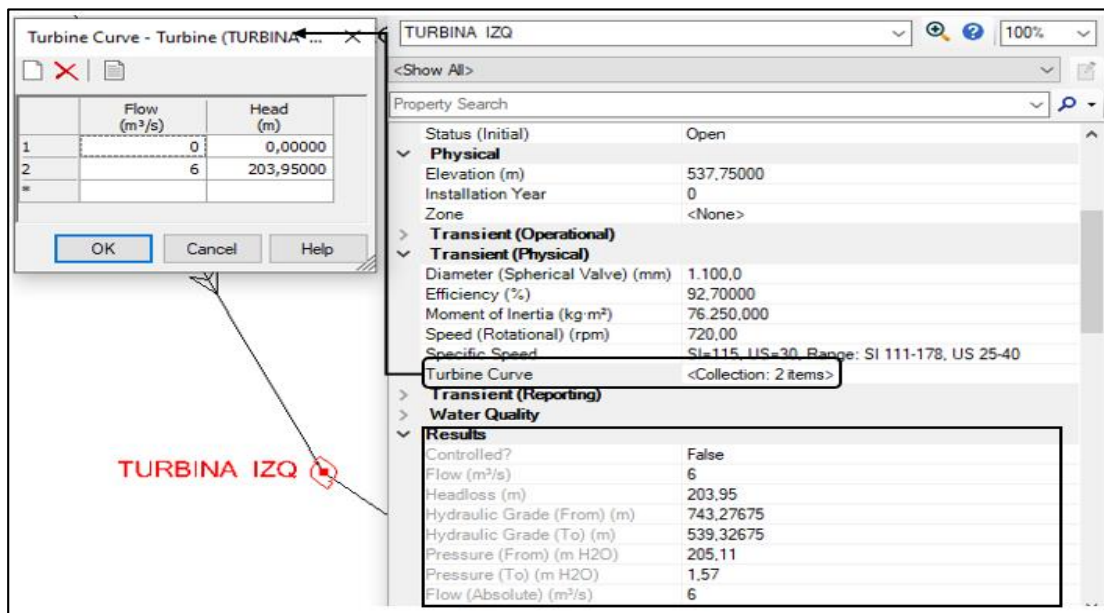
Pusuno 1. Para calibrar el modelo se colocó los datos de caudal y carga de presión reales de la turbina en el modelo numérico.

En primera instancia se verificó las presiones generadas en las turbinas en donde se observó una presión en cada una de las turbinas de 205,11 m.c.a. (carga neta 203.95 m.c.a.) Por tanto, no existe variación en relación valor de presión en cada turbina 205,1 m.c.a, el cual fue obtenido de la Relatoría Técnica del proyecto de la Central Hidroeléctrica Pusuno I durante la ejecución de pruebas de puesta en marcha de las unidades.

Finalmente se verificó el valor del caudal suministrado por la tubería principal de PRFV del modelo que fue 6 m<sup>3</sup>/s para cada turbina. Con estos resultados se consideró que el modelo se encontraba calibrado similar al real en condiciones de flujo permanente.

**Figura 38**

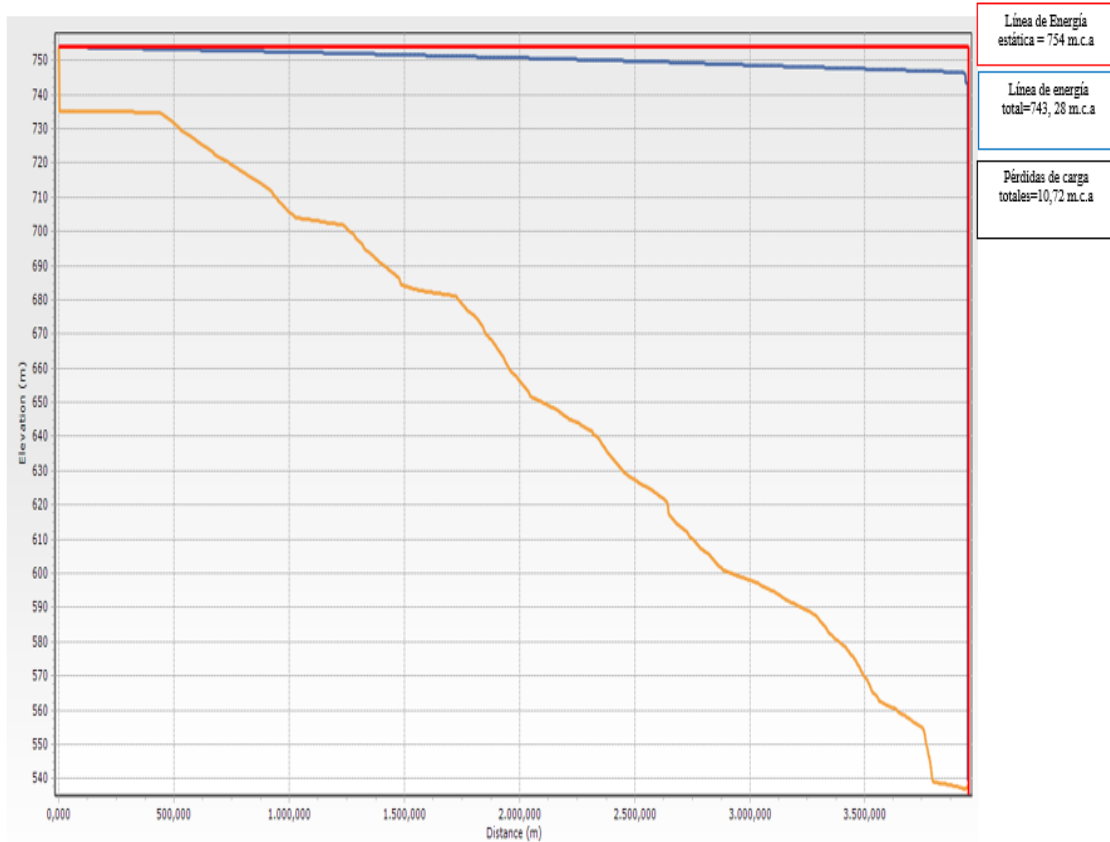
*Resultados del análisis para flujo permanente en turbina*



**Nota:** Resultados de la calibración de presión en la turbina para flujo permanente. Fuente: Bentley Hammer V8i "Propiedades de turbina"

**Figura 39**

*Perfil de carga de presión a lo largo de la tubería a presión de la Central hidroeléctrica Pusuno 1*



*Nota: Gráfica en donde se presenta la línea de energía estática, piezométrica con las pérdidas de carga totales a lo largo del modelo del sistema hidráulico . Fuente: Bentley Hammer V8i*

## CAPÍTULO V

### MODELO NUMÉRICO DE LOS ESCENARIOS DE OPERACIÓN QUE ORIGINAN EL FLUJO NO PERMANENTE CON LOS PARÁMETROS ACTUALES DE OPERACIÓN.

Para este procedimiento se toma como base el modelo del sistema hidráulico a presión calibrado para con flujo permanente anteriormente obtenido, debido a que es evidente que la presencia de un flujo transitorio (flujo no permanente) se manifiesta mediante un cambio repentino de las propiedades del flujo permanente el tiempo característico( TC ) en este sistema es 19.5 segundos el cual nos permitirá comparar con el cierre de la válvula y la turbina, a fin de verificar si el transitorio es rápido o lento . Por ello los elementos que conforman el modelo de flujo permanente necesitan información adicional para evaluar los escenarios de operación normal de emergencia en donde se presentan el fenómeno de los transitorios hidráulicos. La celeridad o Velocidad de propagación de onda fue determinado para las tubería de PRFV y acero utilizando las ecuaciones correspondiente para cada material. Ver **anexo 3**.

#### Longitud de tubería

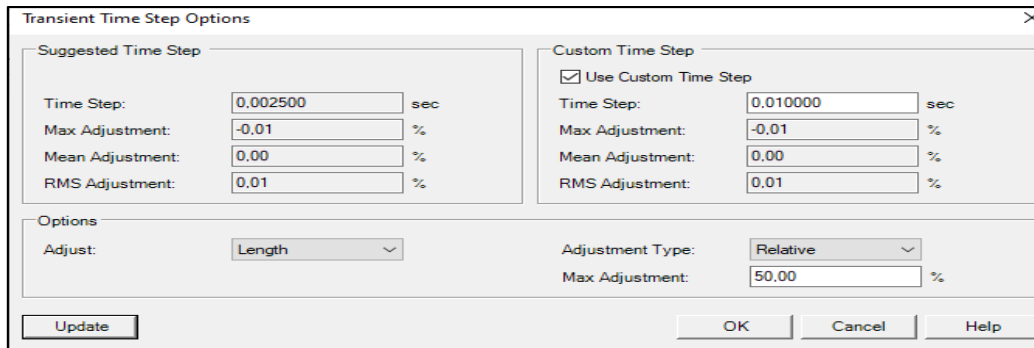
Este valor fue ajustado hasta que el porcentaje de error de la celeridad determinado por Hammer sea menor al 5%, ver en Figura **52**. Tomando en cuenta esto se dividió los tramos de la tubería en longitudes más pequeñas manteniendo las sus propiedades físicas de la tubería de cada tramo para que los resultados no sean afectados.

Para definir las longitudes se realizó en función de la celeridad de cada tramo y el valor del incremento de tiempo ( $\Delta t = 0,01$ ), estos valores fueron multiplicados a fin de obtener dicha longitud; posteriormente se dividió la longitud total de cada tramo para la longitud del tramo a fin de conocer en cuántas partes se debía dividir cada tramo conformado por los cambios de

dirección. (anexo 3). Se realizó este procedimiento con la finalidad de no disminuir excesivamente el paso de tiempo y por lo tanto evitar tiempos computacionales de cálculo, demasiado grandes.

**Figura 40**

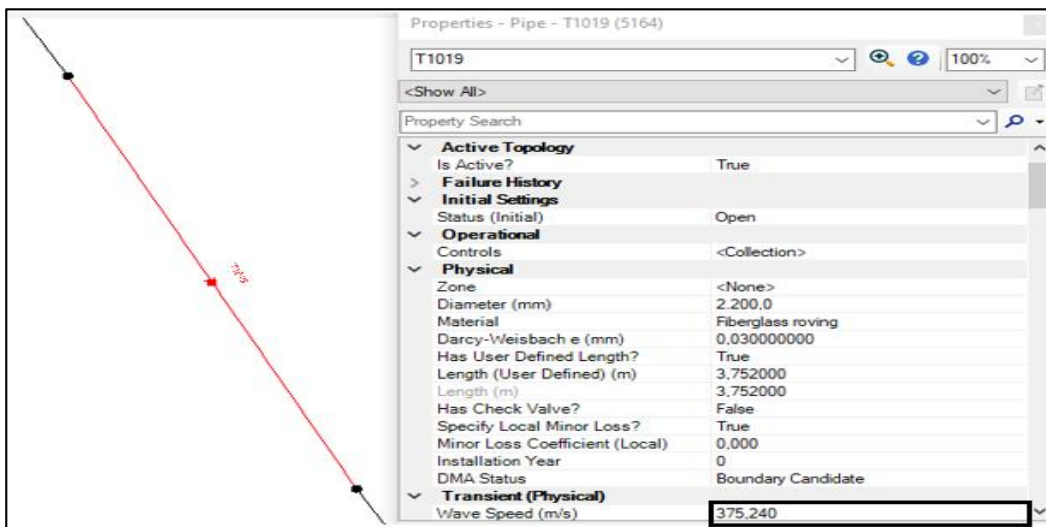
Incremento del tiempo y el porcentaje de ajuste de celeridad



*Nota:* Definición del incremento de tiempo y porcentaje de ajuste para análisis de transitorios hidráulico. Fuente: Bentley Hammer V8i

**Figura 41**

Celeridad dato adicional en los parámetros tubería a presión para análisis de transitorios



*Nota:* Celeridad de onda, dato importante para el análisis de los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer “V8i “Propiedades de tubería a presión”



**Curva característica de cierre de la Válvula de control de flujo tipo mariposa**

Bentley Hammer necesita la curva característica que se desarrolla en función del porcentaje de cierre de la válvula versus el porcentaje relativo del coeficiente de descarga, para ello se determinó este coeficiente de descarga en función de los coeficientes de pérdidas de la válvula que fue proporcionada por Elit Energy:

**Tabla 10**

*Valores del porcentaje de cierre relativo del coeficiente de descarga de la válvula de control*

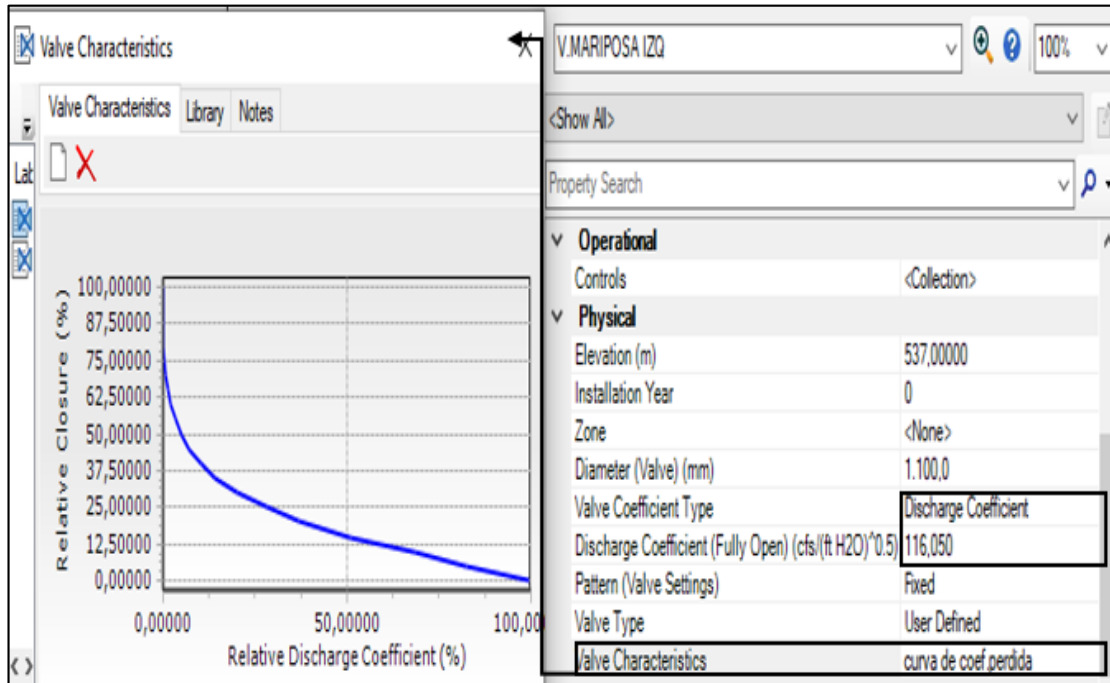
% de Cierre	Pérdidas de carga (m)	Cv (cfs/ftH <sup>20</sup> <sup>0.5</sup> )	% de Coeficiente de descarga
0	0,5	116,05	100,00
5	0,6	95,61	82,39
10	0,7	79,44	68,46
15	1	59,29	51,09
20	1,5	42,88	36,95
25	2	32,64	28,13
30	3	23,21	20,004
35	5	16,34	14,083
40	6	12,06	10,392
45	9	8,27	7,130
50	12	5,92	5,103
55	18	3,92	3,375
60	28	2,48	2,138
65	45	1,50	1,291
70	80	0,83	0,712
75	165	0,40	0,34405
80	300	0,19	0,16330
85	800	0,07	0,05625
90	2000	0,07	0,05625
95	7000	0,00	0,0021129
100	1E+200	0,00	0

**Nota:** Datos para definir la curva característica de las válvulas de control Fuente: Relatoría técnica del proyecto Pusuno.

Los valores de los porcentajes de cierre y el coeficiente de descarga descritos en la **tabla 10** fueron introducidos en Hammer Bentley en las propiedades de la válvula en la pestaña "value characteristic"

**Figura 42**

*Propiedades de la válvula característica*



*Nota: Curva de porcentaje de cierre de la válvula de control versus el porcentaje relativo del coeficiente de descarga de la válvula de control de flujo Bentley Hammer V8i "propiedades de la válvula de control tipo mariposa"*

#### **4.2. Escenario I "Cierre programado de los álabes de la turbina"**

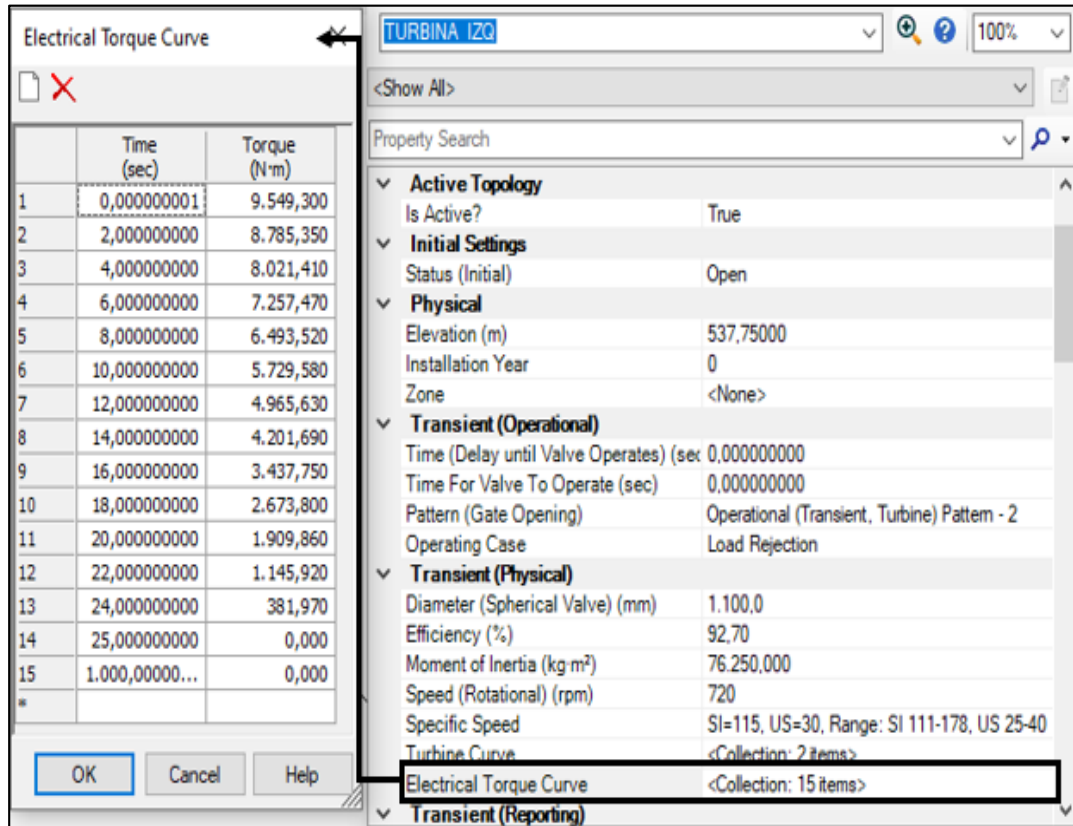
##### **Parámetros de simulación de válvula de control de flujo tipo mariposa**

Para este escenario de operación si existe la presencia del torque eléctrico del generador, pero este valor varia de forma directa en función del tiempo de cierre de operación, es decir si los álabes de la turbina se cierran este valor reducirá. Por ello en Hammer se seleccionó el caso de operación

denominado “Load Rejection” que su traduce al español “rechazo de carga” la misma que permitía introducir la curva que relaciona el tiempo de cierre los álabes de la turbina con el torque eléctrico del generador como se puede apreciar a continuación.

**Figura 43**

*Curva de torque eléctrico del generador.*

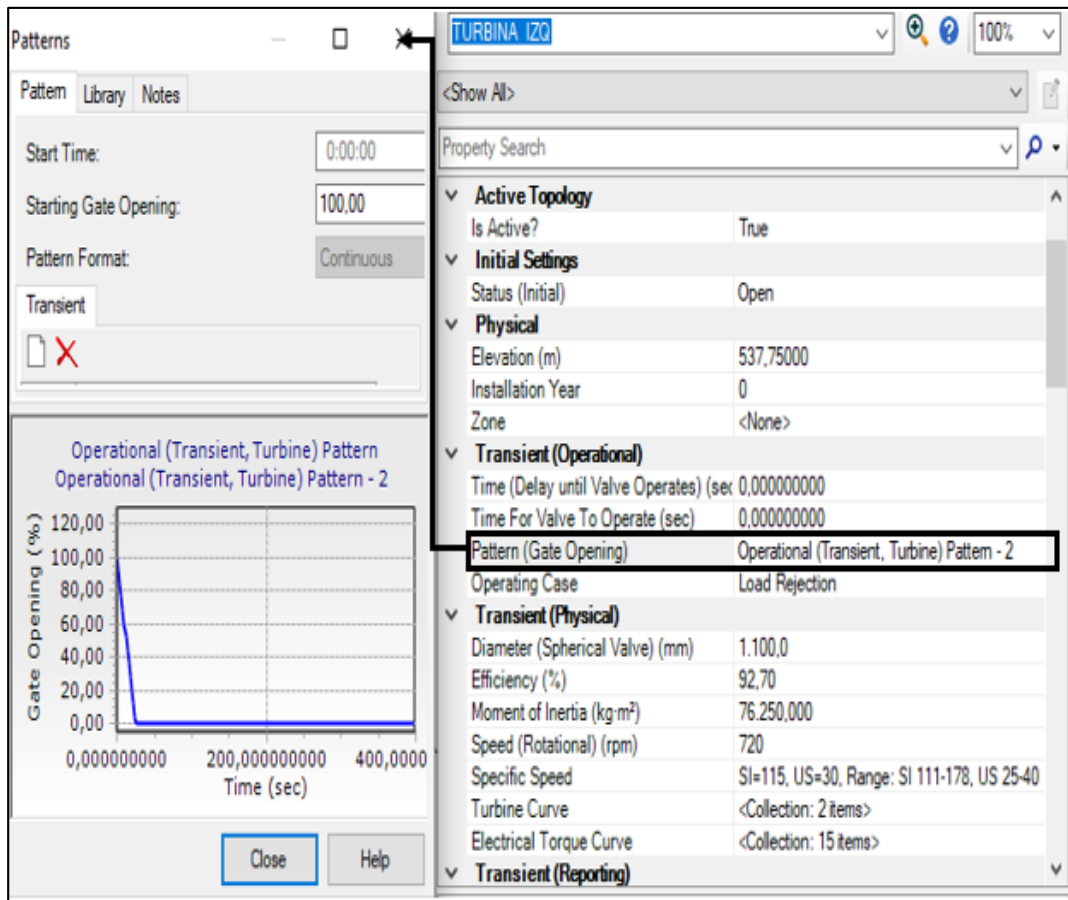


**Nota:** Serie de datos de la curva tiempo de cierre de los álabes en relación con el torque eléctrico del generador. Fuente: Bentley Hammer V8i “propiedades de la turbina”

En este escenario la curva de operación del cierre de los álabes de la turbina en relación con el tiempo de cierre es lineal. El tiempo mínimo de cierre recomendado es de 25 segundos el mismo que fue relacionado con el tiempo característico del sistema  $TC = 19.5$  segundos dando como resultado un transitorio hidráulico lento.

**Figura 44**

*Propiedades de operación de la turbina*



*Nota: Curva del porcentaje de cierre de los álabes de la turbina versus el tiempo de cierre, Fuente: Bentley Hammer V8i “propiedades de la turbina”*

**4.3. Escenario II “Desconexión del sistema - falla en los álabes de la turbina- cierre emergente de la válvula de guardia”**

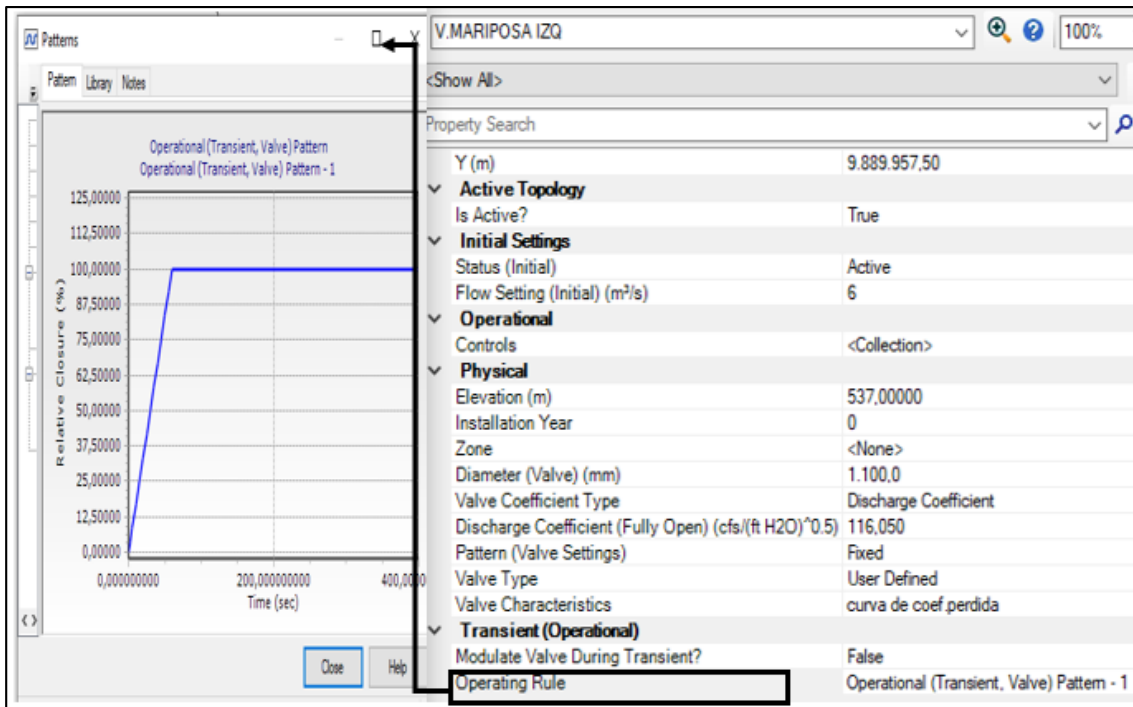
**Curva de operación de cierre de la válvula de control de flujo tipo mariposa**

La curva de operación de cierre es lineal y se encuentra definida por el porcentaje de cierre versus el tiempo, la válvula tiene un tiempo de cierre mínimo de 60 segundos el cual en comparación con el tiempo característico  $TC=19.5$  segundos es mayor y por ende se originó un transitorio lento.

Los valores fueron introducidos en la tabla de propiedades de la válvula en la pestaña “Operating Rule” en donde se mantiene el cierre de la válvula por el tiempo de duración de la simulación.

**Figura 45**

*Curva de operación de cierre de válvula de guardia*



*Nota: Curva que relaciona el porcentaje de cierre de la válvula de control versus tiempo.  
Fuente: Bentley Hammer V8i “propiedades de la válvula de control tipo mariposa”*

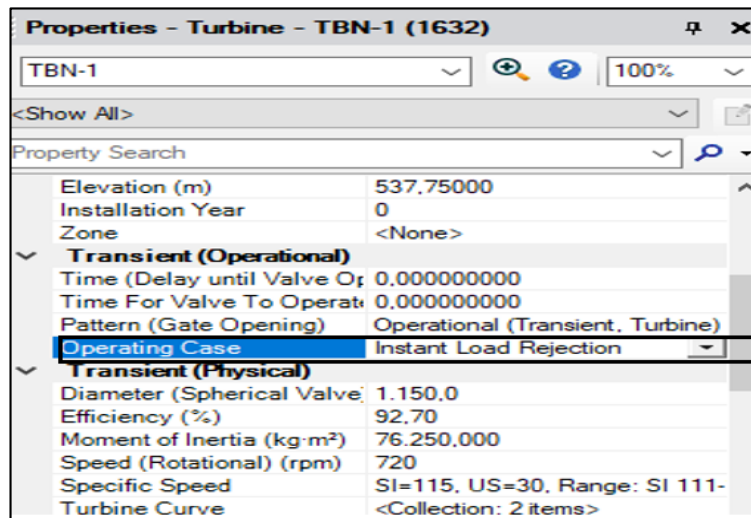
**Parámetros de simulación de turbina para Escenario II “Desconexión del sistema Nacional Interconectado - falla en los álabes de la turbina- cierre emergente de la válvula de guardia”**

Como se ha manifestado en este escenario se presenta la desconexión de sistema interconectado nacional de manera instantánea, entonces no existe la presencia del torque eléctrico que ocurre cuando el generador está conectado con dicho sistema. Por ello Hammer tiene una opción dentro de las propiedades de la turbina denominada “Operating Case” la misma que permite definir el caso de operación de la turbina siendo así se asignó para este escenario la opción “instant Load

Rejection” que su traducción al español significa “rechazo de carga instantáneo” en donde el programa asume que no existe la presencia del torque eléctrico durante el proceso de simulación.

**Figura 46**

*Caso de operación de la turbina para Escenario II “Desconexión del SNI - falla en los álabes de la turbina- cierre emergente de la válvula de guardia ”*

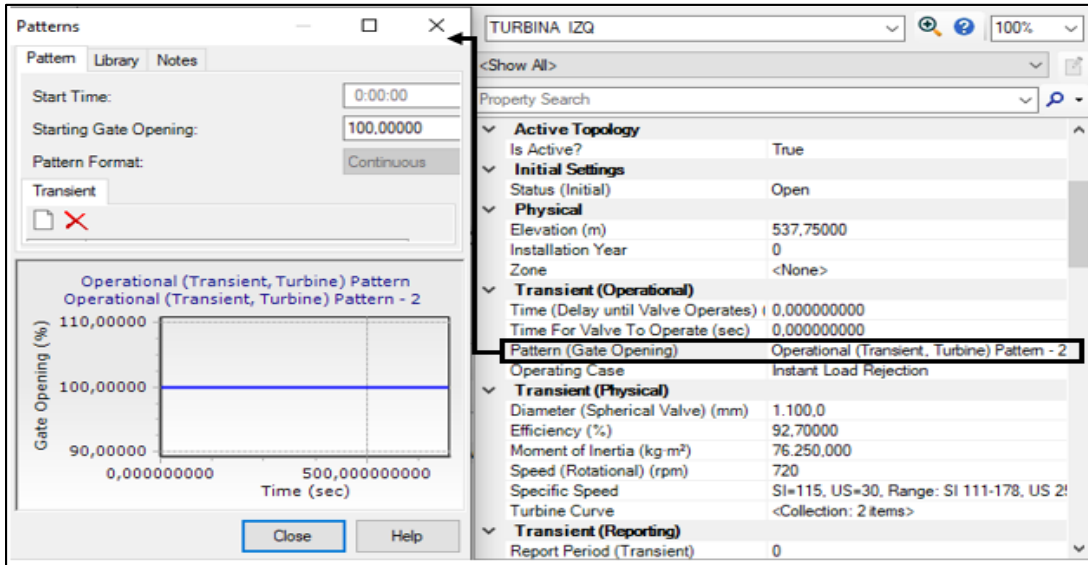


**Nota:** El caso de operación de la turbina para este escenario es “rechazo de carga instantáneo por el motivo que no existe torque eléctrico del generador. Fuente: Bentley Hammer V8i “propiedades de la turbina”

Por otra parte, se debe definir porcentaje de apertura relativo de la turbina versus el tiempo de operación, por tanto, para este escenario este permaneció 100% abierta durante el tiempo de simulación debido a que existe fallo en los álabes de la turbina, es decir no pueden cerrarse por alguna eventualidad mecánica u obstrucción de algún objeto en el distribuidor.

**Figura 47**

*Curva de operación de cierre de turbina*



*Nota: Esta curva relaciona el porcentaje de cierre de la turbina versus tiempo. Fuente: Bentley Hammer V8i “propiedades de la turbina”*

#### **4.4. Resultados del análisis de transitorios**

En este procedimiento se envía a procesar la información que se introdujo en cada uno de los elementos de sistema hidráulico, con la finalidad conocer las magnitudes de las sobrepresiones que se originan en los escenarios.

##### **4.4.1. Resultados de calibración**

Para la verificación si el modelo se encontraba calibrado se consideró el valor de sobre presión máxima generada en cada una turbina 272,34 m.c. a, obtenidas durante la etapa de prueba de rechazo de carga al 75% de cierre de las turbinas en un tiempo de cierre de 26.7 segundos. Estos resultados se encuentran registrados en el Relatoría Técnica del proyecto de la Central Hidroeléctrica Pusuno I.

Tomando en cuenta el valor de sobrepresión máximas anteriormente descrito, se realizó un modelo matemático con estas condiciones de operación llegando a obtener una presión máxima de 273,99

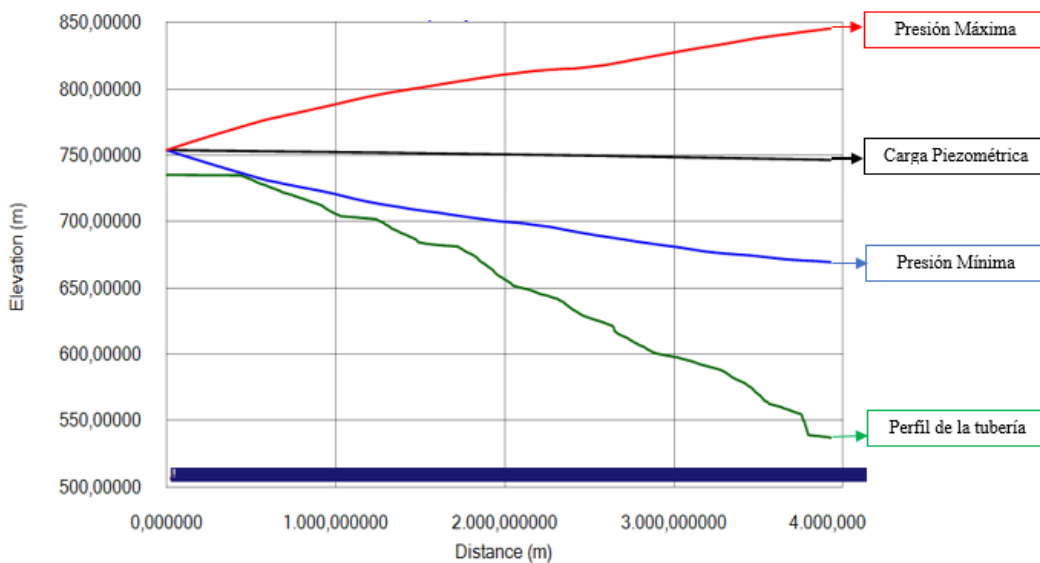
m.c.a la misma que resultó ser 0,602% mayor en relación al resultado obtenido en la etapa de pruebas del sistema hidráulico a presión de la central Pusuno I. Este procedimiento permitió concluir que el modelo matemático del sistema hidráulico muestra concordancia con los resultados reales, teniendo así un modelo calibrado para flujo no permanente. Con ello se procedió a simular los escenarios de operación planteados para el desarrollo del proyecto.

**4.4.2. Resultados con el escenario I “Cierre programado de los álabes de la turbina”**

Se definió en el modelo matemático que las 2 turbinas se cierran 100% simultáneamente en 25 segundos. Esta operación de cierre es considerada la más crítica en este escenario. Los resultados de presión máxima en este escenario es 309.3 m.c.a. Sumando a este resultado se identificó un valor de velocidad de rotación máxima de la turbina 983,08 rpm la cual no superó a la velocidad de embalamiento 1260,7 rpm.

**Figura 48**

*Envoltorios de carga hidráulica a lo largo de la tubería de presión Pusuno I, Escenario I “Cierre programado de los álabes de la turbina”*

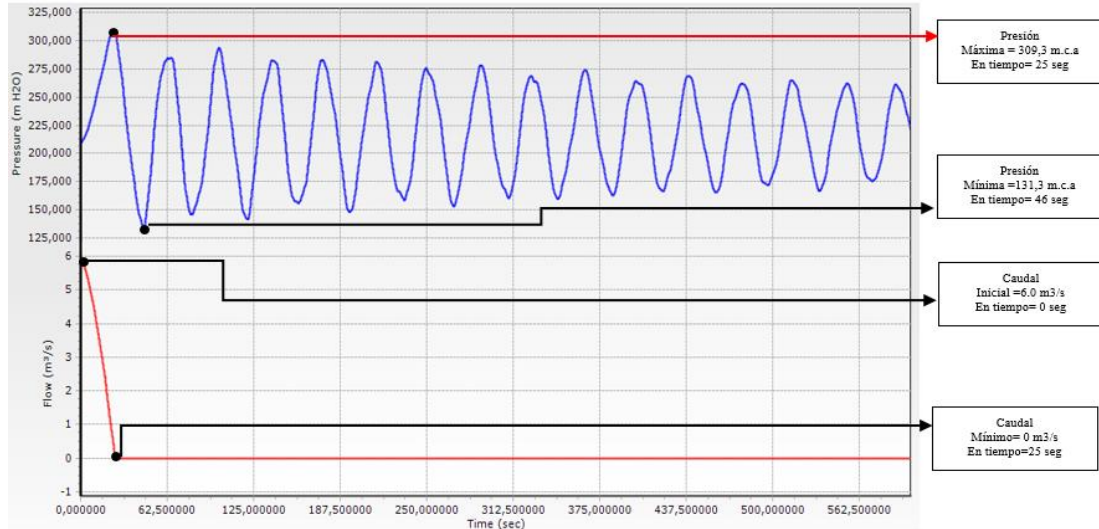


**Nota:** Gráfica que permite identificar los valores de presiones máximos y mínimos durante el escenario I, por los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i



**Figura 49**

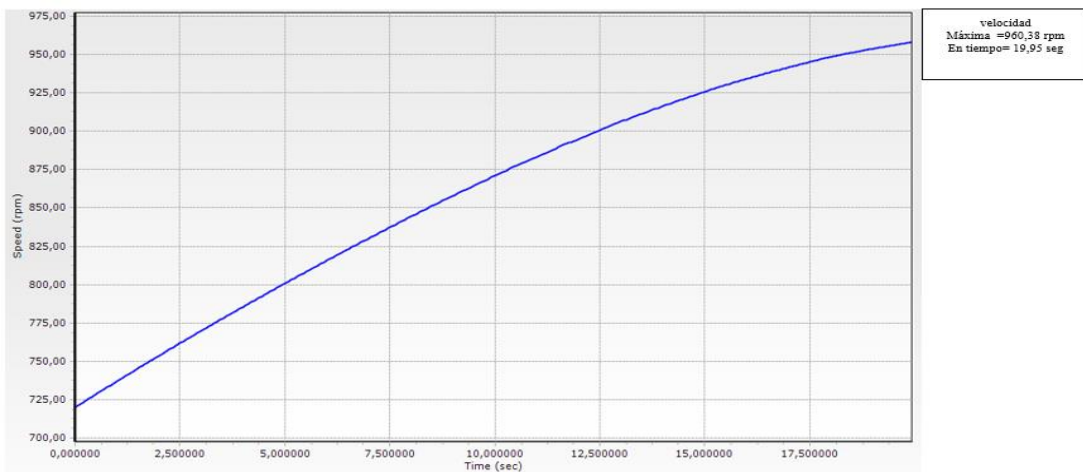
*Diagrama de variación de presiones durante el Escenario I “Cierre programado de los álabes de la turbina” Sistema hidráulico real*



*Nota: Variaciones de presión se presentan aguas arriba de las válvulas de guardia a lo largo de toda la tubería de presión Pusuno I, por los transitorios hidráulicos originados durante el escenario I. Fuente: Bentley Hammer V8i*

**Figura 50**

*Curva de velocidad rotacional de la turbina Escenario I : “Cierre programado de los álabes de la turbina”*



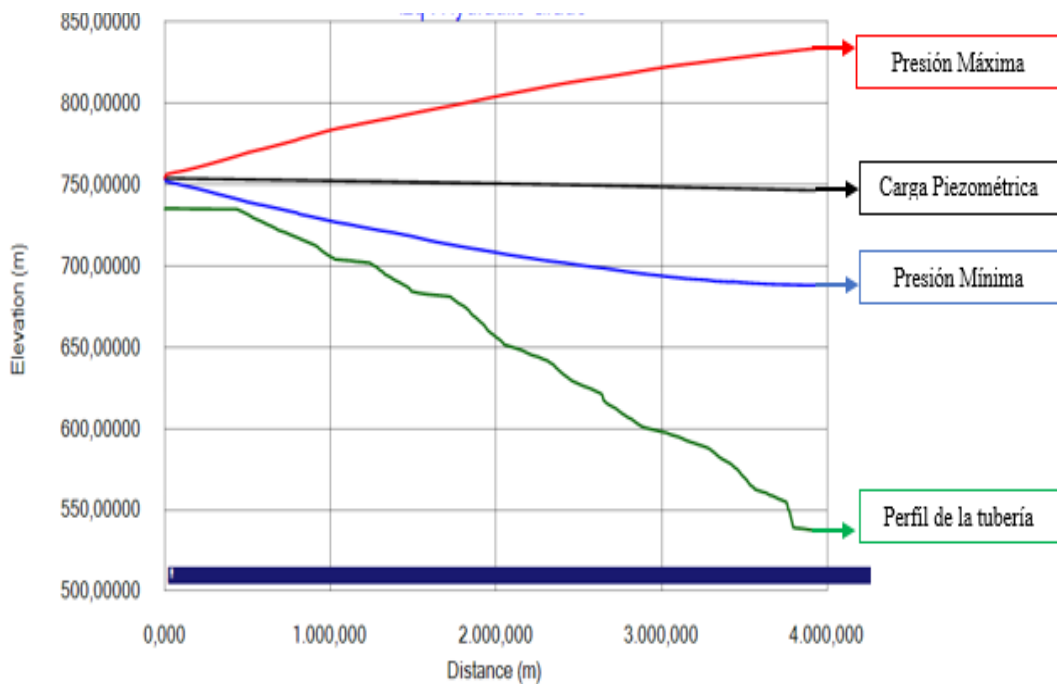
*Nota: Representación gráfica del incremento de la velocidad rotacional de la turbina durante el escenario I. Fuente: Bentley Hammer V8i*

#### 4.4.3. Resultados en escenario II “Desconexión del sistema Nacional Interconectado - falla en los álabes de la turbina- cierre emergente de la válvula de guardia”

Con el análisis de transitorios hidráulicos del modelo establecido para este escenario se obtuvo una presión máxima 296,95 m.c.a. Adicionalmente se obtuvo el valor de velocidad de rotación de la turbina 975,88 rpm el cual no superó a la velocidad de embalamiento 1260,7 rpm.

**Figura 51**

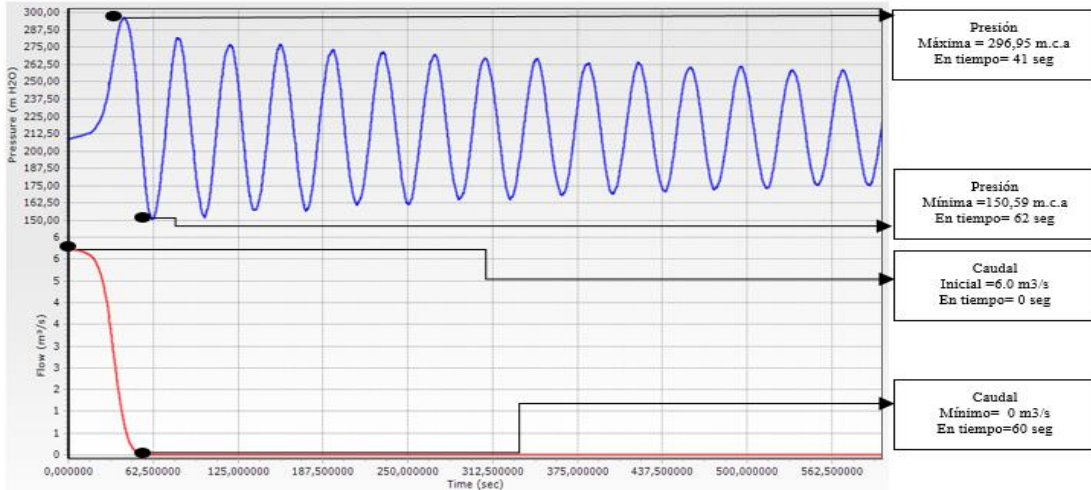
*Envolturas de carga hidráulica a lo largo de la tubería de presión Pusuno1 Escenario II “Desconexión del sistema Nacional Interconectado - falla en los álabes de la turbina- cierre emergente de la válvula de guardia”*



**Nota:** Gráfica que permite identificar los valores de presiones máximas y mínimas durante el escenario II, por los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i

**Figura 52**

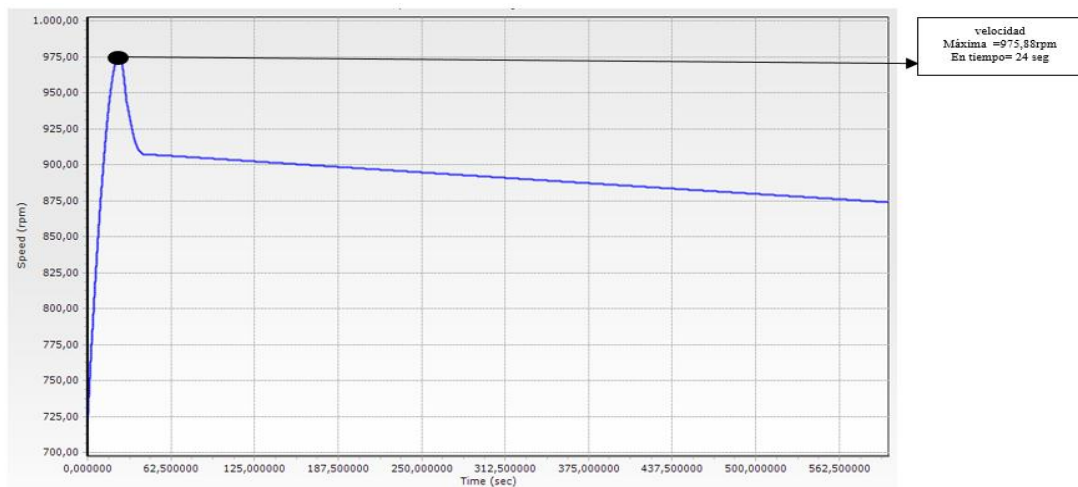
*“Desconexión del sistema Nacional Interconectado - falla en los álabes de la turbina- cierre emergente de la válvula de guardia”*



*Nota: Variaciones de presión que se presentan aguas arriba de las válvulas de guardia a lo largo de toda la tubería de presión Pusuno I, por los transitorios hidráulicos originados durante el escenario II. Fuente: Bentley Hammer V8i*

**Figura 53**

*Curva de velocidad rotacional de la turbina escenario II “Desconexión del sistema Nacional Interconectado - falla en los álabes de la turbina- cierre emergente de la válvula de guardia”*



*Nota: Representación gráfica del incremento de la velocidad rotacional de la turbina durante el escenario II. Fuente: Bentley Hammer V8i*

## CAPÍTULO VI

### **SIMULACIÓN DEL SISTEMA CON FLUJO TRANSITORIOS CON DISPOSITIVOS DISIPADORES DE ENERGÍA DE PRESIÓN CON HAMMER**

Con los resultados anteriores se puede evidenciar la presencia de los valores de presión máxima a lo largo del sistema en donde existe un incremento de sobrepresiones en los escenarios I y II de 51,65 % y de 45,6 % en relación a la carga estática neta (203,95 m.c.a) respectivamente. Considerando estos resultados y la situación real de la tubería de la Central Hidroeléctrica Pusuno I, no se recomienda seguir operando con el sistema hidráulico actual, por tanto se requiere de un elemento disipador de presión que permita reducir estos sobre esfuerzo en la tubería de PRFV. Por tanto, en este trabajo de titulación se procedió a modelar el sistema hidráulico actual con los siguientes elementos disipadores de energía: válvula de alivio de paso anular, válvula anticipadora de golpe de ariete y tanque hidroneumático.

#### **5.1. Modelación numérica del Sistema hidráulico actual con válvula de alivio.**

Dentro de esta modelación se ha considerado instalar un bypass, que se encuentra conectada en la tubería principal antes del bifurcador y permitirá la liberación del caudal excedente en el sistema hacia al tanque de aguas turbinadas.

La válvula de alivio que se tiene definida es de paso anular, fue seleccionada de los catálogos VAG RIKO en función de la capacidad de descarga del fluido, la cual debe ser mayor o igual al caudal transportado por la tubería principal que es de 12m<sup>3</sup>/s, la válvula seleccionada tiene un diámetro de 1200 mm, el coeficiente de flujo cuando la válvula está completamente abierta es de 70,660 (cfs/ftH<sup>20^0.5</sup>); adicionalmente se tiene la curva característica (porcentaje de apertura versus el coeficiente de pérdidas de carga), como se puede apreciar a continuación.

**Tabla 11**

*Serie de datos de la curva característica de la válvula de alivio de paso anular*

% Apertura	% Cierre	k	Cv (cfs/ftH <sup>20^0.5</sup> )	% de Coeficiente de flujo
100	0	1,91	70,660	100,00
90	10	2,3	52,157	73,81
80	20	3	36,084	51,07
70	30	4,3	23,076	32,66
60	40	7,1	13,194	18,67
50	50	14	6,525	9,23
40	60	35	2,641	3,74
30	70	129	0,774	1,10
20	80	705	0,147	0,21
10	90	10253	0,010	0,01
0	100	0	0	0,00

*Nota: Curva que relaciona el porcentaje de cierre con el porcentaje de coeficiente de descarga.*

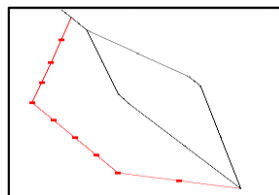
*Fuente: "Catálogo de VAG"*

La tubería que conforma el bypass se encuentra dividida en 3 tramos, esta configuración es planteada con la finalidad de adaptarse a la topografía del sector, el material que se propone es de acero y tiene una rugosidad de 0,045mm, el diámetro de 1200mm, es decir igual al diámetro de la válvula de alivio, el espesor de la pared de la tubería es 20 mm, los coeficientes de pérdidas locales fueron determinados en función de las diferentes condiciones que se presentan en cada tramo(**Anexo 4**) La celeridad de onda fue determinada con la ecuación que se presenta en previamente para tuberías de acero, dando como resultado 1129,15 m/s.

Para la modelación en Hammer la información mencionada anteriormente fue introducida de la siguiente manera:

- Se trazó la tubería que conforma el Bypass desde la tubería principal antes del bifurcador hasta el tanque de descarga de las aguas turbinadas, considerando la topografía del lugar de estudio.

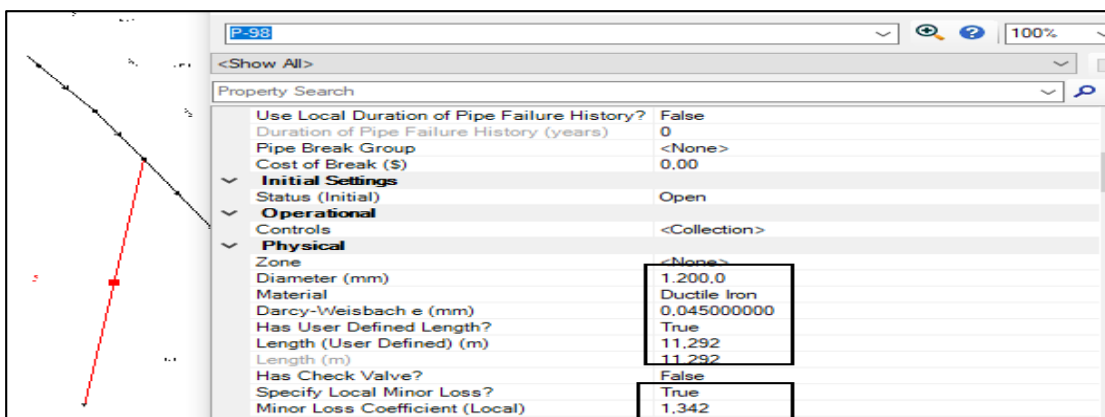
**Figura 54**  
*implantación de válvula de alivio de paso anular*



**Nota:** Trazado del bypass para instalación de válvula de paso anular. Fuente: Bentley Hammer V8i

- Una vez definido el esquema de la tubería se proporcionó la geometría de la tubería y sus propiedades físicas de cada tramo como se puede apreciar a continuación.

**Figura 55**  
*Propiedades de la tubería del Bypass para válvula de alivio de paso anular*

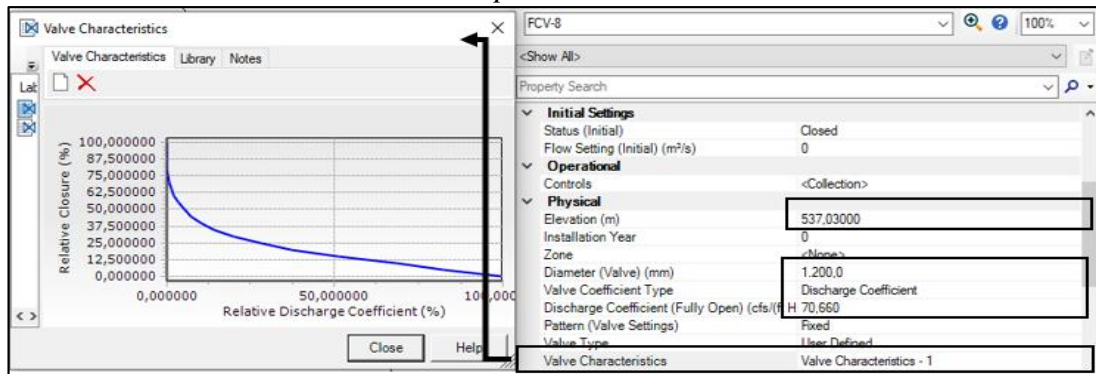


**Nota:** Introducción de diámetro, coeficiente de rugosidad de maning, longitud perdidas de carga locales la tubería del Bypass para válvula de alivio de paso anular. Fuente: Bentley Hammer V8i

- Finalmente, la válvula de alivio fue modelada utilizando una válvula de control de flujo (FCV) por la mejor adaptación a las características y condiciones con las que ésta va a operar "Operating Rule", siendo así se introdujo los datos de la válvula de alivio de la siguiente manera:

**Figura 56**

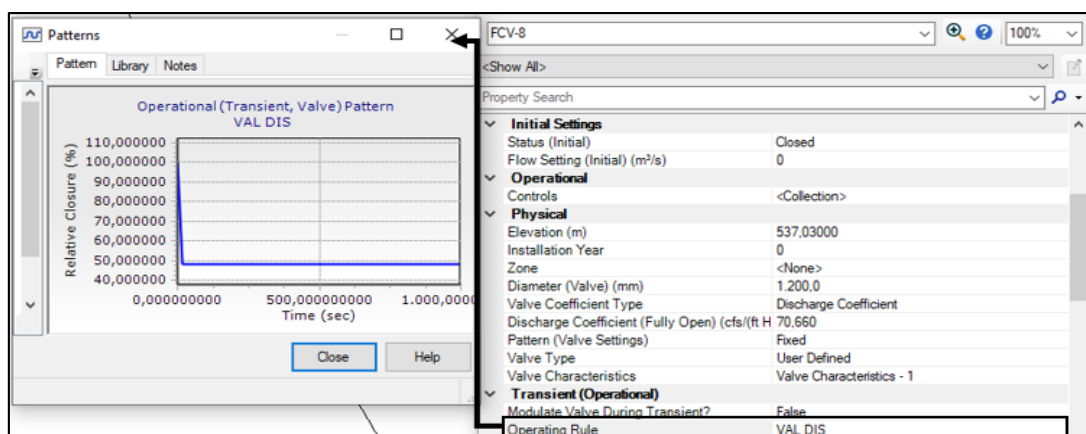
*Curva característica de la válvula de paso anular alivio*



*Nota: Curva que relaciones porcentaje de cierre versus porcentaje de coeficiente de descarga. Fuente: Bentley Hammer V8i*

**Figura 57**

*Curva de operación de la válvula de alivio de paso*



*Nota: Curva de operación que relaciona el porcentaje de cierre versus tiempo de cierre. Fuente: Bentley Hammer V8i*

## **5.2. Modelación numérica del sistema hidráulico actual con válvula anticipadora de golpe de ariete.**

Es recomendable que el diámetro de una válvula anticipadora sea como mínimo el 25% del diámetro mayor de la tubería principal del sistema hidráulico, por ello el diámetro de la válvula que se utilizó es de 1200 mm siendo 50% de tubería principal.

El sistema que se consideró para la implementación de la válvula anticipadora es una derivación mediante una tubería de acero de 1200mm conectada a la tubería principal, la misma que descarga el flujo directamente a la atmósfera en una quebrada cercana al sitio de estudio. La tubería de derivación tiene una rugosidad de 0.045 y una longitud de 11 metros, espesor de 20 mm; la celeridad de onda fue determinada con la ecuación que se antes presentada para tubería de acero, dando como resultado 1129,15 m/s.

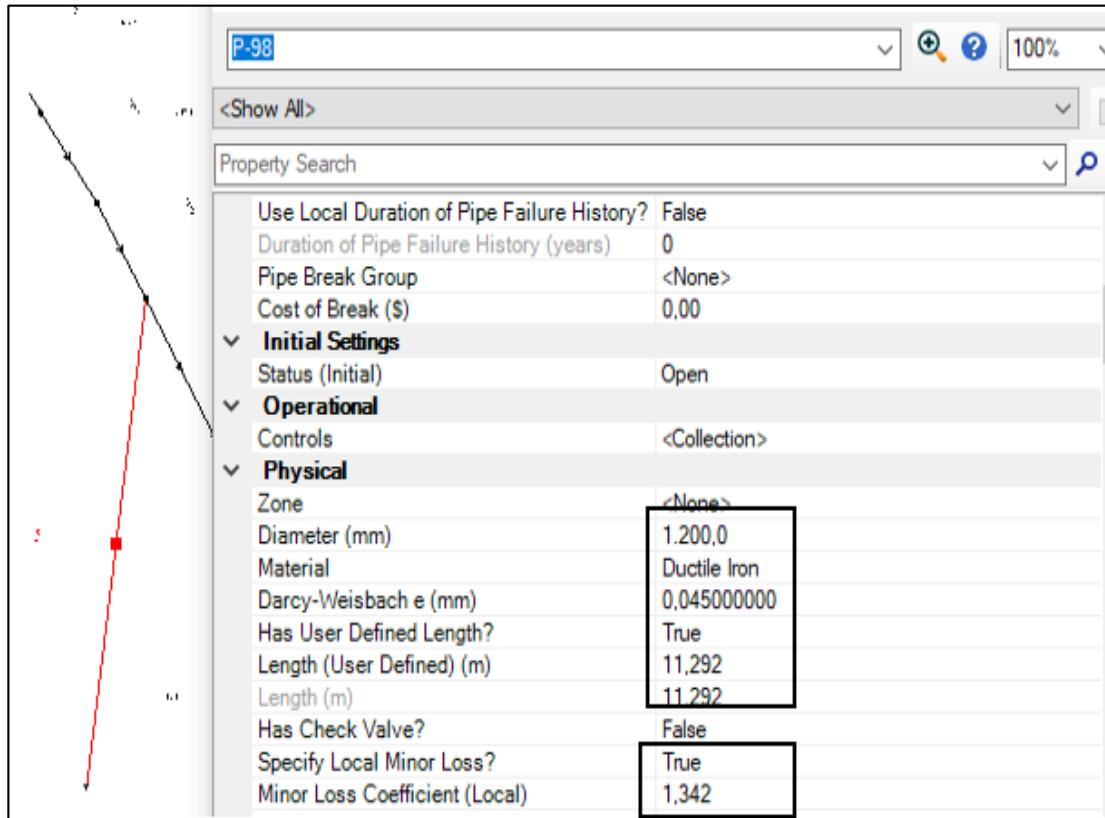
Para la modelación de la válvula anticipadora de golpe ariete, Hammer requería que los datos previamente definidos anteriormente sean introducidos de la siguiente manera:

- En primera instancia se trazó la tubería de derivación la que conecta la tubería principal antes del bifurcador y descarga en la quebrada cercana al sitio posteriormente se proporcionó: las elevaciones, geometría de la tubería y las propiedades físicas de la tubería como se puede apreciar a continuación:



**Figura 58**

*Propiedades de la tubería de derivación para la válvula anticipadora de golpe de ariete*

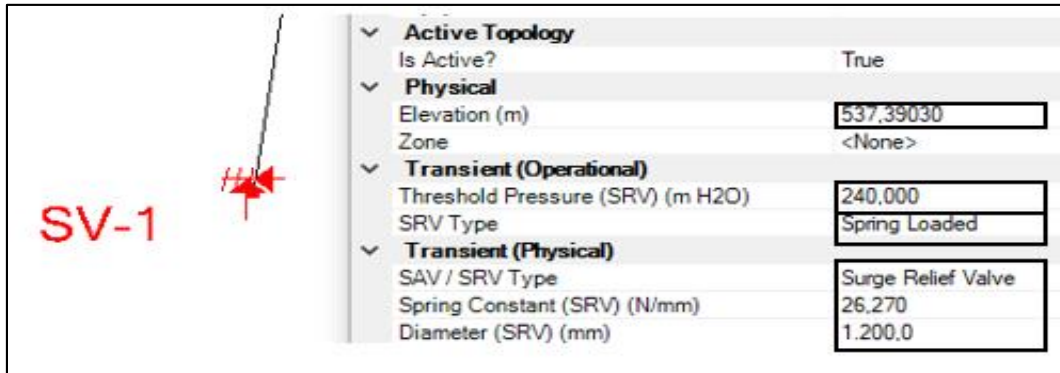


**Nota:** *Introducción de diámetro, coeficiente de rugosidad de maning, longitud perdidas de carga locales la tubería de derivación de la válvula anticipadora de golpe de ariete.*  
*Fuente: Bentley Hammer V8i*

Consecuentemente la válvula anticipadora de golpe ariete fue modelada utilizando una válvula de carga (valve surg), la misma que tenía una apropiada adaptación a las características y condiciones con las que iba a operar, con ello el proceso de especificación de los datos de la válvula en Hammer se lo realizó de la siguiente manera:

**Figura 59**

*Propiedades de válvula anticipadora de golpe de ariete*



**Nota:** Introducción de umbral de presiones, módulo de rigidez del resorte y diámetro de la válvula. Fuente: Bentley Hammer V8i

Como es evidente en la figura anterior, la válvula anticipadora de golpe de ariete considera para el cálculo del flujo transitorio el módulo de rigidez del resorte de la válvula para cual se tomó el valor sugerido por el programa que de 26.27 N/mm<sup>2</sup>. La función que usada es “Surge relief valve” que en español significa válvula de alivio de sobrepresión también se introdujo el valor del umbral de presiones máximo es decir cuando la válvula se deberá activar.

### **5.3. Modelación numérica del sistema hidráulico actual con tanques Hidroneumáticos.**

Estos dispositivos fueron modelados considerando dos alternativas por motivo que las dimensiones de los tanques resultan muy grandes.

Los valores que deben ser introducidos son los valores: cota de elevación del tanque 537,39 m, volumen tanque, el modelo del tanque en este caso “gas law model” que significa modelo de ley de gas, la presión atmosférica en el sitio del tanque, por otra cuando se requiera obtener valores en condiciones estática se debe asignar en la pestaña “treat as junction” true para que esta funcione únicamente como unión y no intervenga en estos cálculos. Para el análisis de los transitorios hidráulicos se debe definir el tipo de tanque en nuestro caso es “sealed” que significa sellado, el

diámetro de entrada del tanque, coeficiente de pérdidas de entradas y salida, presión de gas y finalmente si tiene bladder (vejiga-membrana elastoplástica) o no, por tanto, se estableció true.

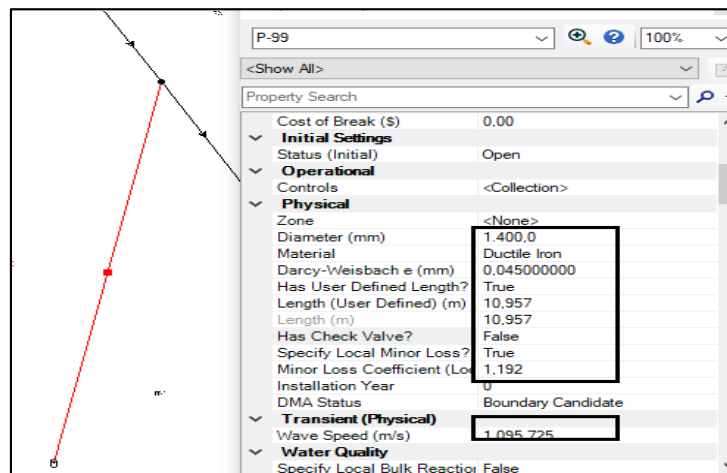
De esta información los valores que fueron modificados durante la simulación de los modelos son: volumen del tanque, coeficiente de pérdidas a la entrada y salida del tanque y presión de gas.

### 5.3.1. *Sistemas hidráulicos con 1 tanque hidroneumático*

El tanque hidroneumático fue implementado en el sistema hidráulico actual mediante una derivación con tubería de acero de diámetro 1400 mm el mismo que se encuentra al final, la tubería de derivación que tiene una rugosidad de 0.045 y una longitud de 11 metros, espesor es de 20 mm, la celeridad de onda fue determinada con la ecuación previamente presentada para tubería de acero, dando como resultado 1095,225 m/s. El tanque hidroneumático está ubicado en la cota 537.39 msnm.

**Figura 60**

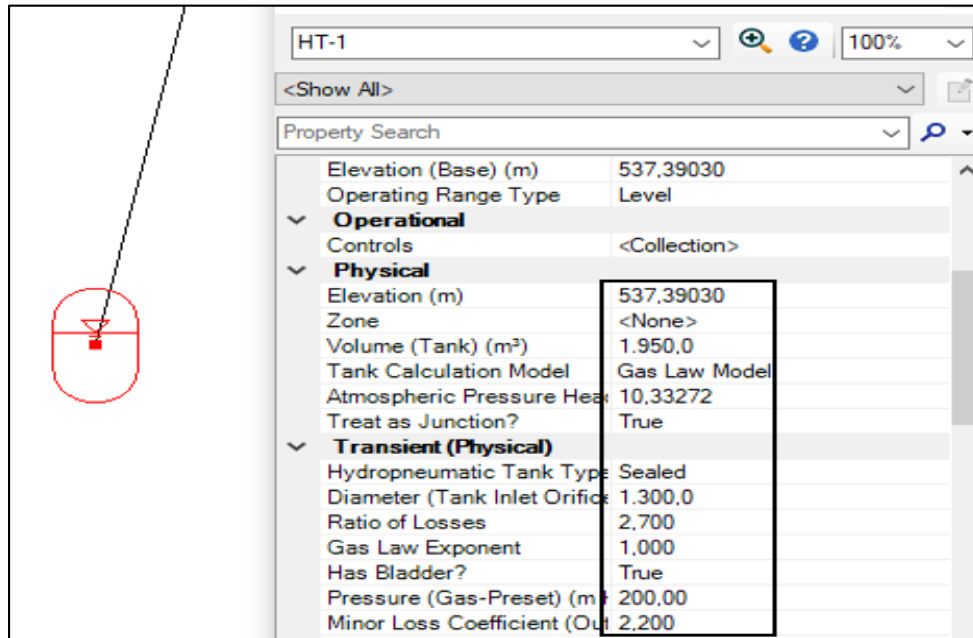
*Propiedades de la tubería de derivación del sistema hidráulico con 1 tanque hidroneumático.*



**Nota:** *Introducción de diámetro, coeficiente de rugosidad de maning, longitud perdidas de carga locales la tubería de derivación para 1 tanque hidroneumático. Fuente: Bentley Hammer V8i*

**Figura 61**

*Propiedades de 1 tanque hidroneumático Sistema Hidráulico*



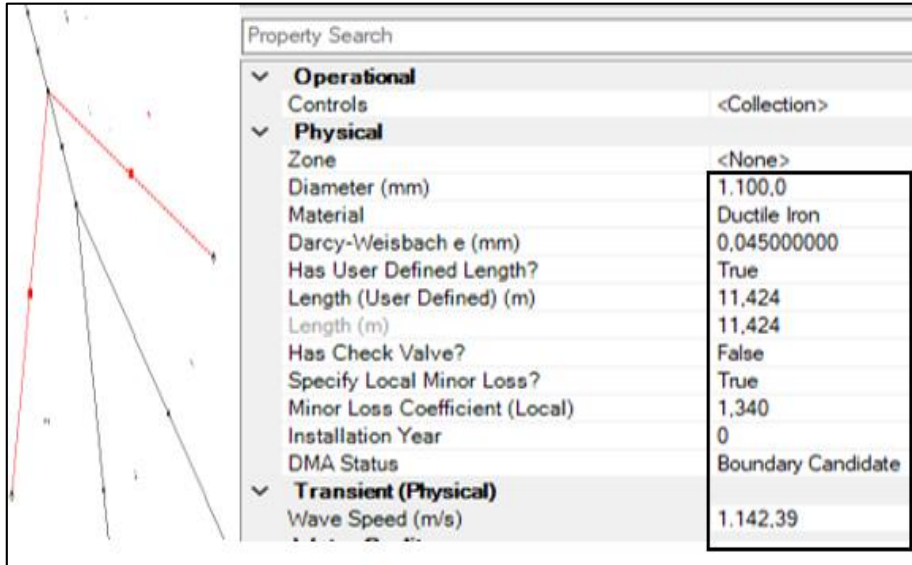
*Nota: Introducción del volumen de tanque hidroneumático, diámetro del orificio de entrada, coeficiente de pérdidas de carga de entrada y salida. Fuente: Bentley Hammer V8i.*

**5.3.2. Sistema hidráulico con 2 tanques hidroneumáticos**

Los tanques hidroneumáticos fueron implementados en el sistema hidráulico actual de la misma forma que un tanque hidroneumático, es decir mediante una derivación con una tubería de acero de diámetro 1100 mm encontrándose el tanque al final. La tubería de derivación tiene una rugosidad de 0.045 y una longitud de 11 metros, espesor de 20 mm, la celeridad de onda fue determinada con la ecuación antes presentada para tubería de acero, dando como resultado 1.142,39 m/s.

**Figura 62**

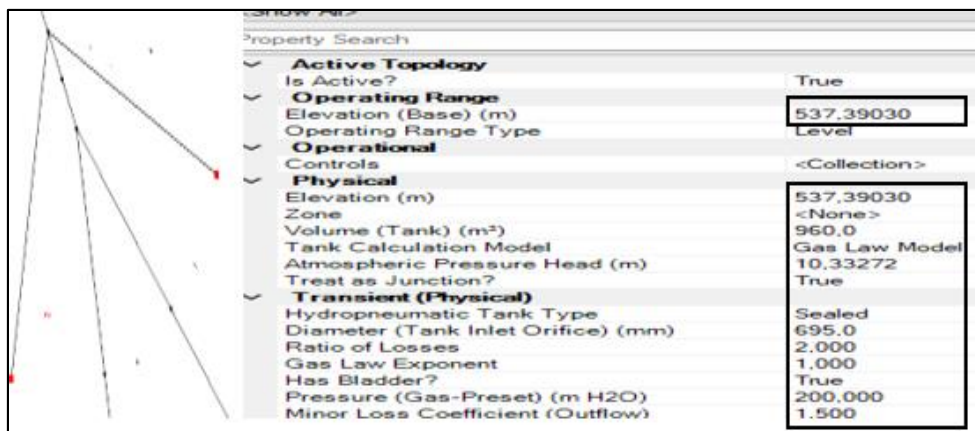
*Propiedades de la tubería de derivación del sistema hidráulico con 2 tanque hidroneumático*



*Nota: Introducción de diámetro, coeficiente de rugosidad de maning, longitud perdidas de carga locales la tubería de derivación para 2 tanque hidroneumáticos. Fuente: Bentley Hammer V8i.*

**Figura 63**

*Propiedades de los 2 tanque hidroneumático en Sistema Hidráulico*



*Nota: Introducción del volumen de tanque hidroneumático, diámetro del orificio de entrada, coeficiente de pérdidas de carga de entrada y salida. Fuente: Bentley Hammer V8i.*

#### 5.4. Premisas de diseño del sistema hidráulico actual con los elementos disipadores de presión.

Para este proceso se requiere que los elementos disipadores de presión cumplan las siguientes consideraciones a fin de garantizar su eficiencia y capacidad de adaptabilidad de cada uno de estos.

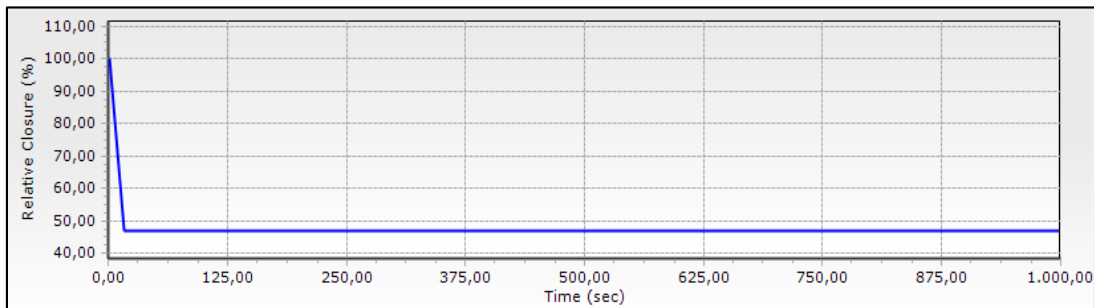
- 1.-La sobre presión máxima originada en los transitorios hidráulicos deben estar por debajo del 40% de 2.5 PN =250 m.c.a.
- 2.- Las velocidades en la tubería del bypass o de derivación no sean mayores a la velocidad máxima recomendada en condiciones transitorias de la tubería que es 6 m/s. **Anexos (5)**

#### Válvula de alivio de paso anular.

Se realizaron varias pruebas de operación de la válvula estableciendo curvas que relacionan el tiempo y el porcentaje de apertura de la misma, de esta manera se obtienen resultados favorables para el funcionamiento adecuado bajo las premisas antes descritas del sistema hidráulico. Con ello, tras realizar el proceso mencionado se definió una curva lineal entre el porcentaje de cierre y tiempo para el **escenario I**, en donde se determinó que la apertura de la válvula de alivio es de 47% con tiempo mínimo de 17 segundos. Ya que esta condición permite satisfacer las condiciones anteriormente requeridas.

#### **Figura 64**

*Curva de operación de la válvula de alivio paso anular Escenario I*

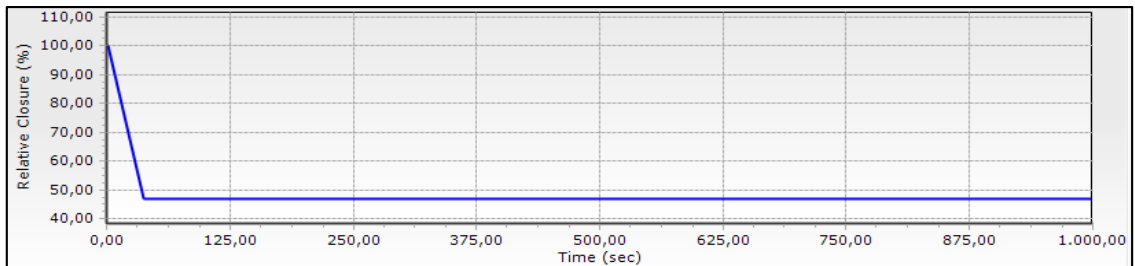


**Nota:** Curva que relaciona la apertura válvula de alivio paso anular versus el tiempo. Fuente: Bentley Hammer V8i

Para el **escenario II** se realizó el mismo procedimiento que el escenario I, en donde se determinó que la apertura de la válvula de alivio es de 47% con tiempo de 38 segundos.

**Figura 65**

*Curva de operación de la válvula de alivio paso anular Escenario II*



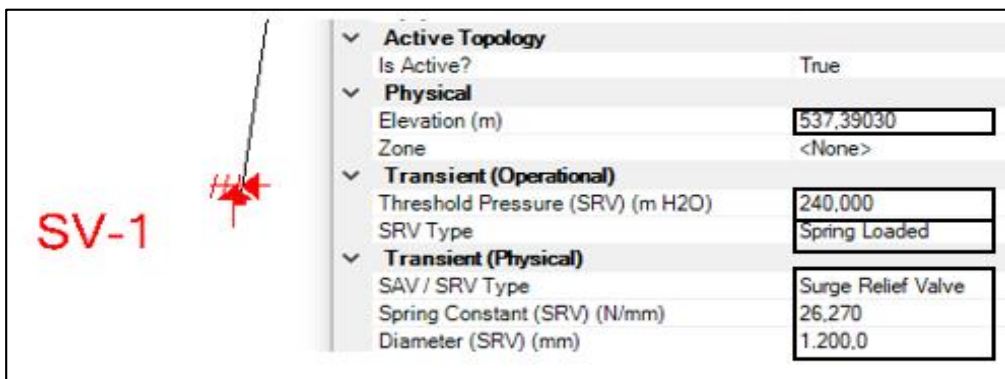
**Nota:** Curva que relaciona la apertura válvula de alivio paso anular versus el tiempo. Fuente: Bentley Hammer V8i

**Válvula de anticipadora de golpe de ariete.**

Para la válvula anticipadora de golpe de ariete únicamente se varió el valor de su diámetro a fin de conservar el valor de rigidez del resorte recomendada 26.27 (N/mm), por esta razón el valor del diámetro fue 1100(mm).

**Figura 66**

*Propiedades de válvula anticipadora de golpe de ariete*



**Nota:** Introducción de los datos de umbral de presiones, diámetro de la válvula, Tipo de funcionamiento y módulo de rigidez del resorte. Fuente: Bentley Hammer V8i

#### 5.4.1. Sistema hidráulico actual con tanques hidroneumáticos

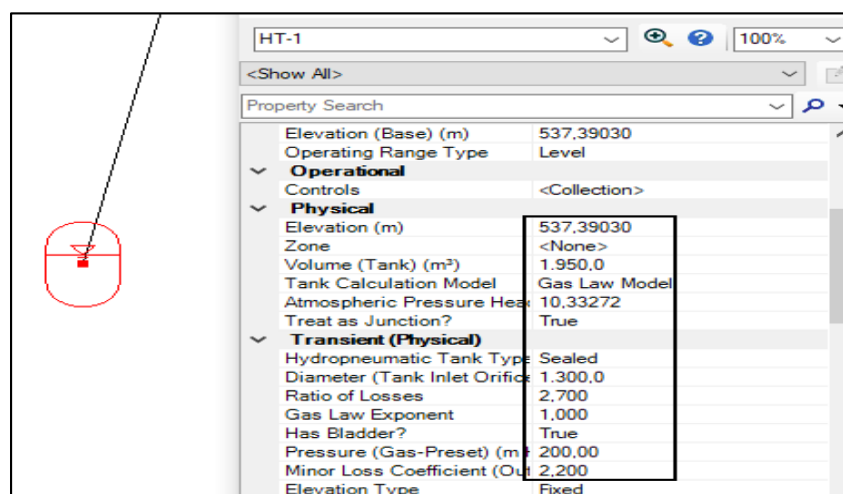
Fue un proceso iterativo en donde se cambiaron los coeficientes de pérdidas de entrada y salida del tanque, volumen y presión de gas. Esto se realizó para que el volumen del tanque sea mayor o igual al volumen de gas presurizado y con estas condiciones previamente definidas tenga la capacidad cumplir las condiciones anteriormente mencionados.

#### Sistemas hidráulicos con 1 tanque hidroneumático

Al modelo del Sistema hidráulico con 1 tanque hidroneumático se cambió los parámetros anteriormente expuestos y de esta manera se fue verificando el llenado del tanque que no sea mayor al volumen definido y las sobrepresiones originadas en flujo transitorio durante los dos escenarios sean menores a la condición definida anteriormente. Siendo así los parámetros alcanzados para que cumpla estas condiciones los que se observan a continuación.

**Figura 67**

*Parámetros de definidos en 1 tanque hidroneumático*



**Nota:** Introducción de los valores óptimos de: volumen de tanque hidroneumático, diámetro del orificio de entrada, coeficiente de pérdidas de carga de entrada y salida. Fuente: Bentley Hammer V8i.

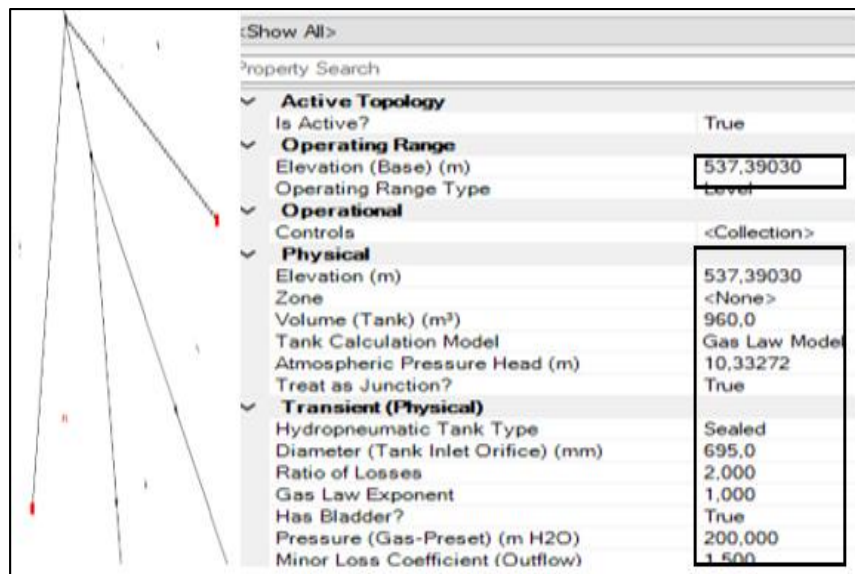


### Sistema hidráulico con 2 tanques hidroneumáticos

En el modelo del Sistema hidráulico con 2 tanques hidroneumáticos se cambiaron los parámetros anteriormente expuestos a cada uno de los tanques de forma equitativa con la finalidad de tener dimensiones y características iguales; de esta manera se fue verificando el llenado del tanque que no sea mayor al volumen definido y las sobrepresiones originadas en flujo transitorio durante los 2 escenario sean menores a la condición definida anteriormente. De esta manera se tiene como resultado parámetros que permiten satisfacer estas condiciones.

**Figura 68**

*Parámetros de definidos en 2 tanque hidroneumático*



**Nota:** Introducción de los valores óptimos de: volumen de tanque hidroneumático, diámetro del orificio de entrada, coeficiente de pérdidas de carga de entrada y salida. Fuente: Bentley Hammer V8i.

## CAPÍTULO VII

### EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS DE DISIPACIÓN DE PRESIÓN

La evaluación de los dispositivos disipadores de presión es netamente técnica, debido a que el propósito del este proyecto de titulación es encontrar un elemento disipador de presión con gran eficiencia y adaptabilidad al sistema hidráulico de la Central Hidroeléctrica Pusuno I.

#### **6.1. Análisis y comparación de resultados**

Se recopiló los resultados del estudio del sistema hidráulico de la central hidroeléctrica Pusuno I, que se obtuvieron con cada uno de los elementos disipadores de presión durante la simulación de los flujos transitorios en los escenarios de operación que fueron evaluados.

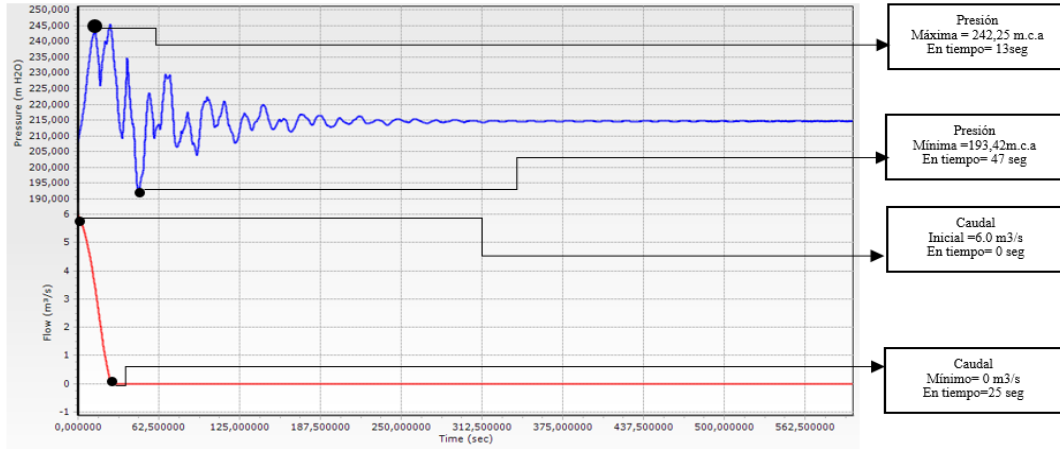
##### ***6.1.1. Análisis y comparación de resultados de las alternativas de disipación de presión en el***

##### ***Escenario de operación: “Cierre normal de los álabes de la turbina”***

Se presenta las siguientes figuras donde se podrá observar las diferentes curvas de presión y caudal en función del tiempo, del sistema hidráulico de la central hidroeléctrica Pusuno I con cada uno de los elementos disipadores de presión planteados.

**Figura 69**

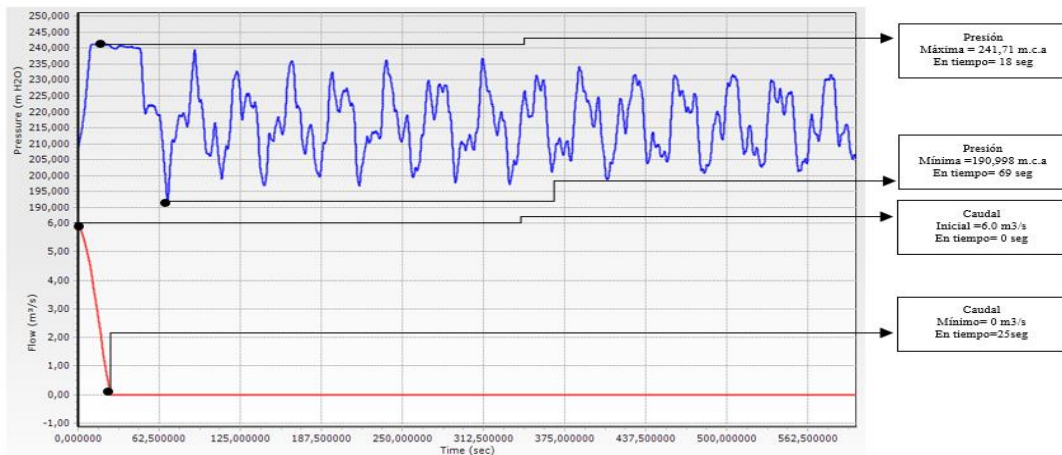
*Diagrama de variación de presiones en Escenario I, incorporando válvula de paso anular.*



*Nota: Variaciones de presión que se presentan aguas arriba de las válvulas de guardia a lo largo de toda la tubería de presión Pusuno I, por los transitorios. Fuente: Bentley Hammer V8i.*

**Figura 70**

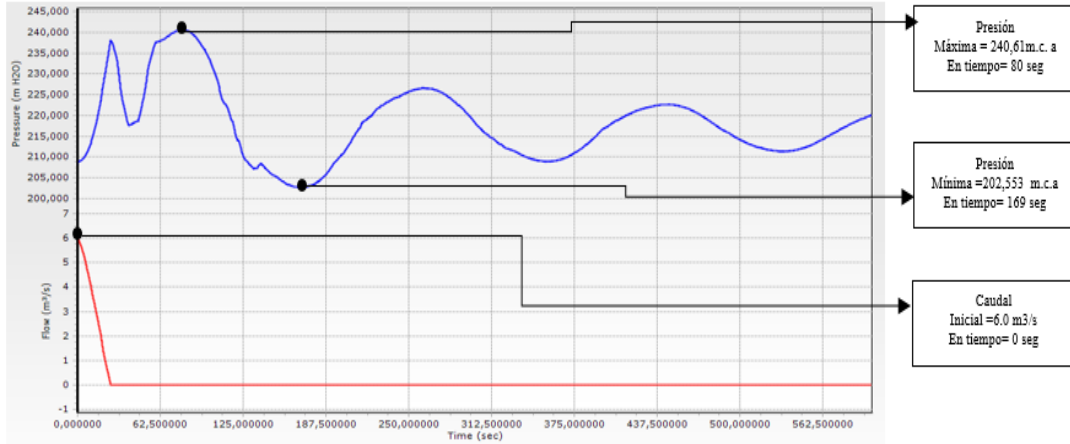
*Diagrama de variación de presiones en Escenario I, incorporando válvula anticipadora de golpe de ariete*



*Nota: Variaciones de presión que se presentan aguas arriba de las válvulas de guardia a lo largo de toda la tubería de presión Pusuno I, por los transitorios. Fuente: Bentley Hammer V8i.*

**Figura 71**

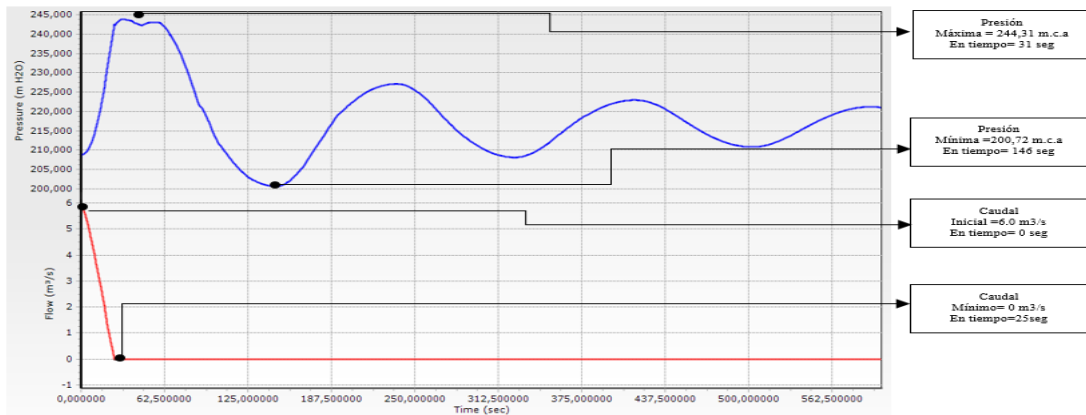
*Diagrama de variación de presiones en Escenario I, incorporando 1 tanque hidroneumático*



*Nota: Variaciones de presión que se presentan aguas arriba de las válvulas de guardia a lo largo de toda la tubería de presión Pusuno I, por los transitorios. Fuente: Bentley Hammer V8i.*

**Figura 72**

*Diagrama de variación de presiones en Escenario I, incorporando 2 tanques hidroneumáticos*



*Nota: Variaciones de presión que se presentan aguas arriba de las válvulas de guardia a lo largo de toda la tubería de presión Pusuno I, por los transitorios. Fuente: Bentley Hammer V8i.*

En la **tabla 12**, se puede apreciar la reducción de la sobrepresión que generan los elementos disipadores de presión propuestos. Inicialmente, sin elementos disipadores, en las turbinas se generan una sobrepresión del 51.65%.

**Tabla 12**

*Sobrepresiones en la tubería de presión de la central Pusuno I incorporando elementos disipadores de energía en escenario I*

Elementos disipadores de presión	Presión máxima m.c.a	% de sobrepresión
Válvula de alivio de paso anular	242,25	18,77
Válvula de alivio anticipadora	241,71	18,51
1 tanque hidroneumático	240,61	17,97
2 tanques hidroneumáticos	244,31	19,79

**Nota:** Representación de la reducción de la sobrepresión en relación a la carga neta del sistema hidráulico en condiciones normales. Fuente: Propia Autoría

Con los resultados conseguidos en la tabla anterior se pueden establecer que todos los elementos disipadores de presión cumplen con su objetivo que es reducir la sobrepresión por debajo de 1.2 veces el valor de la carga neta que es= 244,75 m.c.a.

En la **tabla 13** se verifica que la presión máxima generada en la turbina y tubería no excedan la máxima presión admisible estimada.

**Tabla 13***Verificación de presiones máximas y presiones máximas admisibles en escenario I*

Elementos disipadores de presión	40% de presión máxima( 2,5 PN) m.c.a	Presión máxima m.c.a	% de presión máxima admisible	Cumple
Válvula de alivio de paso anular	250	242,25	96,90%	si
Válvula de alivio anticipadora	250	241,71	96,68%	si
1 tanque hidroneumático	250	240,61	96,24%	si
2 tanques hidroneumáticos	250	244,31	97,72%	si

**Nota:** *Presiones máximas y porcentaje depresión máxima en relación a la presión admisible generadas en el sistema hidráulico de la central Hidroeléctrica Pusuno I. Fuente: Propia Autoría*

La **tabla 13** refleja que todos los dispositivos de disipadores de presión tienen la capacidad de reducir las sobre presiones por debajo del 40% de presión máxima de la tubería (2,5 PN) por lo que se cumple las premisas de diseño.

En la **tabla 14** se verifica que la máxima velocidad de rotación de la turbina durante los transitorios hidráulicos con los diferentes elementos disipadores de presión no superen la velocidad de embalamiento 1260,7 rpm

**Tabla 14***Velocidades de rotación de las turbinas . Escenario I*

Sistema	Velocidad máxima (rpm)	Tiempo de ocurrencia (s)
Sin disipador	960,38	19,95
Con válvula paso anular	938,6	19,95
Con 1 tanque	916,89	19,95
Con 2 tanques	918,59	19,95
Con válvula anticipadora	943,95	19,95

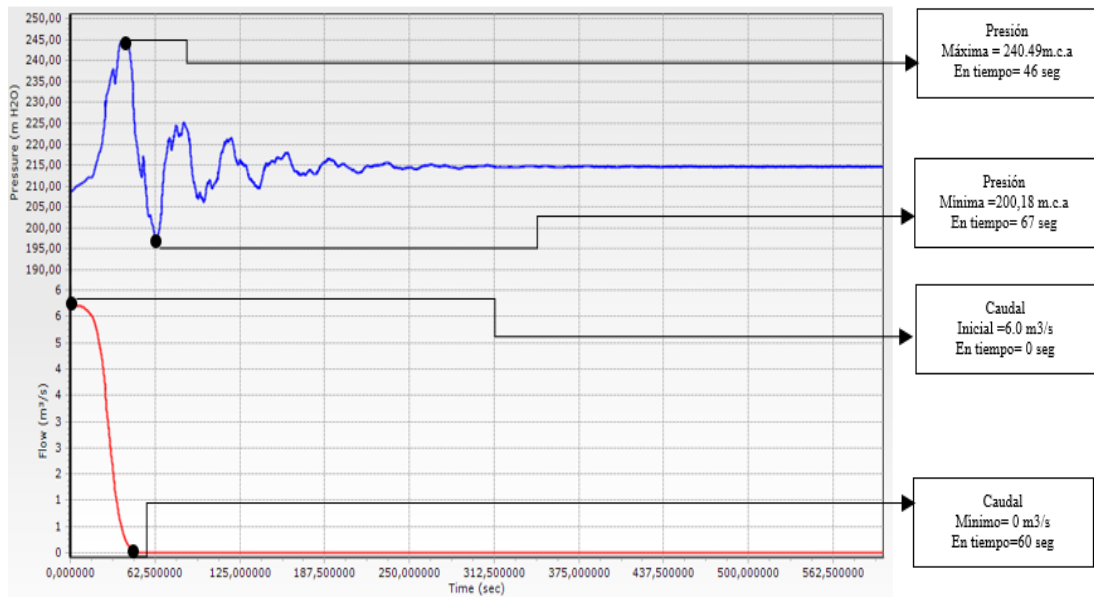
**Nota:** *Valores de las velocidades de rotación máximas de las turbinas generadas con la presencia de los transitorios hidráulicos en sistema hidráulico real y con alternativa de disipación. Fuente: Elaboración propia*

### 6.1.2. Análisis y comparación de resultados en el escenario “Desconexión del Sistema Nacional Interconectado (SNI)-Falla de los álabes de la turbina-Cierre de la válvula de control”

En las siguientes figuras se observan las diferentes curvas que presión y caudal en función del tiempo; del sistema hidráulico de la central hidroeléctrica Pusuno I con cada uno de los elementos disipadores de presión planteados.

**Figura 73**

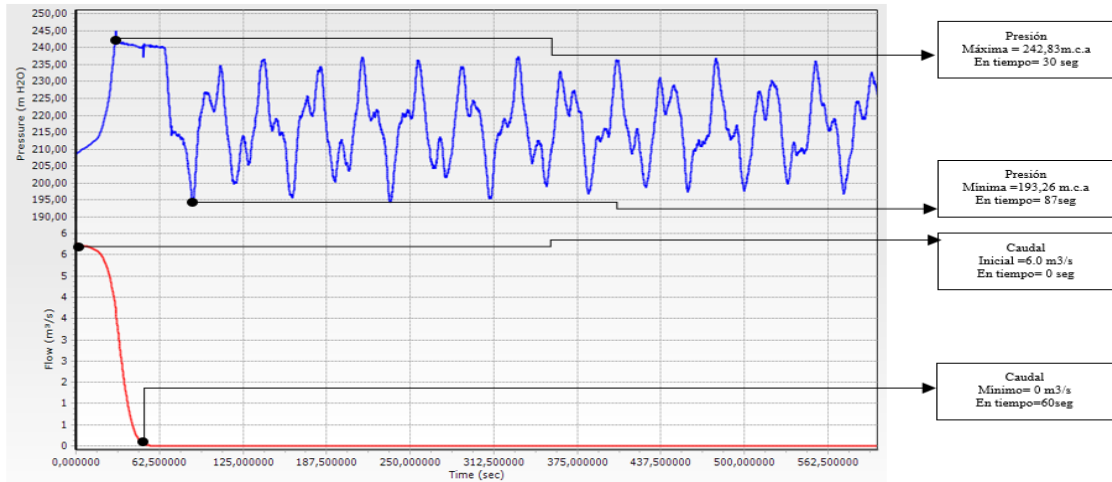
*Diagrama de variación de presiones en Escenario II, incorporando válvula de paso anular.*



**Nota:** Variaciones de presión que se presentan aguas arriba de las válvulas de guardia a lo largo de toda la tubería de presión Pusuno I, por los transitorios. Fuente: Bentley Hammer V8i.

**Figura 74**

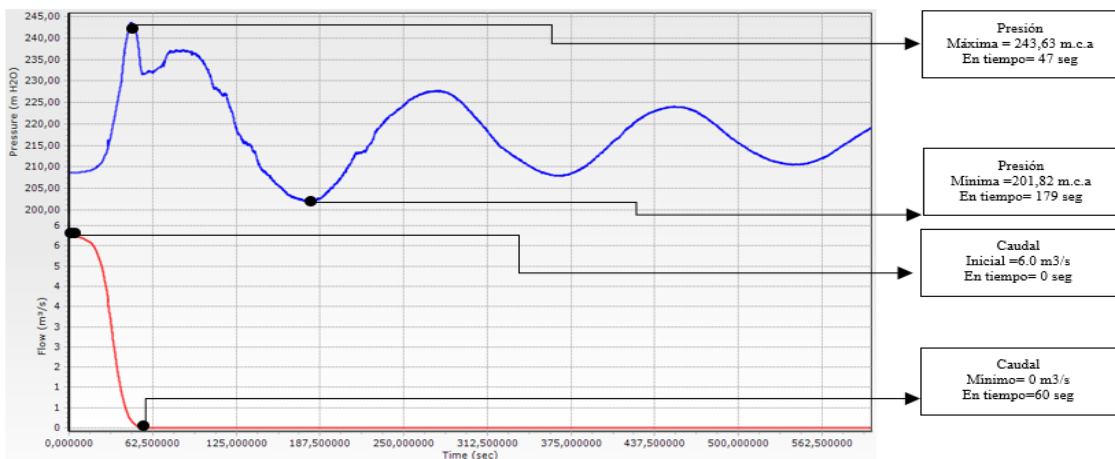
*Diagrama de variación de presiones en Escenario II, incorporando válvula anticipadora de golpe de ariete*



*Nota: Variaciones de presión que se presentan aguas arriba de las válvulas de guardia a lo largo de toda la tubería de presión Pusuno I, por los transitorios. Fuente: Bentley Hammer V8i.*

**Figura 75**

*Diagrama de variación de presiones en Escenario II, incorporando 1 tanque hidroneumático*

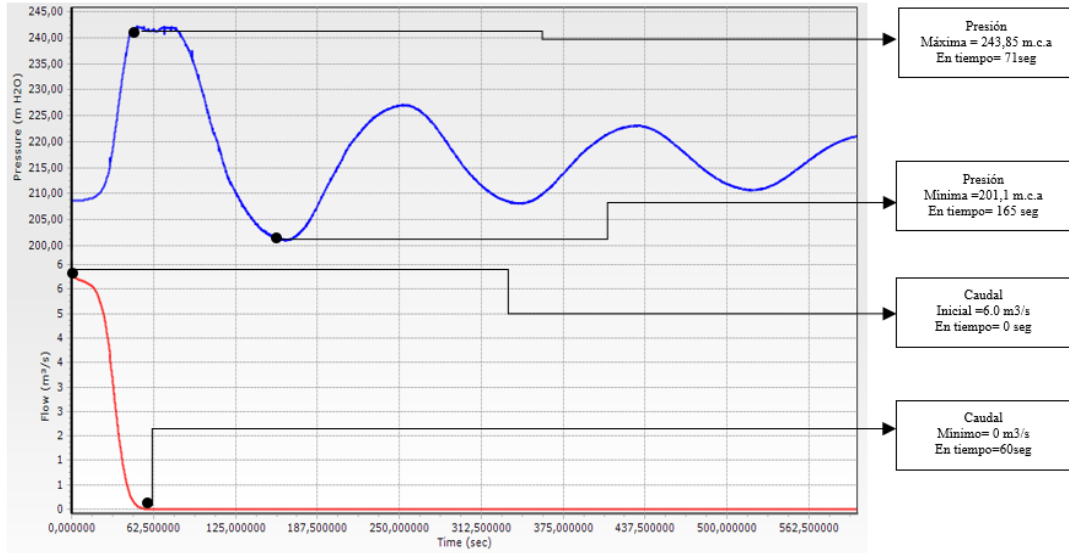


*Nota: Variaciones de presión que se presentan aguas arriba de las válvulas de guardia a lo largo de toda la tubería de presión Pusuno I, por los transitorios. Fuente: Bentley Hammer V8i.*



**Figura 76**

*Diagrama de variación de presiones en Escenario II, incorporando 2 tanques hidroneumáticos*



*Nota: Variaciones de presión que se presentan aguas arriba de las válvulas de guardia a lo largo de toda la tubería de presión Pusuno I, por los transitorios. Fuente: Bentley Hammer V8i.*

En la **tabla 15**, se puede apreciar la reducción de la sobrepresión que generan los elementos disipadores de presión propuestos. Inicialmente, sin elementos disipadores, en las turbinas se generan una sobrepresión del 45.6%.

**Tabla 15**

*Sobrepresiones en la tubería de presión de la central Pusuno I incorporando elementos disipadores de energía en escenario II*

Elementos disipadores de presión	Presión máxima m.c.a	% de reducción de sobrepresión
Válvula de alivio de paso anular	240,49	17,91
Válvula de alivio anticipadora	242,83	19,06
1 tanque hidroneumático	243,63	19,45
2 tanques hidroneumáticos	243,85	19,56

*Nota: Representación de la reducción de la sobrepresión en relación a la carga neta del sistema hidráulico en condiciones normales. Fuente: Propia Autoría.*

Con los resultados de la tabla anterior se pueden establecer que todos los elementos tienen la capacidad de reducir la sobrepresión durante este escenario por debajo de la condición: 1.2 veces el valor de la presión estática neta que es  $1,2 \times 203,95 \text{ m.c.a} = 244,75 \text{ m.c.a}$ .

En la **tabla 16** se verifica que la presión máxima generada en la turbina y tubería no excedan la máxima presión admisible estimada.

**Tabla 16**

Verificación de presiones máximas y presiones máximas admisibles en escenario II

Elementos disipadores de presión	40% de presión máxima( 2,5 PN) m.c.a	Presión máxima m.c.a	% de presión máxima admisible	Cumple
Válvula de alivio de paso anular	250	240,49	96,20%	si
Válvula de alivio anticipadora	250	242,83	97,13%	si
1 tanque hidroneumático	250	243,63	97,45%	si
2 tanques hidroneumáticos	250	243,85	97,54%	si

**Nota:** *Presiones máximas y porcentaje de presión máxima en relación a la presión admisible generadas en el sistema hidráulico de la central Hidroeléctrica Pusuno I. Fuente: Propia Autoría.*

La **tabla 16** refleja que todos los dispositivos de disipadores de presión tienen la capacidad de reducir las sobre presiones por debajo del 40% de presión máxima de la tubería (2,5 PN) por lo que se cumple las premisas de diseño.

**Tabla 17**

*Velocidades de rotación de las turbinas . Escenario II*

Sistema	Velocidad máxima (rpm)	Tiempo de ocurrencia (s)
real	975,88	24,00
Con válvula paso anular	976,18	23
Con 1 tanque	975,96	24
Con 2 tanques	980,53	21
Con válvula anticipadora	983,07	24

*Nota: Valores de las velocidades de rotación máximas de las turbinas generadas con la presencia de los transitorios hidráulicos en sistema hidráulico real y con alternativa de disipación. Fuente: Elaboración propia*

En la **tabla 17** se verifica que la máxima velocidad de rotación de la turbina durante los transitorios hidráulicos con los diferentes elementos disipadores de presión no superen la velocidad de embalamiento 1260,7 rpm.

## **6.2. Selección de la alternativa técnicamente viable.**

Tras la comparación de resultados del análisis de transitorios hidráulicos en el sistema a presión de la central hidroeléctrica Pusuno1 con disipadores de presión, se obtuvieron resultados satisfactorios indicando que todos los elementos tienen la capacidad de reducir la sobrepresión por debajo de las condiciones de verificación.

Por esta razón se tomó en cuenta ciertos parámetros como: las dimensiones de los elementos disipadores de energía, la configuración que se requiere para incorporar en el sistema hidráulico a presión, la dificultad de encontrar en el mercado y su eficiencia.

Tomando en cuenta las dimensiones de cada elemento disipador se estableció que los tanques hidroneumáticos son descartados debido a que necesita tener la capacidad de almacenar un volumen de gas comprimido excesivamente grande en comparación a los tanques que normalmente se comercializan y por ello su fabricación debería ser in situ, a diferencia de estos

elementos las dimensiones de las válvulas anticipadora de golpe de ariete y de paso anular poseen dimensiones comerciales.

En el modelo matemático de sistema hidráulico de la central hidroeléctrica Pusuno I se definió la configuración para la incorporación de la válvula anticipadora de golpe de ariete la misma que consiste en instalar una tubería de derivación, en donde dicha válvula se ubicó al final de esta tubería con la finalidad que el caudal se liberado a la atmosfera (**figura 60**).

Con respecto a la configuración requerida para la instalación de la válvula de alivio de paso anular en el modelo matemático de sistema hidráulico se estableció un bypass el mismo que conecta la tubería principal de presión PRFV con el tanque de aguas turbinadas en este tramo es instalada la válvula de alivio de paso anular. La longitud de la tubería de esta alternativa es mayor a la longitud de tubería de la configuración anterior y requiere más accesorios debido a que se necesita realizar cambios de dirección. (**figura 65,57**).

Para definir cuál de elementos disipadores de presión: válvula anticipadora y válvula de paso anular, tiene mayor eficiencia durante su accionamiento en presencia de los transitorios hidráulicos que se originan en los escenarios de operación definidos, se consideró el tiempo que se demoran estos disipadores en reducir la sobrepresión por debajo de las condiciones definidas y también el tiempo que tarda en eliminar totalmente la variación de presión en la tubería a presión de PRFV hasta llegar a una condición estacionaria. Esto se puede evidenciar en las **figuras (62-65)**, en donde la válvula anticipadora reduce la mayoría de la sobrepresión por debajo del umbral en los escenarios I, II en los tiempos de 18 y 30 segundos respectivamente, de igual forma la válvula de paso anular fue evaluada para estos dos escenarios y tuvieron un tiempo de reducción de la mayoría de sobrepresión de 13 y 45 segundos respectivamente.

El tiempo que requiere la válvula de alivio de paso anular para eliminar las variaciones de sobrepresión y la presión en la tubería de PRFV hasta llegar a una condición estacionaria, es de 250 segundos, siendo así un tiempo muy corto en relación al tiempo de la válvula anticipadora que supera los 600 segundos.

## CAPÍTULO VIII

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 7.1. Conclusiones.

- Para simular el comportamiento del sistema hidráulico a presión de la central hidroeléctrica Pusuno 1 se utilizó el paquete informático Bentley Hammer Vi8 el mismo que permitió simular los escenarios de operación normal: **Escenario I “Cierre normal de los álabes de las turbinas”** y **Escenario II “Desconexión del Sistema Nacional Interconectado (SNI)-Falla de los álabes de la turbina-Cierre de la válvula de control”** y de esta manera conocer las máximas presiones que se originan por la presencia de los transitorios hidráulicos, mediante las gráficas de las envolventes de presión generadas en cada uno de los escenarios .
- Para la **simulación del sistema hidráulico a presión con flujo permanente** se consideró todas características físicas y mecánicas de los elementos del sistema para garantizar un comportamiento similar al sistema que actualmente se encuentra operando, en este proceso se obtuvo como resultado una presión de 205,1 m.c.a en cada una de las turbinas, la misma que sea similar al valor de presión real en cada turbina que es 205,11 m.c.a (carga neta 203.95m.c.a.), el cual fue obtenido de la Relatoría Técnica del proyecto de la Central Hidroeléctrica Pusuno I durante la ejecución de pruebas de puesta en marcha de las unidades. El caudal considerado fue de 12m<sup>3</sup>/s el mismo que es distribuido mediante el bifurcador, con un caudal de 6m<sup>3</sup>/s a cada una de las turbinas. Con ello se estableció un modelo matemático calibrado para flujo permanente.

- Para la **calibración del modelo matemático a flujo transitorio** se definió los parámetros de operación obtenidos de la Relatoría Técnica del proyecto de la Central Hidroeléctrica Pusuno I durante la prueba de rechazo de carga con dos turbinas en donde se cerraron al 75% en un tiempo de 26.7 segundos generándose así un sobre presión máxima de 273,99 m.c.a la misma que resulta relativamente mayor a la real 272,34 m.c.a en un 0.602% .Por esta razón por medio de este procedimiento se concluyó que el modelo matemático del sistema hidráulico muestra concordancia con los resultados reales teniendo así un modelo calibrado para flujo no permanente.
- En la simulación del **escenario I “Cierre normal de los álabes de las turbinas”** sin elementos de disipación, los elementos que controlan el flujo en el sistema hidráulico a presión son las turbinas, por tal motivo, la curva de operación fue definida de forma lineal descendente, es decir, la relación entre porcentaje y el tiempo de cierre mínimo es de 25 segundos. Para este escenario no existe la desconexión del Sistema Nacional Interconectado (SNI), entonces la curva de torque eléctrico del generador se fue reduciendo en función del porcentaje de cierre de los álabes, finalmente las válvulas de control permanecieron 100% abiertas. La presión máxima generada mediante el modelo matemático durante este análisis en los transitorios hidráulicos fue 309,3 m.c.a y la velocidad máxima de rotación de la turbina es 960.38 rpm, inferior a la velocidad de embalamiento.
- En el modelo numérico del **escenario II “Desconexión del Sistema Nacional Interconectado (SNI)-Falla de los álabes de la turbina-Cierre de la válvula de control”** sin elementos de disipación, la válvula de guardia es la encargada de controlar el paso del flujo a la turbina dado que los álabes no pueden cerrarse debido alguna falla mecánica,

siendo así se definió la curva de operación de la válvula mariposa que relaciona el porcentaje con el tiempo de cierre, el tiempo mínimo de cierre es de 60 segundos y la curva de operación de la turbina permaneció 100% abierta durante el tiempo de simulación; la curva del torque eléctrico del generador fue constante en cero debido que en este escenario existe la desconexión con el Sistema Nacional Interconectado SNI. Después del análisis de este escenario con el modelo matemático se obtuvo una presión máxima de 296,95 m.c.a y una velocidad máxima de rotación de la turbina de 975.78 rpm, inferior a la velocidad de embalamiento.

- Se ha evidenciado que las curvas de velocidad de rotación de las turbinas son diferentes para cada uno de los escenarios de operación expuestos.

En el **escenario I** sin elementos de disipación de energía, la curva de velocidad presenta un incremento parabólico hasta 960,38 rpm en un tiempo de 20 segundos, debido a que las turbinas en este escenario controlan el flujo que es transportado por el sistema hidráulico a presión, para ello el distribuidor va cerrándose haciendo que la velocidad del flujo incremente lo que genera un incremento de la velocidad rotacional de la turbina, sin embargo dada la presencia del torque eléctrico del generador, impide que la velocidad incremente rápidamente sin llegar a la velocidad de embalamiento, ver **figura 52**.

En el **escenario II** sin elementos de disipación de energía, la curva de velocidad presenta un incremento de velocidad alto hasta 975,88 rpm en un tiempo corto de 24 segundos, debido a que la válvula de guardia (mariposa) fue la encargada controlar en este escenario el paso del fluido hacia la turbina, es decir mientras esta se encuentra cerrando va incrementando la velocidad del fluido aguas abajo por tal motivo la turbinas giran más rápido al no existir el torque eléctrico del generador. Esto sucede hasta que la tubería



aguas abajo de la válvula de control se encuentre sin flujo y con ello la turbina reduce la velocidad de forma lenta como se puede ver en la **figura 54**.

- El **sistema hidráulico con un tanque hidroneumático**, presentó una disminución en las sobrepresiones; en el **escenario I de 22,21%** y **escenario I 17,96%** en relación a la sobrepresión máxima generada en el sistema actual, con lo cual cumple las condiciones de verificación, considerando que la capacidad del tanque sea 1950 m<sup>3</sup>, el compresor debe mantener una presión de gas de 200 m.c.a en el interior del tanque, diámetro de entrada de flujo sea 1300 mm, coeficiente de pérdidas teóricos de entrada = 2,7 y el coeficiente de pérdida de salida=2,2.
- Los resultados del **sistema hidráulico con dos tanque hidroneumáticos**, muestra una reducción de sobrepresiones ; en el **escenario I de 21,0%**y **escenario II 17,88%** en relación a la sobrepresión máxima generada en el sistema actual respectivamente, cumpliendo así con las condiciones de verificación , a razón que la capacidad de los tanques sea 960 m<sup>3</sup>, el compresor mantenga una presión de gas de 200 m.c.a en el interior del tanque, diámetro de entrada de flujo sea 695 mm, coeficiente de pérdidas teóricos de entrada = 2 y el coeficiente de pérdida de salida=1,5.
- Los resultados del **sistema hidráulico con la válvula anticipadora de golpe de ariete**, muestra una reducción de sobrepresiones en el **escenario I de 21,85%**y **escenario II 18,23%** en relación a la sobrepresión máxima generada en el sistema actual y consecuentemente cumple con las condiciones de verificación, considerando que el diámetro de la válvula sea 1200 mm, el umbral de presión máximo configurado en la

válvula debe ser 240 m.c.a y que tenga un resorte con rigidez 26,27 N/mm. Sin embargo, el tiempo en que esta válvula se demora en eliminar las variaciones de presión en la tubería de PRFV es prolongado (600 segundos).

- Los resultados del **sistema hidráulico con válvula de alivio de paso anular**, muestra una reducción de sobrepresiones en **escenario I de 21,68%** y **escenario II 19,01%** en relación a la sobrepresión máxima generada en el sistema real y de esta manera permitió cumplir las condiciones de verificación considerando que el diámetro de la válvula sea 1200 mm, y las condiciones de operación en el **escenario I** debe tener un porcentaje de apertura de 47% en un tiempo de 17 segundos y en el **escenario II** la válvula debe tener una apertura de 47% en un tiempo de 38 segundos. El tiempo que esta válvula se demora en eliminar las variaciones de sobrepresión es de 250 segundos, siendo así un tiempo corto en relación al tiempo de la válvula anticipadora.
- En el análisis del flujo transitorio con las alternativas de disipación las velocidades de rotación de las turbinas no varían significativamente con respecto al valor del sistema sin alternativa de disipación. Y de la misma manera no alcanza la velocidad embalamiento, es decir se evidenció que se origina velocidades de rotación máxima en el sistema con válvula de paso anular en el escenario I de 938,6 rpm y en el escenario II 976,18 rpm. Con válvula anticipadora en el escenario I de 943,95 rpm y en el escenario II 983,07 rpm. Con un tanque hidroneumático en el escenario I de 916,89 rpm y en el escenario II 975,96 rpm. Con dos tanques hidroneumáticos en el escenario I de 918,59 rpm y en el escenario II 980,53 rpm.

## 7.2. Recomendaciones.

- Para el análisis de los transitorios hidráulicos en sistemas presurizados de centrales hidroeléctricas es indispensable obtener la información de todas las características físicas, mecánicas y de operación de los elementos que conforman el sistema debido que permiten obtener un modelo matemático computarizado más cercano al real.
- En la simulación y calibración del modelo matemático con flujo transitorio es de gran importancia conocer cómo se desarrollan los escenarios de operación en los sistemas hidráulicos a presión de las centrales hidroeléctricas, a fin de conocer cuáles serán los parámetros y condiciones que requieren los elementos de control, disipación y generación para ser simulados en el software Bentley Hammer y de esta manera garantizar que el modelo tenga resultados similares a los reales. Se recomienda usar el elemento turbina para modelar turbinas tipo Francis y el elemento válvula con descarga atmosférica para turbinas tipo Pelton.
- Para la incorporación de las alternativas que permitan la disipación de presión en la tubería del sistema hidráulico de las centrales hidroeléctricas es de importancia conocer cuáles son las limitaciones de los elementos de este sistema, principalmente la resistencia máxima de las tuberías y el tiempo de operación mínimo de apertura y cierre de las válvulas de control como de las turbinas. Por otra parte, se debe conocer la topografía de la zona donde se va a implantar la alternativa de disipación a fin de verificar si es posible su implantación, por lo general esta zona de implantación es cercana a la casa de máquinas ya que se tienen como propósito reducir la mayor cantidad de presión del sistema y con ello salvaguardar la integridad física de la tubería a presión y de las turbo- máquinas.
- De acuerdo con los resultados obtenidos durante el proceso de análisis se propone implantar como primera opción la válvula de paso anular debido a que cumple con todas

las condiciones de verificación y además tiene la capacidad de eliminar las variaciones de presión y la presión en la tubería de PRFV durante la presencia de los transitorios hidráulicos en cada uno de los escenarios en un tiempo corto y de esta manera brindará mayor seguridad ante los posibles daños físicos de la tubería como de las turbinas. Este tipo de válvulas es posible de encontrar fácilmente en el mercado.

- Como segunda opción se puede considerar la válvula anticipadora de golpe de ariete por motivo que cumple con las condiciones de verificación establecidas y también tiene la capacidad de eliminar las variaciones de presión en la tubería de PRFV, pero en un tiempo mucho más prolongado en relación a la válvula de paso anular. Esta válvula a igual que la anterior se la puede encontrar en el mercado fácilmente.
- No se recomienda implementar los tanques hidroneumáticos a pesar que estos cumplan con las condiciones de verificación establecidas, por el motivo que sus dimensiones son excesivamente grandes y no se pueden encontrar en el mercado fácilmente, para lo cual se requiere que este tipo de solución sean construidas en in situ resultando así una solución no viable por su alto costo de fabricación. En caso de querer tomar esta alternativa como solución se debe tener presente que los materiales con los que se vaya a construir tenga la capacidad de soportar las presiones generadas en su interior para ello en el anexo 7 se tiene las presiones máximas que el material debe soportar como mínimo.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abreu, J. m., Guarga, R., & Izquierdo, J. (1995). *Transitorios y oscilaciones en sistemas hidráulico a presión*. España: Imprenta Sichert.
- Abreu, J., Cabrera, E., & Espert, V. B. (2012). *Transitorios hidráulicos: del régimen estacionario al golpe de ariete*. Valencia: Universidad Politécnica de València.
- AseTUB, A. E. (2016). *Guía técnica para el diseño, fabricación e instalación de tuberías a presión de poliéster reforzado con fibra de vidrio*. Madrid, España.
- Ataix, C. (1975). *Turbomáquinas Hidráulicas*. Madrid: ICAI Madrid.
- Ayala, C. M. (2014). *Análisis del Comportamiento de las Tuberías de Poliéster Reforzado Con Fibra de Vidrio con Capa de Arena. Tesis Doctoral*. Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, España.
- Ayala, D., & Cathme, D. (2016). *Análisis de transientes hidráulicos y golpe de ariete de tuberías largas en el proyecto Salve Faccha. Tesis Previo a la Obtencion de Título de Ingeniero Civil*. Pontificia Universidad Católica Del Ecuador, Quito, Pichincha, Ecuador.
- Benjamin y, W. E., & Streeter, V. L. (1978). *Fluid Transients*. Michigan: Mc Graw-Hill Inc.
- Bentley, C. C. (s.f.). *Bentley Hammer V8i User's Guide Edition 1*. Estados Unidos.
- Bentley, D. P. (s.f.). *Métodología de cálculo BENTLEY HAMMER V8i*. Casa Comercial Bentley, Estado Unidos.
- Canchig, C. (2015). *Diseño de la captación y conducción para la Microcentral hidroeléctrica en la estación científica amazónica Juri Juri Kawsay de la Universidad Central del Ecuador. Tesis previo a la obtención del Título de Ingeniero Civil*. Universidad Central del Ecuador, QUITO, ECUADOR.
- Carmona, R., & Aguilar, L. (Enero-Abril de 1987). *Transitorios hidráulicos en conductos a presión*. (I. d. UNAM, Ed.) *Ingeniería Hidraulica en Mexico*, 29-52.
- Catahme, D. A. (2016). *Análisis de transitorios hidráulicos y golpe de ariete de tuberías largas en el proyecto Salva Faccha. Pontificia Universidad Católica del Ecuador*. Quito.
- Chaudhry, M. (1979). *Applied Hydraulic Transients*. Canada: Litton Educational Publishing, Inc.

- Duchi, T., & Peralta, A. (2014). Manual de operaciones y mantenimiento para la central hidroeléctrica Saymirin v. *Tesis previa a la Obtencion de titulo de Ingeniero Electrico*. Universidad de Cuenca, Cuenca.
- Electricidad, C. F., & UNAM. (1982). *Manual del diseño de obras civiles*. México: editorial de la C.F.E.
- Flórez, R. O. (2011). *Pequeñas Hidroelectricas* . Colombia.
- Holger, B. M. (2008). Hidráulica de tuberías. *Descripción y efectos del golpe de ariete. Protección de líneas hidráulicas*". Univesidad Técnica Particular de Loja.
- IndustrialTrainingInteractive. (2000). *Hidráulica basica "Capacitación de la potencia hidráulica"*. Interactive Industrial Training.
- Jara, L. F. (2016). Influencia de sobrevelocidad en las sobrepresiones de los sistemas hidráulicos de las centrales hidroeléctricas equipadas con turbinas Francis. *Tesis para Obetener el Grado de Magister en Ingeniería*. Escuela Politecnica Nacional, Quito, Pichincha, Ecuador.
- L.Streeter, V. (1972). *Mecánica de Fluidos*. Sevilla, México: Ediciones Olimpia.
- Lozada, J. M. (2010). AAnálisis del flujo no permanente en tuberías de presión para aprovechamientos hidroeléctricos. *Tesis Previo a la Obtencion del Titulo Ingeniero Civil*. Escuela Politecnica Nacional, Quito, Pichincha, Ecuador.
- Luis, J. (2016). *Análisis de transitorios hidráulicos y golpe de ariete de tuberías largas en el proyecyo Salva Faccha*. Escuela Politécnica Nacional, Quito.
- Manual de Agua Potable, A. y. (2007). Comisión Nacional del Agua,. Tlalpan, México.
- MATAIX, C. (1982). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. 2ª. México: Harla.
- Mena, E., & Mena, S. (2015). Diseño y simulación hidráulica para una central hidroeléctrica con una capacidad de generación de 16,8 MW. *Tesis para Obtencion de Titulo de Ingeniero Mecanico*. Universidad Politecnica Salesiana, Quito.
- Muñoz, G., Mansoor, Sa´ad, & Jones, D. (2013). *Modelling and controlling hydropower plants*. London, United Kingdom: Springer-Verlag. doi:10.1007/978-1-2291-3
- Navas, I. C. (2014). *Cursos de Centrales Hidroeléctricas* . Ecuador quito.

- PavcoWadin. (Colombia de Agosto de 2018). *Pavco Wavin*. Obtenido de <https://pavcowavin.com.co/tuberia-tubo-grp-acueducto-pavco>
- Riasi, A., Raisee, M., & Nourbakhsh, A. (16 de 04 de 2010). Simulation of transient flow in hydroelectric power plants using unsteady friction. *Journal Mechanical Engineering*, 56, 377-384.
- Rovira, L., Alvaro, A., & Cataldo, J. (7 de 11 de 2017). Análisis del modelo de transitorios hidráulicos con la incorporación de la curva dinámica característica de válvulas de retención. (M. Idiart, A. Scarbino, & M. Storti, Edits.) *Asociación Argentina De Mecanica Computacional Vol. XXXV*, 24.
- Saldarriga, J. (2000). *Hidraulica de tuberías*. Bogotá : McGraw – Hill.
- Soria, M. G. (2017). Análisis del flujo no permanente en una conducción de alta carga con ramificaciones. *Tesis Doctoral*. Escuela Politecnica Nacional, Quito, Pichincha, Ecuador.
- Sotelo, G. (1987). *Hidráulica General, vol. I, fundamentos*. México: Limusa.
- Twyman, J. A. (2005). *Golpe de ariete WaterHammer*.

## ANEXOS

### Anexo 1

**Tabla 18**

*Propiedades física de la tubería PRFV*

ABSCISA INICIAL	ABSCISA FINAL	LONGITUD (m)	PENDIENTE (%)	DIAMETRO DN (mm)	ESPESOR t (mm)
0-079,000	0+000,000	79	0,00	2400	28,86
0+000,000	0+050,707	50,707	-0,30	2400	28,86
0+050,707	0+360,808	310,101	-0,07	2400	28,86
0+360,808	0+365,583	4,775	-5,03	2400	28,86
0+365,583	0+660,000	294,417	-5,20	2400	28,86
0+660,000	0+954,856	294,856	-5,20	2400	28,86
0+954,856	1+130,101	175,245	-1,00	2400	28,86
1+130,101	1+162,314	32,213	-1,02	2400	28,86
1+162,314	1+165,906	3,592	-6,96	2400	28,86
1+165,906	1+217,380	51,474	-7,01	2400	28,86
1+217,380	1+296,035	78,655	-6,99	2400	28,86
1+296,035	1+409,963	113,928	-7,00	2300	22,68
1+409,963	1+649,367	239,404	-1,50	2300	22,68
1+649,367	1+652,893	3,526	-9,08	2300	22,68
1+652,893	1+920,003	267,11	-9,00	2300	22,68
1+920,003	1+974,410	54,407	-9,19	2300	22,68
1+974,410	1+2243,076	268,666	-3,96	2300	22,68
1+2243,076	1+2247,478	4,402	-4,09	2300	22,68
1+2247,478	2+575,267	327,789	-7,10	2300	22,68
2+575,267	2+639,433	64,166	-7,11	2200	21,87
2+639,433	2+731,555	92,122	-7,10	2200	21,87
2+731,555	2+960,000	228,445	-4,00	2200	21,87
2+960,000	3+219,396	259,396	-4,00	2200	21,87
3+219,396	3+223,389	3,993	-9,02	2200	21,87
3+223,389	3+488,309	264,92	-9,00	2200	21,87
3+488,309	3+679,819	191,51	-4,10	2200	21,87
3+679,819	3+721,775	41,956	-37,32	2200	21,87
3+721,775	3+853,165	131,3905	-1,40	2200	21,87

**Nota:** *Tramos de la tubería, dimensiones, pendiente y espesores. Fuente: Relatoría técnica del proyecto de la central hidroeléctrica Pusuno*



## Anexo 2

**Tabla 19**

### *Propiedades físicas de la tubería de PRFV*

Punto de intersección	Abscisas	Cotas (m)	Cambios de Dirección	Accessories	K
PI- -1	0-079,00	735,2	-	-	-
PI- 0	0+000,000	735,2	-	-	-
PI-1	0+050,707	735,05	Si	Codo de 85°	0,14
PI- 2	0+360,808	734,83	Si	Codo de 50°	0,106
V-1	0+365,583	734,59	-	-	-
V-2	0+660,000	719,28	-	-	-
PI-3	0+954,856	703,95	Si	Codo de 37°	0,075
M-H-1	1+130,101	702,2	No	T Man Hole 2400x800	-
PI-4	1+162,314	701,87	Si	codo de 3	0,005
V-3	1+165,906	701,62	-	-	-
PN	1+217,380	698,01	-	0	-
DN	1+296,035	692,51	-	Reducción de 2400 a 2300	0,16
PI-5	1+409,963	684,54	Si	Codo de 3°	0,005
PI-6	1+649,367	680,95	Si	Codo de 4°	0,006
V-4	1+652,893	680,63	-	-	-
PN	1+920,003	656,59	-	-	-
PI-7	1+974,410	651,59	Si	Codo de 27°	0,69
V-5	1+2243,076	640,95	-	-	-
PI-8	1+2247,478	640,77	Si	Codo de 33°	0,069
DN	2+575,267	617,5	-	Reducción de 2300 a 2200	0,16
M-H-2	2+639,433	612,94	-	T Man Hole 2200 x 800	-
PI-9	2+731,555	606,4	Si	Codo de 25°	0,05
PN	2+960,000	597,26	-	Codo de 3°	0,005
PI-10	3+219,396	586,89	Si	Codo de 4°	0,006
V-6	3+223,389	586,53	-	-	-
PI-11	3+488,309	562,69	Si	Codo de 5°	0,008
PN-PI-12	3+679,,819	554,83	Si	Codo de 16	0,026
PI-13	3+721,775	539,17	SI	Codo de 18°	0,039
BIF	3+853,165	537,33	-	Unión Viking Johnson	-

**Nota:** Valores de los coeficientes de pérdidas de carga locales. Fuente: Relatoría técnica del proyecto de la central hidroeléctrica Pusuno

### Anexo 3

**Tabla 20**

*Valores de longitudes reducidas y número de divisiones por cada tramo*

TRAMO	Long(m)	Celeridad (m/s)	Longitudes reducidas	# de tramos
T0	76	396,69	3,967	19
T1	50,707	320,63	3,206	16
T2	310,1	320,63	3,206	97
T3	299,192	320,63	3,206	93
T4	294,856	320,63	3,206	92
T5	175,245	320,63	3,206	55
T6	32,21	320,63	3,206	10
T7	55,066	320,63	3,206	17
T8	78,655	320,63	3,206	25
T9	113,928	395,28	3,953	29
T10	239,404	395,28	3,953	61
T11	270,636	395,28	3,953	68
T12	54,407	484,05	4,841	11
T13	273,068	484,05	4,841	56
T14	327,789	484,05	4,841	68
T15	64,166	485,5	4,855	13
T16	92,122	485,5	4,855	19
T17	228,445	485,5	4,855	47
T18	263,389	362,36	3,624	73
T19	264,92	362,36	3,624	73
T20	191,51	362,36	3,624	53
T21	41,956	375,24	3,752	11

*Nota: Longitudes que permiten que el ajuste del porcentaje de la celeridad de onda sea menor a 5%. Fuente: Elaboración propio.*

## **Anexo 4**

**Tabla 21**

*Valores de celeridad de onda de cada tramo de tubería*

Ubicación	Tipo	Diámetro	Presión Nominal	Celeridad de Onda
	-	mm	PN	m/s
Tubería principal	PRFV	2400	6	320,63
Tubería principal	PRFV	2400	10	396,69
Tubería principal	PRFV	2300	10	395,28
Tubería principal	PRFV	2300	16	484,05
Tubería principal	PRFV	2200	16	485,5
Tubería principal	PRFV	2200	20	362,36
Tubería principal	PRFV	2200	25	375,24
Tubería desvió V.anticipadora y Bypass de V. de paso anular	Acero	1200	m	1129,15281
Tubería desvio para 1 tanque	Acero	1350	25	1103,8027
Tubería desvio para 12 tanque	Acero	1100	25	1142,390
Tubería de conexión V.mariposa y turbina	Acero	1100	25	1142,390
Bifurcador	Acero	1400,000	25	1089,294

**Nota:** *Definición de los valores de celeridad de onda necesarios para cada una de las tuberías de PRFV. Fuente: Elaboración propia.*

**Anexos 5 Resultados de verificación de Velocidades en tubería de Bypass y derivación) con sus respectivas curvas en función de tiempo.**

- **Escenario I “Cierre normal de los álabes de las turbinas**

**Tabla 22**

*Velocidad en sistema de bypass y tubería de desviación. Escenario I*

Elemento disipador	sistema	velocidad max (m/s)	velocidad mín (m/s)	Velocidad max (m/s)	Cumple
Válvula de paso anular	Bypass	5,97	0	6	si
Válvula anticipadora de golpe de ariete	Tubería de derivación	5,99	0	6	si
1 tanque hidroneumático	Tubería de derivación	5,9	-3,42	6	si
2 Tanques hidroneumático	Tubería de derivación	4,52	-3,05	6	si

*Nota: Verificación de resultados de velocidad en sistema de bypass y tubería de desviación. Escenario I. Fuente: Elaboración propio*

**Figura 77**

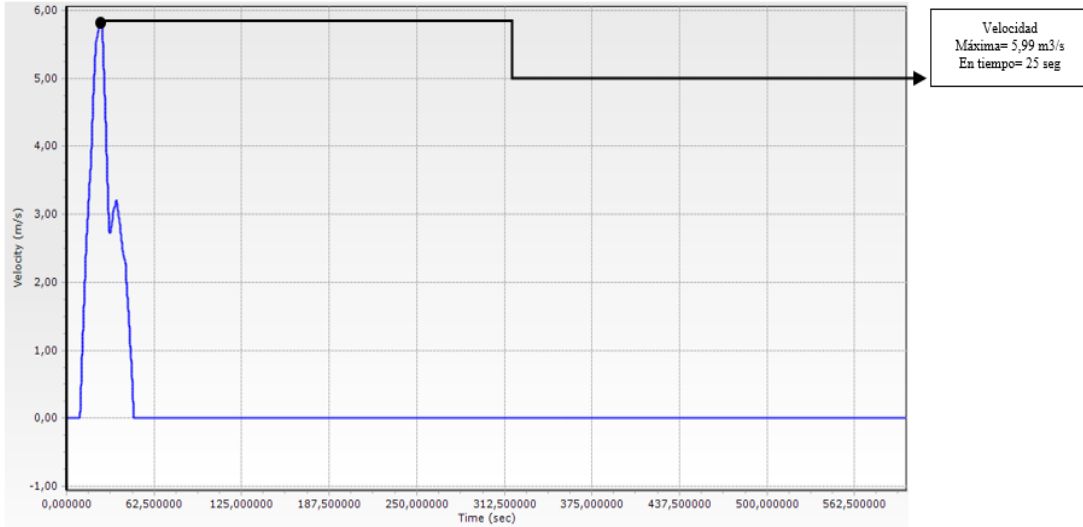
*Curva de velocidades en el sistema de bypass con válvula de paso anular. Escenario I.*



*Nota: Representación de las variaciones de velocidad durante los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i*

**Figura 78**

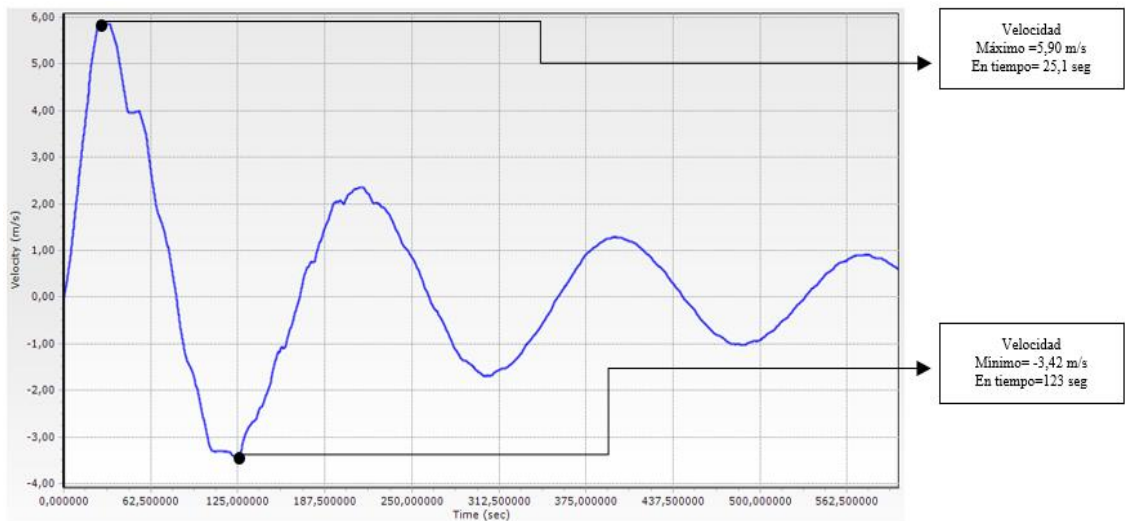
*Curva de velocidades en la tubería de derivación con válvula anticipadora de golpe de ariete. Escenario I.*



**Nota:** Representación de las variaciones de velocidad durante los transitorios hidráulicos.  
*Fuente: Bentley Hammer V8i*

**Figura 79**

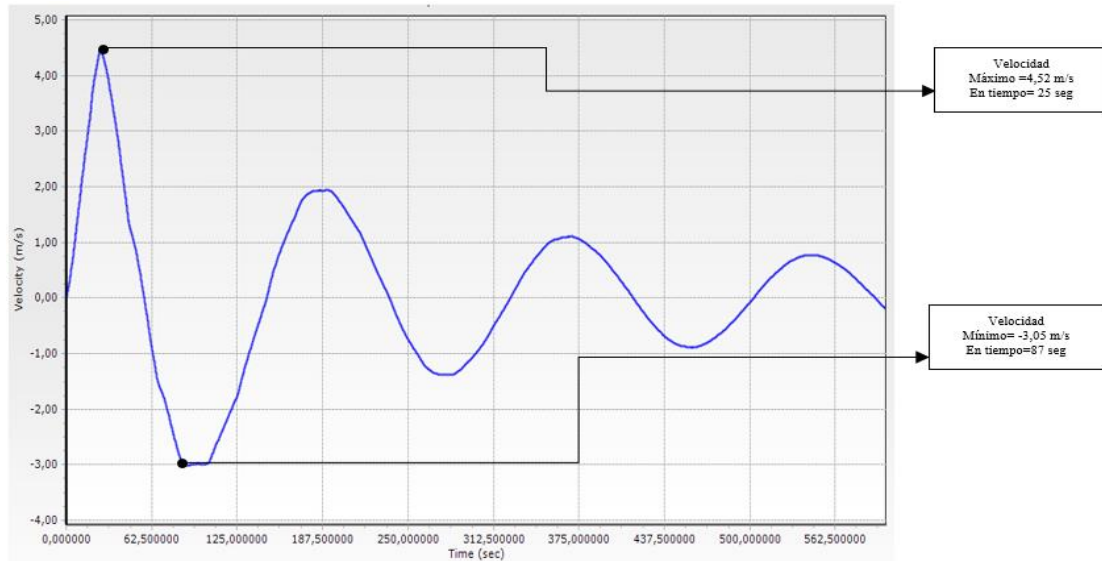
*Curva de velocidades en el sistema con tubería de derivación con un tanque hidroneumático. Escenario I.*



**Nota:** Representación de las variaciones de velocidad durante los transitorios hidráulicos.  
*Fuente: Bentley Hammer V8i*

**Figura 80**

*Curva de velocidades en la tubería de derivación para dos tanques hidroneumáticos. Escenario I.*



*Nota: Representación de las variaciones de velocidad durante los transitorios hidráulicos.*

*Fuente: Bentley Hammer V8i*

- **Escenarios II “Desconexión del Sistema Nacional Interconectado (SNI)-Falla de los álabes de la turbina-Cierre de la válvula de control”**

**Tabla 23**

*Velocidad en sistema de bypass y tubería de desviación. Escenario II*

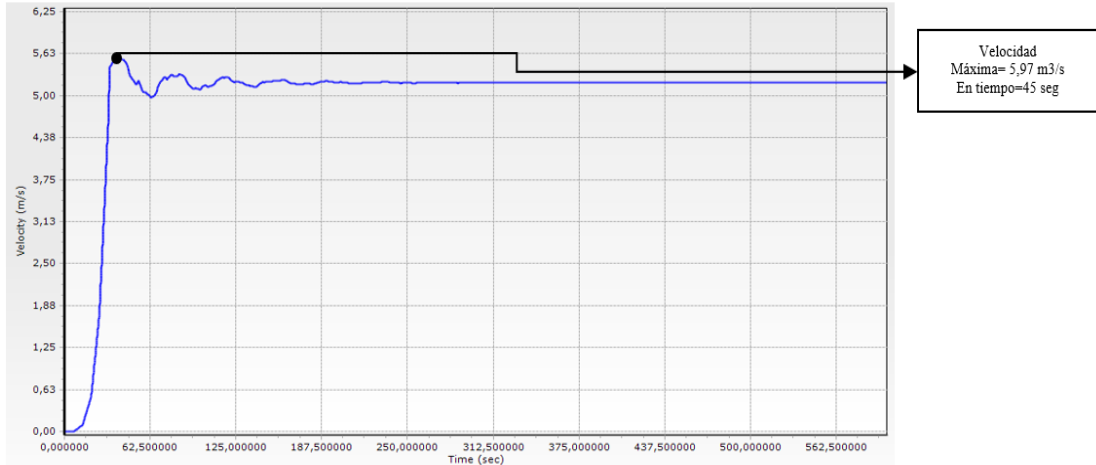
Elemento disipador	Sistema	Velocidad max (m/s)	velocidad mín (m/s)	Velocidad max (m/s)	Cumple
Válvula de paso anular	Bypass	5,97	0	6	si
Válvula anticipadora de golpe de ariete	Tubería de derivación	4,7	0	6	si
1 tanque hidroneumático	Tubería de derivación	5,013	-3,52	6	si
2 Tanques hidroneumático	Tubería de derivación	4,061	-2,09	6	si

*Nota: Verificación de resultados de velocidad en sistema de bypass y tubería de desviación.*

*Escenario I. Fuente: Elaboración propio*

**Figura 81**

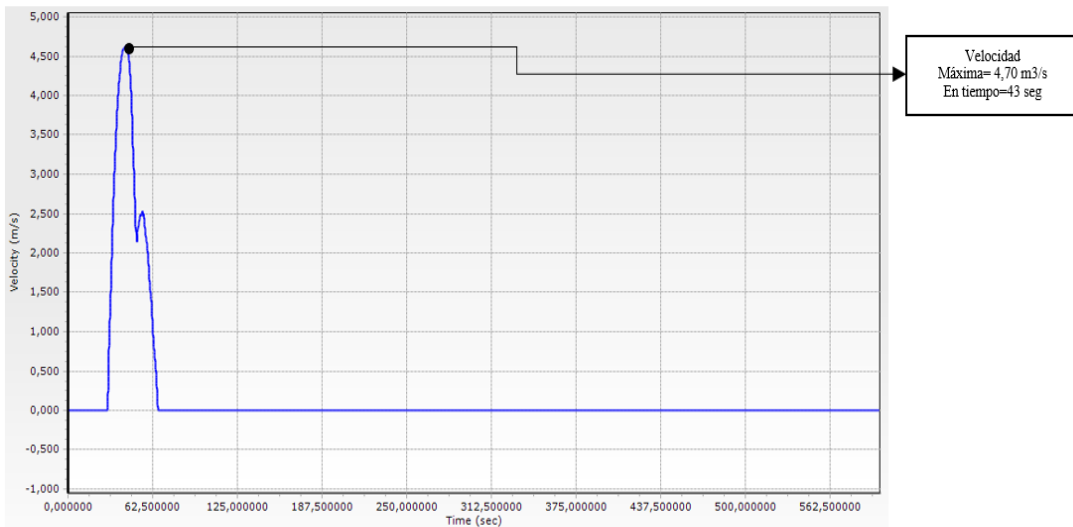
*Curva de velocidades en el sistema de bypass con válvula de paso anular. Escenario II.*



**Nota:** Representación de las variaciones de velocidad durante los transitorios hidráulicos.  
Fuente: Bentley Hammer V8i

**Figura 82**

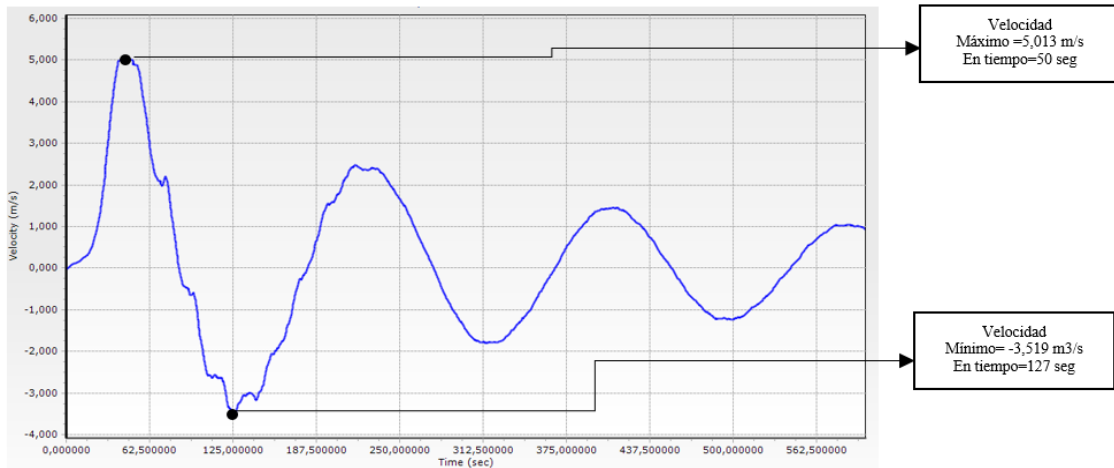
*Curva de velocidades en la tubería de derivación con válvula anticipadora de golpe de ariete. Escenario II.*



**Nota:** Representación de las variaciones de velocidad durante los transitorios hidráulicos.  
Fuente: Bentley Hammer V8i

**Figura 83**

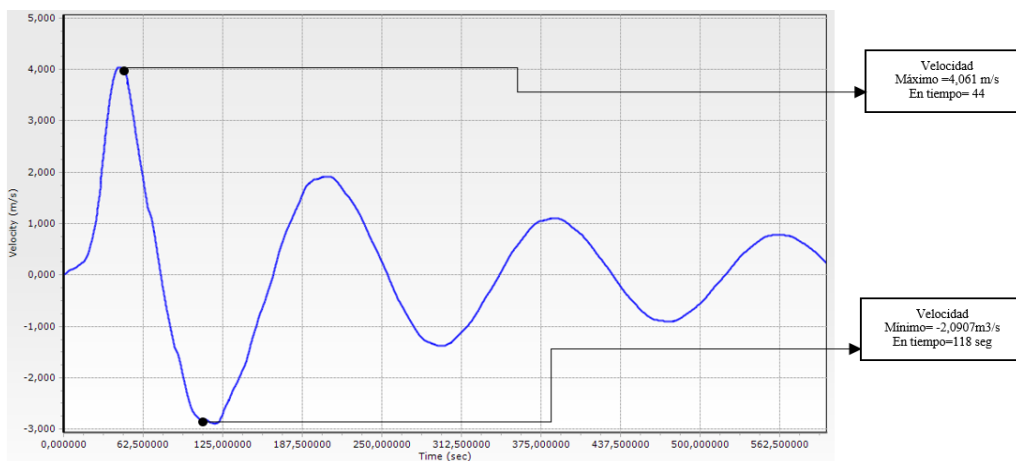
*Curva de velocidades en el sistema con tubería de derivación con un tanque hidroneumático. Escenario II.*



**Nota:** Representación de las variaciones de velocidad durante los transitorios hidráulicos.  
Fuente: Bentley Hammer V8i

**Figura 84**

*Curva de velocidades en el sistema con tubería de derivación para dos tanques hidroneumáticos. Escenario II.*



**Nota:** Representación de las variaciones de velocidad durante los transitorios hidráulicos.  
Fuente: Bentley Hammer V8i



**Anexo 6 Resultados de verificación de presiones en la tubería de Bypass y derivación) con sus respectivas curvas en función del tiempo.**

- Escenario I “Cierre normal de los álabes de las turbinas

**Tabla 24**

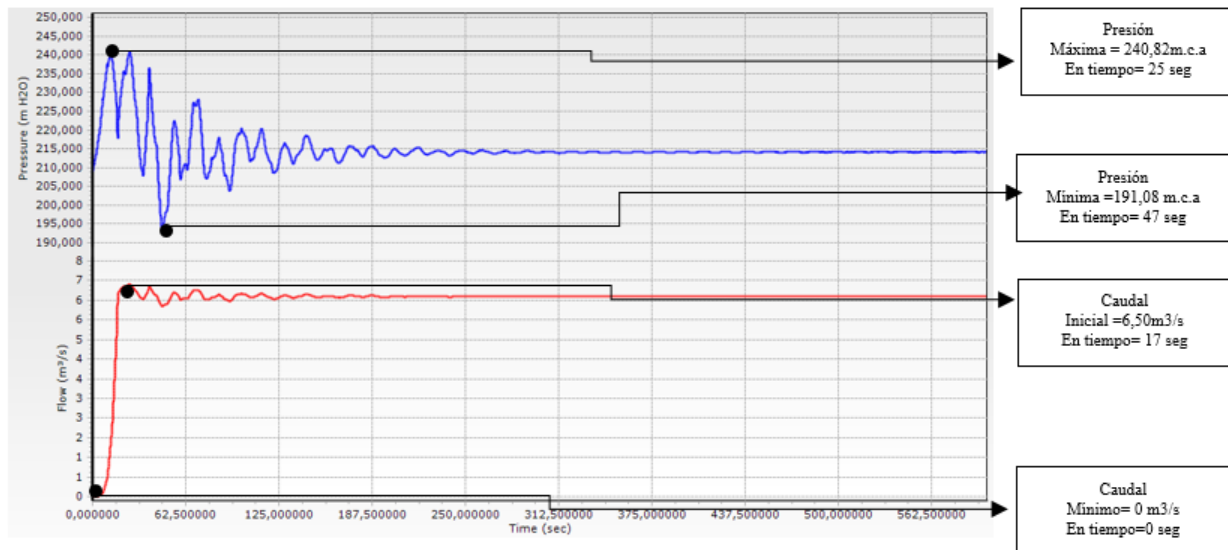
*Verificación Resultados de sobrepresión en sistema de bypass y tubería de desviación. Escenarios I*

Elemento disipador	sistema	Presión máx admisible(m.c.a)	Presión max (m.c.a)	Cumple
Válvula de paso anular	Bypass	350	240,8	si
Válvula anticipadora de golpe de ariete	Tubería de derivación	350	240,19	si
1 Tanque hidroneumático	Tubería de derivación	350	240,36	si
2 Tanques hidroneumático	Tubería de derivación	350	243,97	si

**Nota:** Representación de las variaciones de presiones durante los transitorios hidráulicos.  
Fuente: Bentley Hammer V8i

**Figura 85**

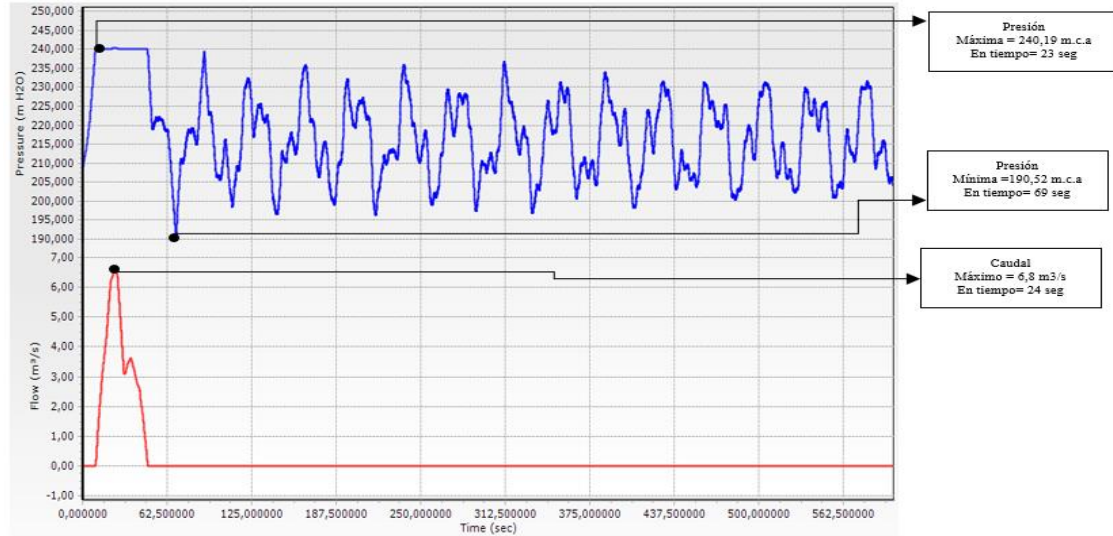
*Variación de presión en el sistema de bypass con válvula de paso anular. Escenario I.*



**Nota:** Representación de las variaciones de presiones durante los transitorios hidráulicos.  
Fuente: Bentley Hammer V8i

**Figura 86**

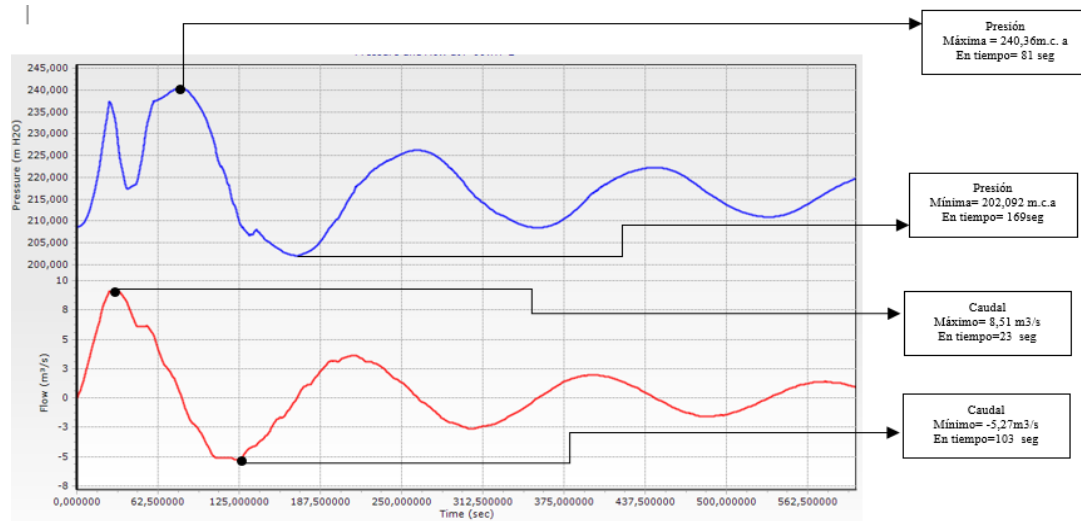
*Variación de presión en el sistema con tubería de derivación y válvula anticipadora de golpe de ariete. Escenario I*



**Nota:** Representación de las variaciones de presiones durante los transitorios hidráulicos.  
Fuente: Bentley Hammer V8i

**Figura 87**

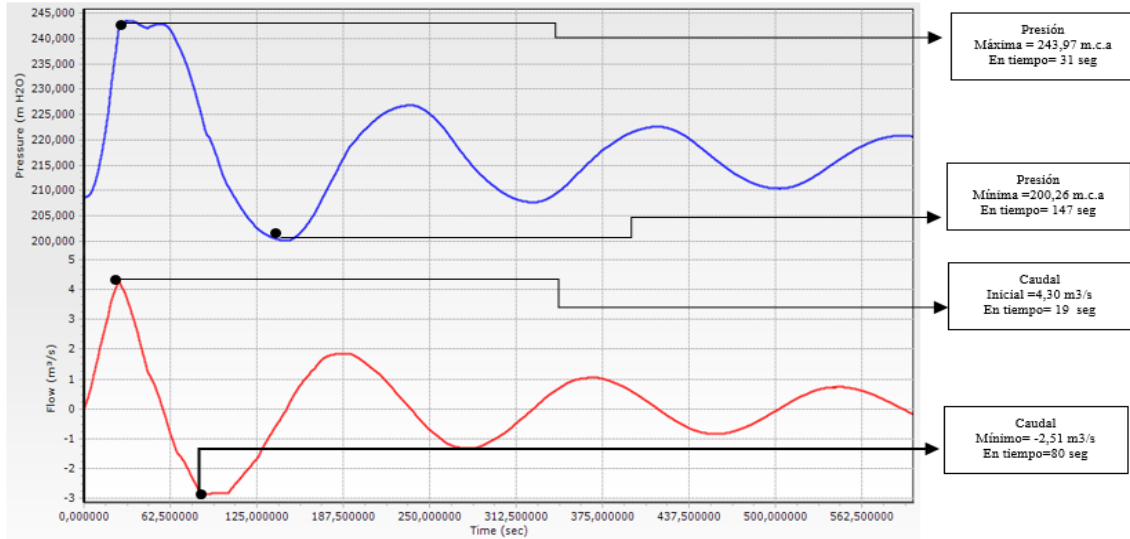
*Variación de presión en el sistema con tubería de derivación y tanque hidroneumático. Escenario I*



**Nota:** Representación de las variaciones de presiones durante los transitorios hidráulicos.  
Fuente: Bentley Hammer V8i

**Figura 88**

*Variación de presión en el sistema con tubería de derivación y 2 tanque hidroneumático. Escenario I*



*Nota: Representación de las variaciones de presiones durante los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i*

- **Escenarios II “Desconexión del Sistema Nacional Interconectado (SNI)-Falla de los álabes de la turbina-Cierre de la válvula de control”**

*Tabla de comparación de volúmenes*

**Tabla 25**

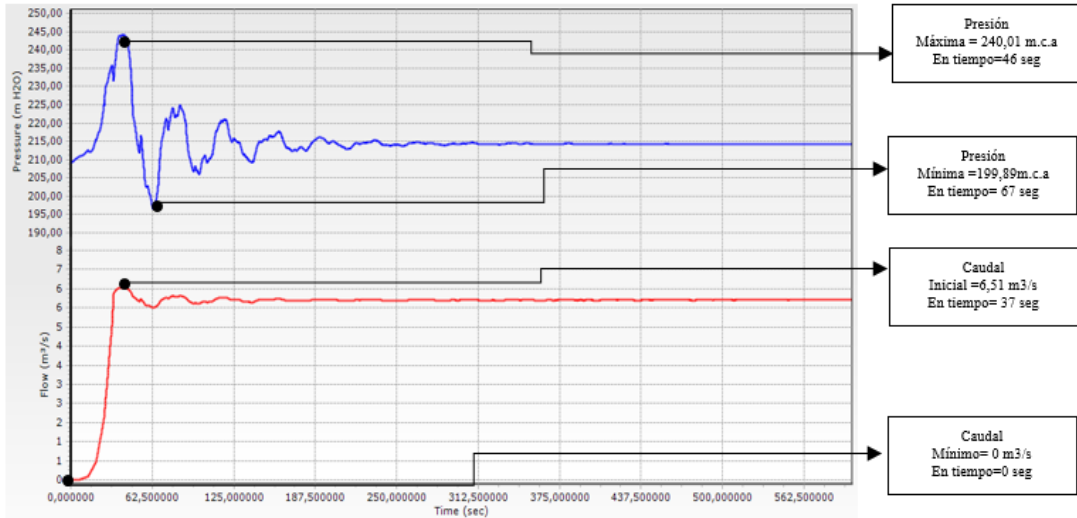
*Verificación de resultados de presión en sistema de bypass y tubería de desviación. Escenarios II*

Elemento disipador	sistema	Presión máx admisible(m.c.a)	Presión máx (m.c.a)	Cumple
Válvula de paso anular	Bypass	350	240,01	si
Válvula anticipadora de golpe de ariete	Tubería de derivación	350	240,15	si
1 Tanque hidroneumático	Tubería de derivación	350	243,04	si
2 Tanques hidroneumático	Tubería de derivación	350	242,11	si

*Nota: Representación de las variaciones de presiones durante los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i*

**Figura 89**

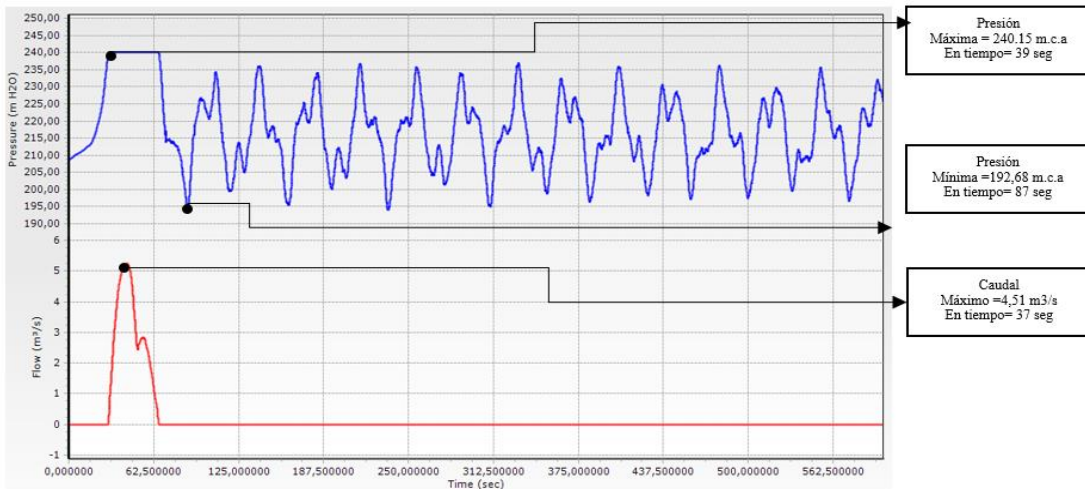
*Presión en el sistema de bypass con válvula de paso anular. Escenario II.*



*Nota: Representación de las variaciones de presiones durante los transitorios hidráulicos.  
Fuente: Bentley Hammer V8i*

**Figura 90**

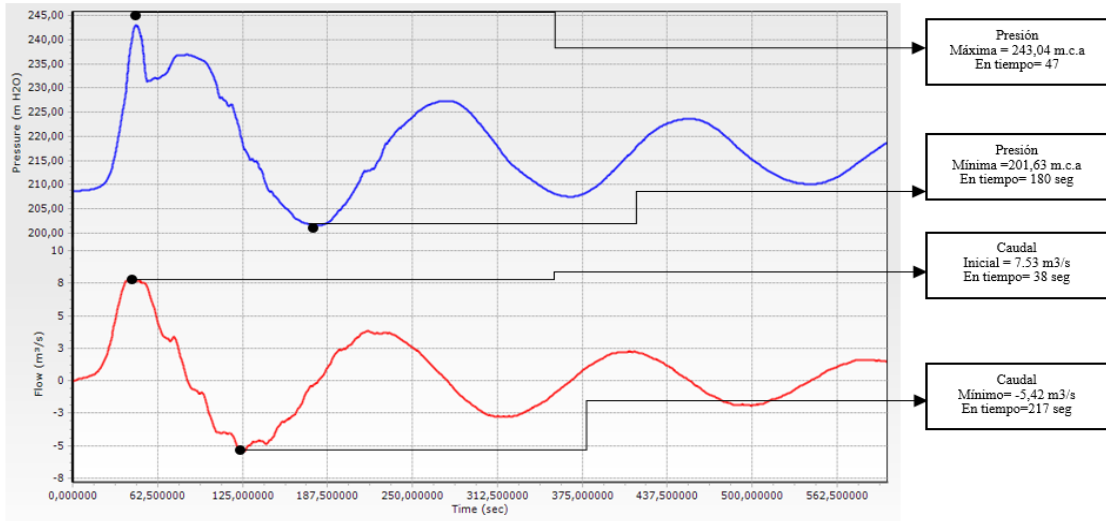
*Variación de presión en el sistema de tubería de derivación con válvula anticipadora de golpe de ariete. Escenario II*



*Nota: Representación de las variaciones de presiones durante los transitorios hidráulicos.  
Fuente: Bentley Hammer V8i*

**Figura 91**

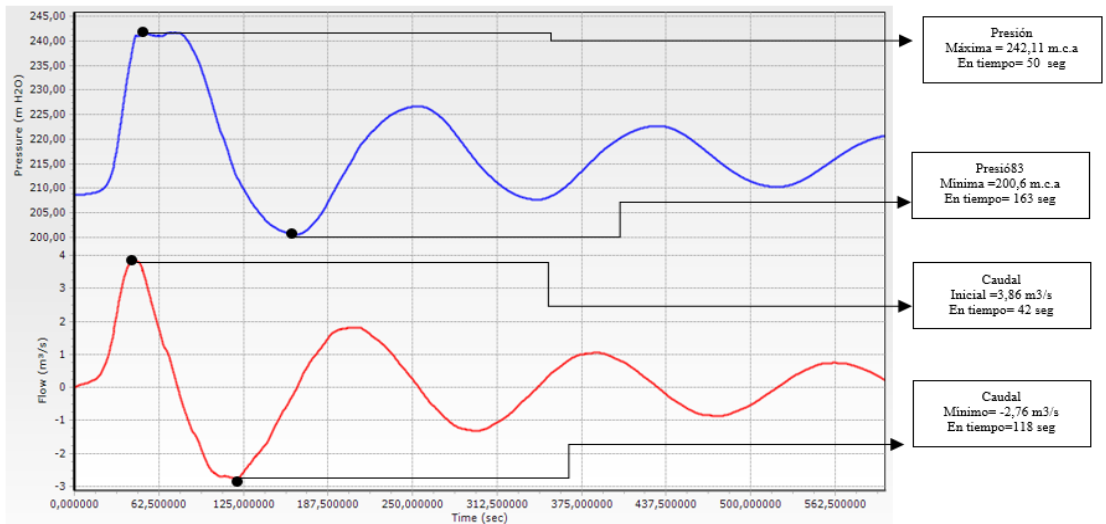
Presión en el sistema de tubería de derivación con tanque hidroneumático .  
Escenario II



*Nota: Representación de las variaciones de presiones durante los transitorios hidráulicos.  
Fuente: Bentley Hammer V8i*

**Figura 92**

Presión en el sistema de tubería de derivación con 2 tanque hidroneumático .  
Escenario II



*Nota: Representación de las variaciones de presiones durante los transitorios hidráulicos.  
Fuente: Bentley Hammer V8i*

**8.1. Anexo 7 Volúmenes y presiones en tanques hidroneumáticos con sus respectivas curvas en función del tiempo.**

- **Escenario I “Cierre normal de los álabes de las turbinas”**

**Tabla 26**

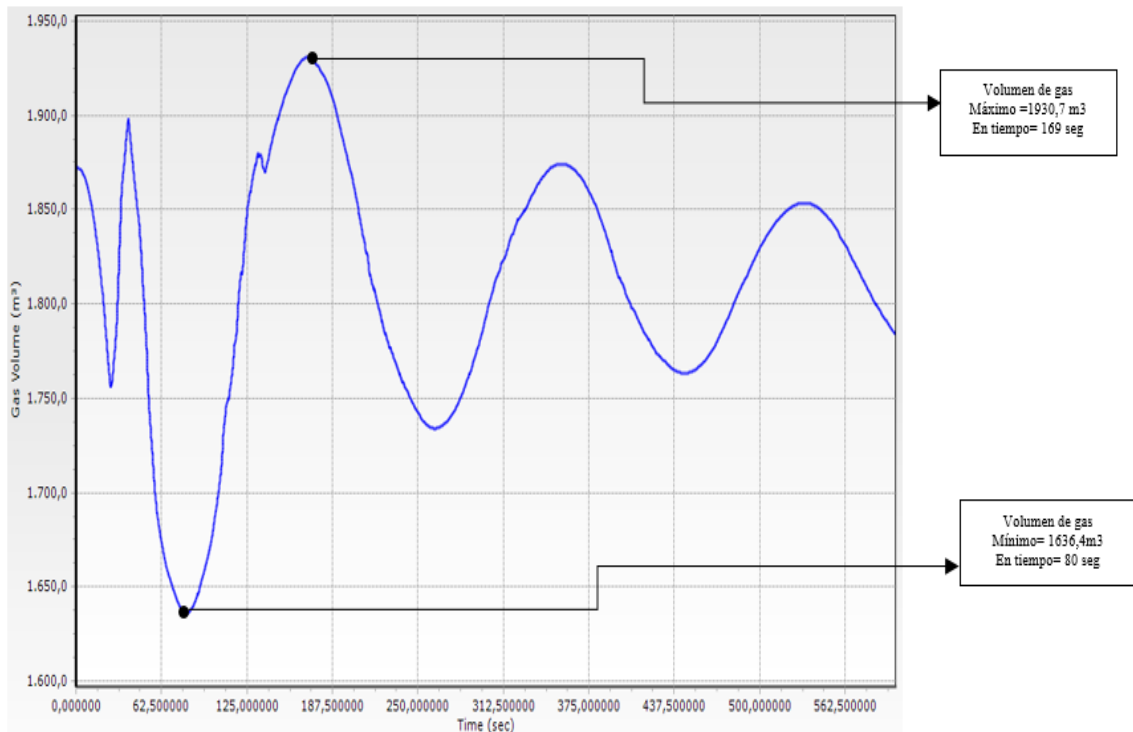
*Volúmenes máximos y mínimos de gas comprimido en los tanques hidroneumáticos Escenario I.*

Elemento disipador	sistema	Volumen max (m3)	Volumen mín (m3)
1 tanque hidroneumático	Tubería de derivación	1930,7	1636,4
2tanque hidroneumático	Tubería de derivación	958,8	797

*Nota: Valor de presión críticos identificados en los resultados. Fuente: Elaboración propia*

**Figura 93**

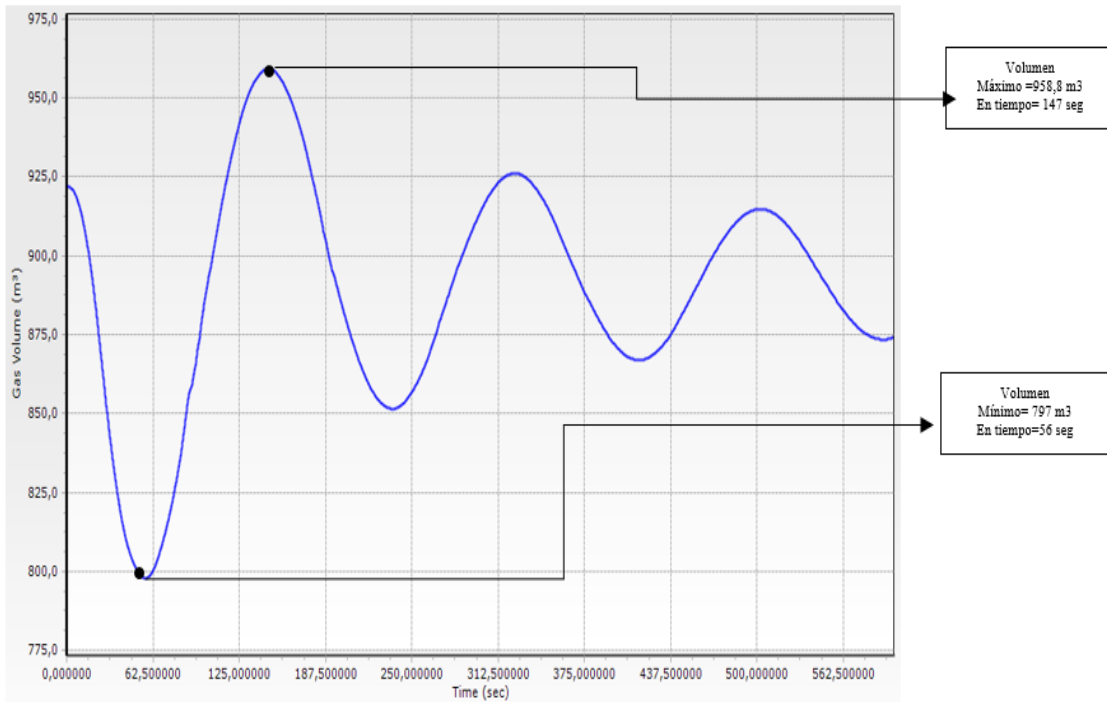
*Curva del volumen de gas comprimido en un tanque hidroneumático. Escenario I*



*Nota: Representación de las variaciones de volumen de gas comprimido durante los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i*

**Figura 94**

*Curva de volumen de gas comprimido en los 2 tanque hidroneumático. Escenario I*



**Nota:** Representación de las variaciones de volumen de gas comprimido durante los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i

**Tabla 27**

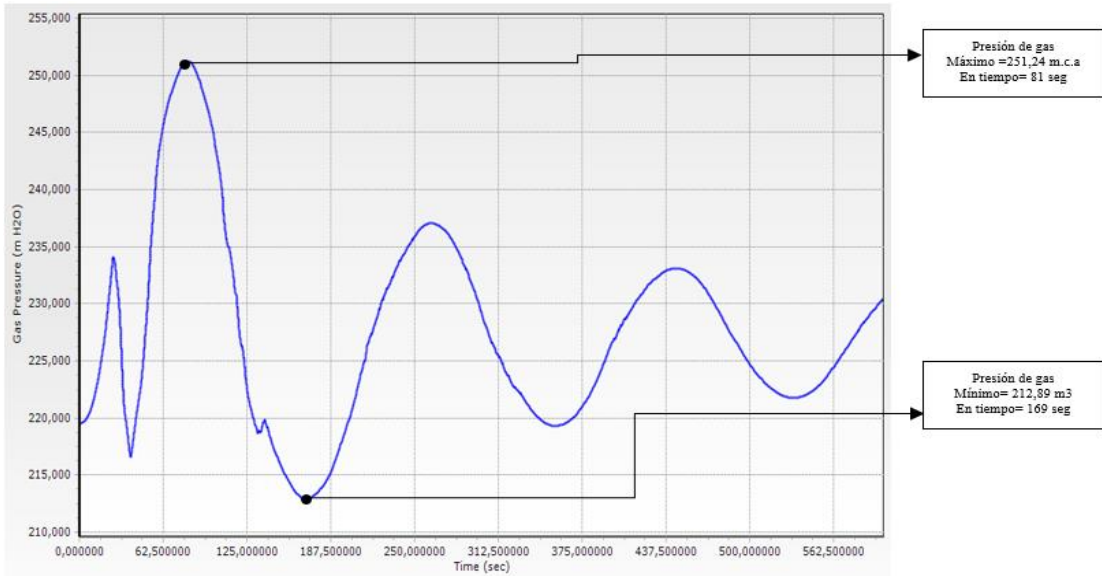
*Presión máximos y mínimos en el interior de los tanques hidroneumáticos. Escenario I*

Elemento disipador	sistema	Presión max (m.c.a)	Presión mín (m.c.a)
1 tanque hidroneumático	Tubería de derivación	247,71	212,43
2tanque hidroneumático	Tubería de derivación	254,02	211,1

**Nota:** Valor de presión críticos identificados en los resultados. Fuente: Elaboración propia

**Figura 95**

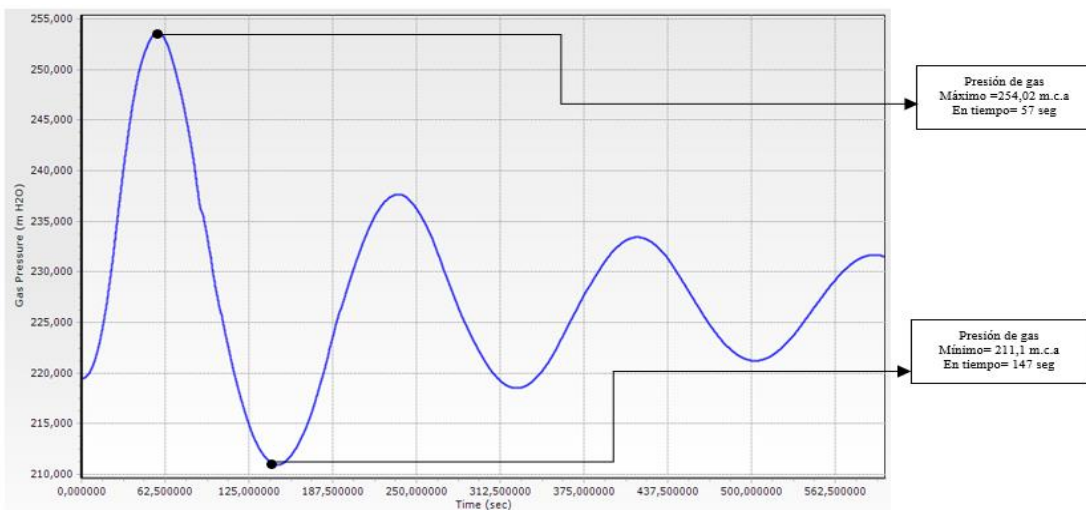
*Curva de presión en un tanque hidroneumático. Escenario I.*



*Nota: Representación de las variaciones de presiones durante los transitorios hidráulicos.  
Fuente: Bentley Hammer V8i*

**Figura 96**

*Variación de presión en los dos tanque hidroneumático. Escenario I.*



*Nota: Representación de las variaciones de presiones durante los transitorios hidráulicos.  
Fuente: Bentley Hammer V8i*



- Escenarios II “Desconexión del Sistema Nacional Interconectado (SNI)-Falla de los álabes de la turbina-Cierre de la válvula de control”

**Tabla 28**

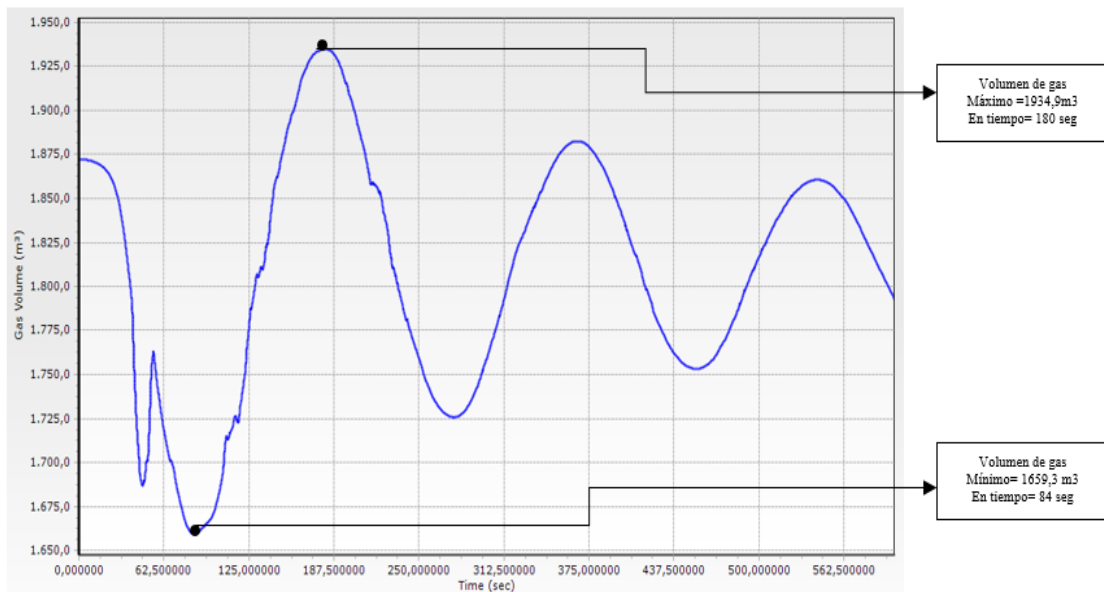
*Volúmenes máximos y mínimos de gas comprimido en los tanques hidroneumáticos. Escenario II.*

Elemento disipador	sistema	Volumen max (m3)	Volumen mín (m3)
1 tanque hidroneumático	Tubería de derivación	1934,9	1659,3
2tanque hidroneumático	Tubería de derivación	956,2	800,2

*Nota: Valor de presión críticos identificados en los resultados. Fuente: Elaboración propia*

**Figura 97**

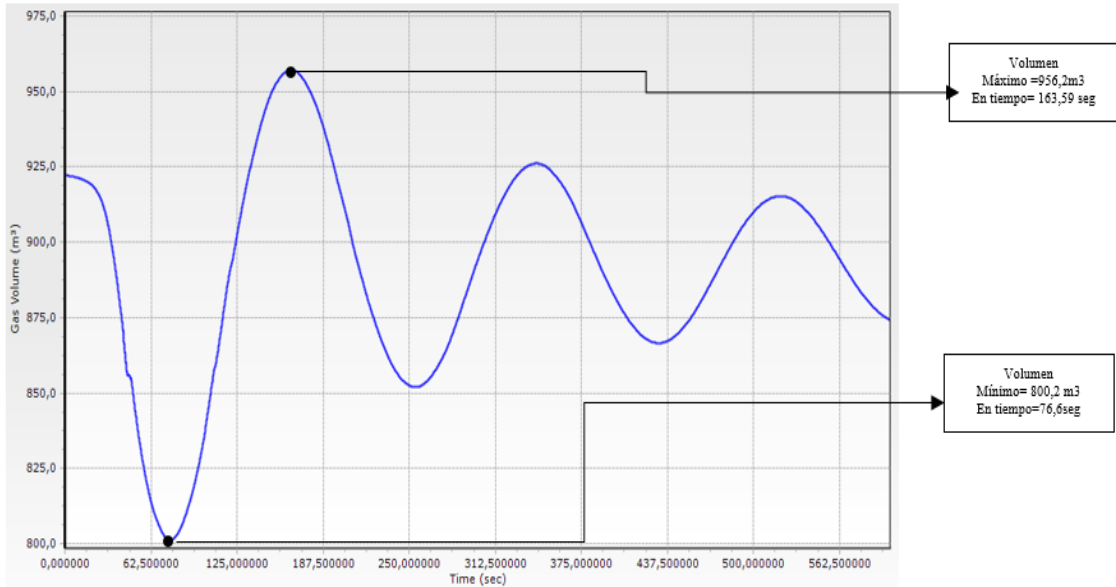
*Curva de volumen de gas comprimido en tanque hidroneumático. Escenario II*



*Nota: Representación de las variaciones de volumen de gas comprimido durante los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i*

**Figura 98**

*Curva de volumen de gas comprimido en los 2 tanque hidroneumático. EscenarioII*



**Nota:** Representación de las variaciones de volumen de gas comprimido durante los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i

**Tabla 29**

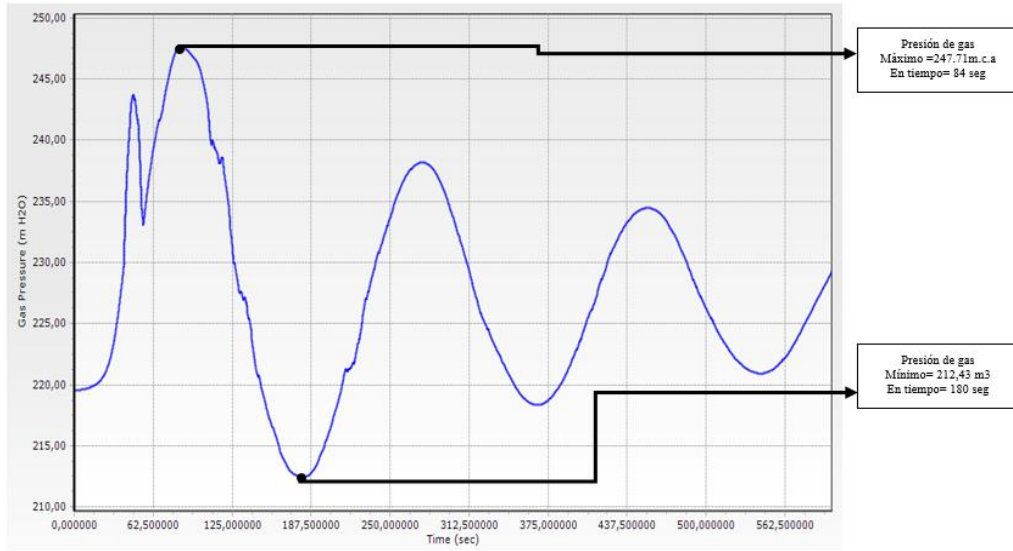
*Presión máximos y mínimos en el interior de los tanques hidroneumáticos. Escenario II*

Elemento disipador	sistema	Presión máx admisible(m.c.a)	Presión max (m.c.a)
1 tanque hidroneumático	Tubería de derivación	247,71	212,43
2tanque hidroneumático	Tubería de derivación	252,88	211,63

**Nota:** Valor de presión críticos identificados en los resultados. Fuente: Elaboración propia

**Figura 99**

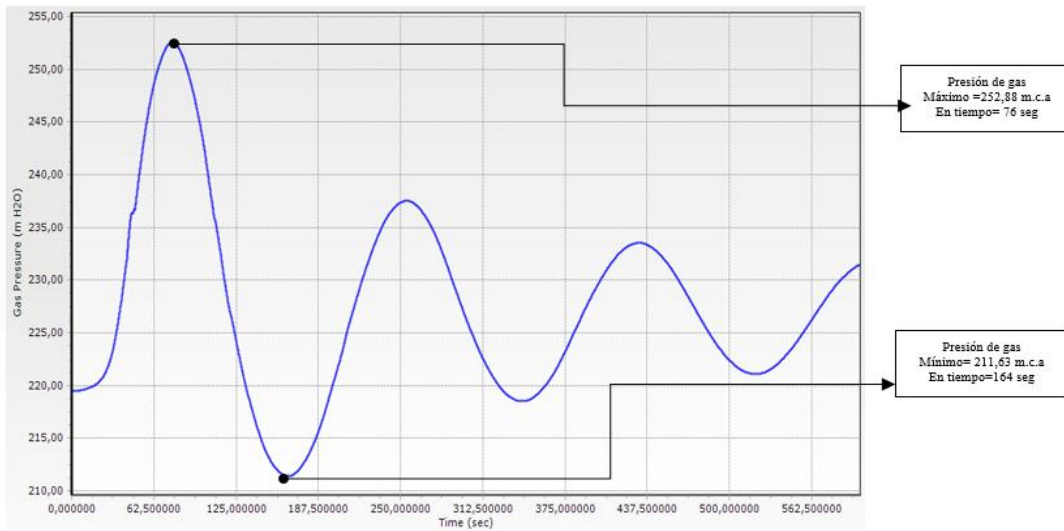
*Variación de presión en un tanque hidroneumático. Escenario II.*



**Nota:** Representación de las variaciones de presiones durante los transitorios hidráulicos.  
*Fuente: Bentley Hammer V8i*

**Figura 100**

*Variación de presión en los dos tanque hidroneumático. Escenario II.*



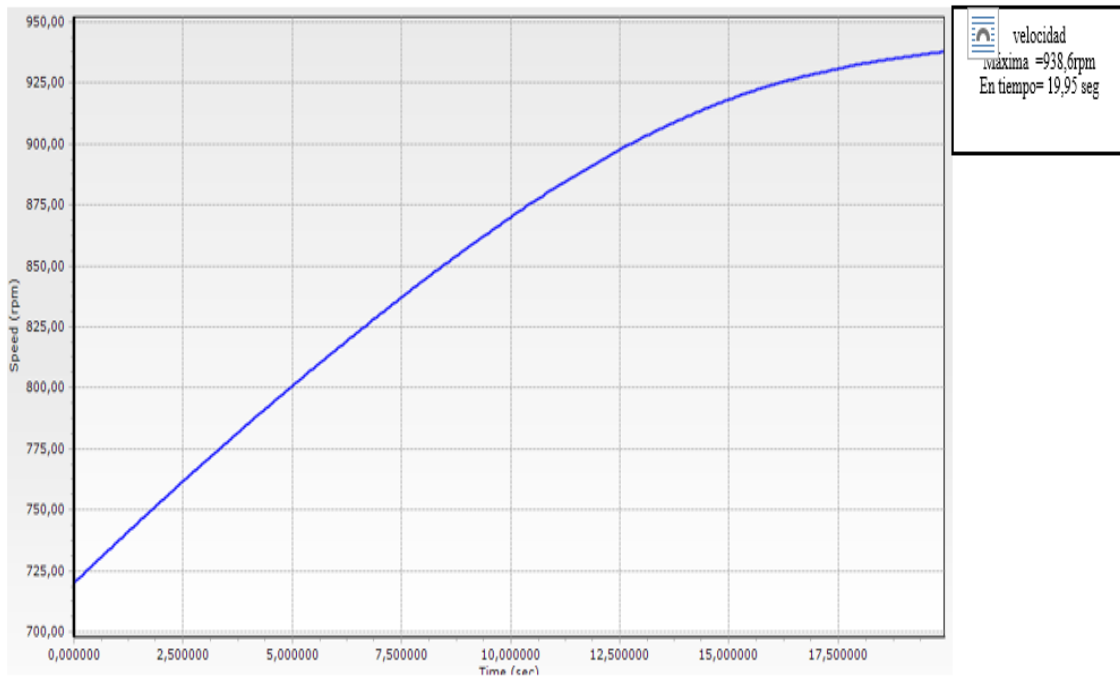
**Nota:** Representación de las variaciones de presiones durante los transitorios hidráulicos.  
*Fuente: Bentley Hammer V8i*

**8.2. Anexo 8 de comparación de velocidades de rotación de la turbina con cada elemento disipador y sus respectivas curvas en función del tiempo.**

- **Escenario I “Cierre normal de los álabes de las turbinas”**

**Figura 101**

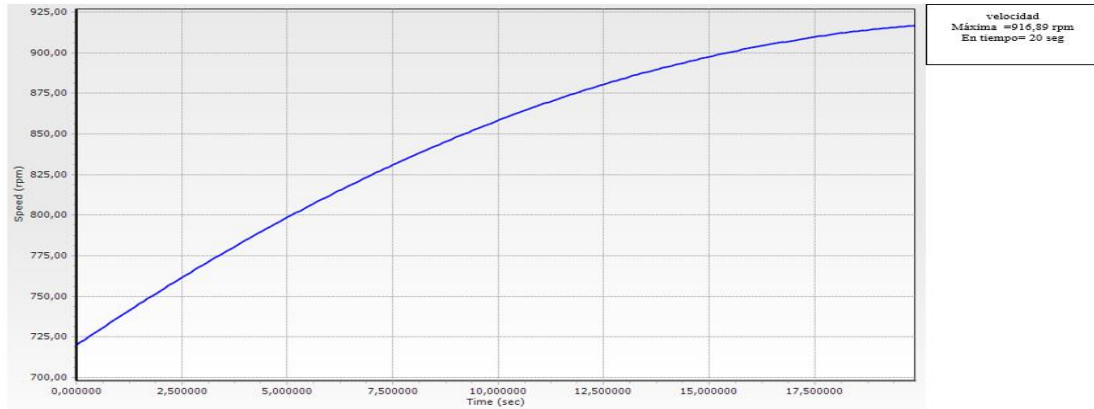
*Curva de velocidad de rotación de las turbinas en Escenario I considerando la alternativa de disipación (válvula de paso anular)*



**Nota:** Representación del incremento de la velocidad de rotación de la turbina durante los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i

**Figura 102**

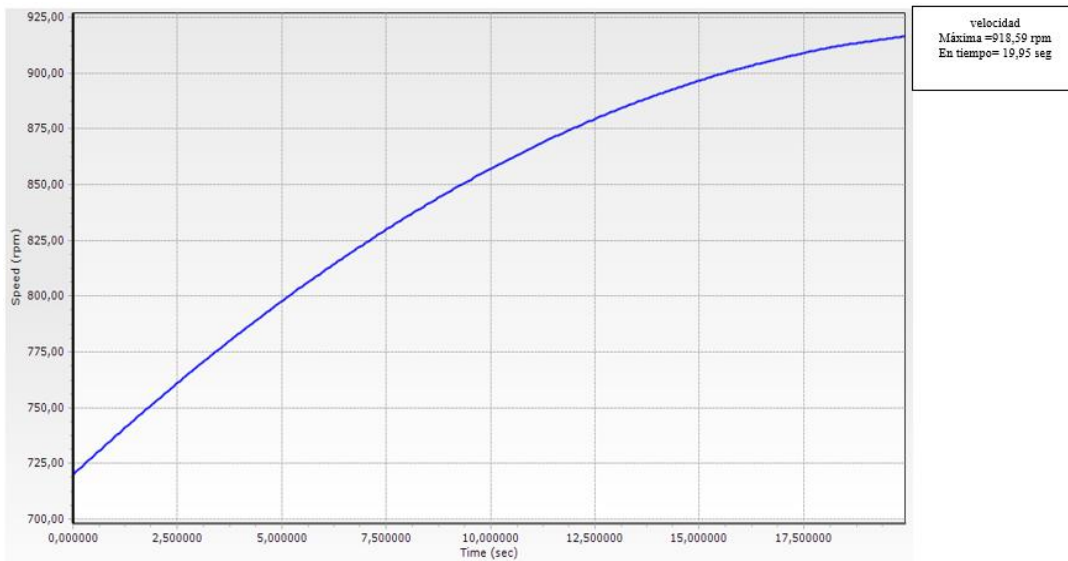
*Curva de velocidad de rotación de las turbinas en escenario 1 considerando la alternativa de disipación (1tanque hidroneumático)*



**Nota:** Representación del incremento de la velocidad de rotación de la turbina durante los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i

**Figura 103**

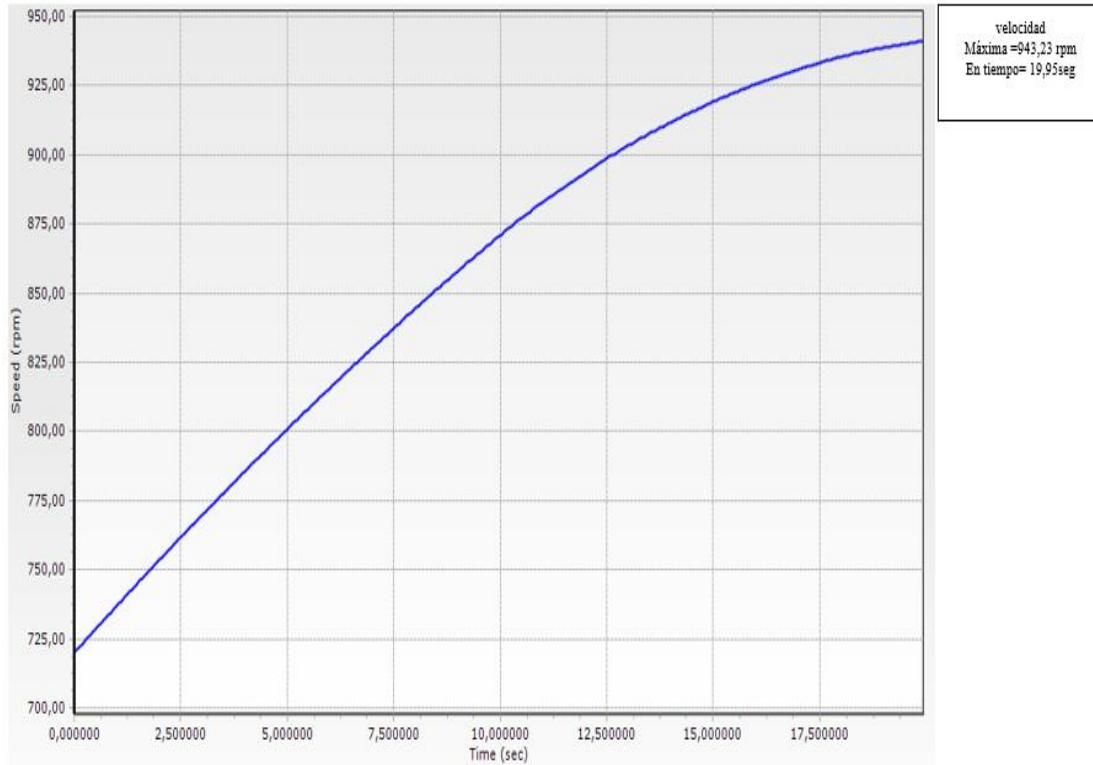
*Curva de velocidad de rotación de las turbinas en escenario 1 considerando la alternativa de disipación (2 tanque hidroneumático)*



**Nota:** Representación del incremento de la velocidad de rotación de la turbina durante los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i

**Figura 104**

*Curva de velocidad de rotación de las turbinas en escenario considerando la alternativa de disipación (válvula anticipadora ) Escenario II*

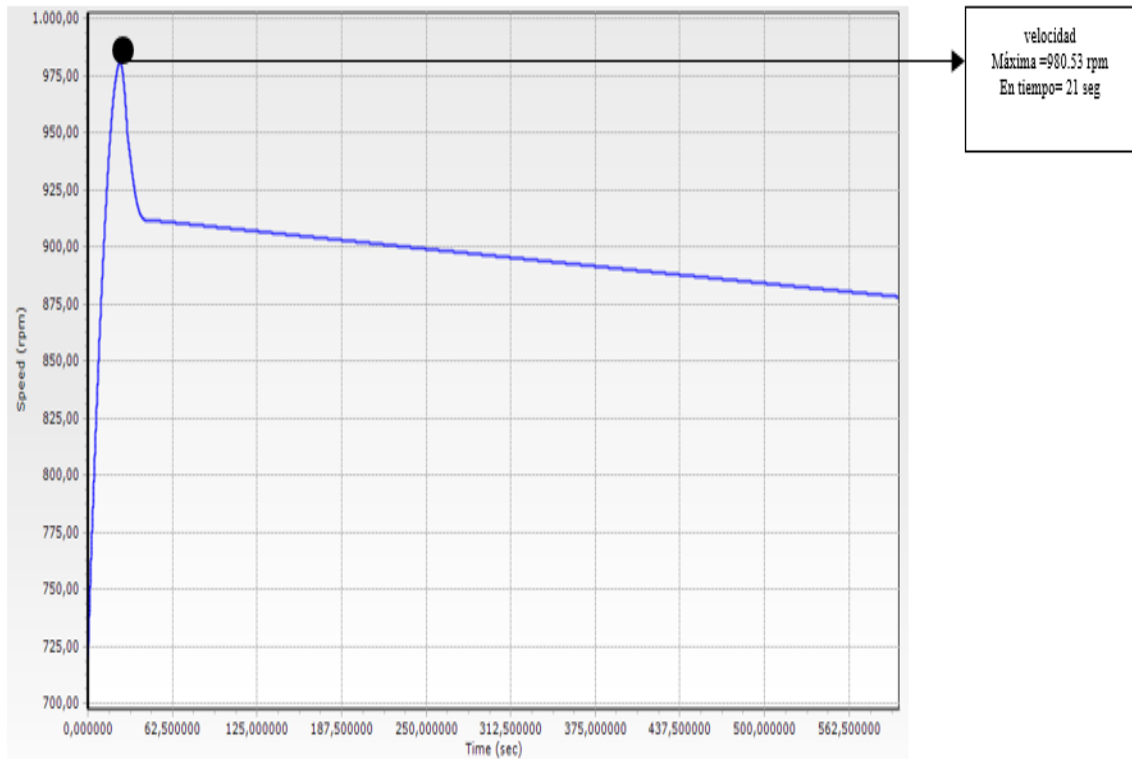


**Nota:** Representación del incremento de la velocidad de rotación de la turbina durante los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i

- Escenarios II “Desconexión del Sistema Nacional Interconectado (SNI)-Falla de los álabes de la turbina-Cierre de la válvula de control”

**Figura 105**

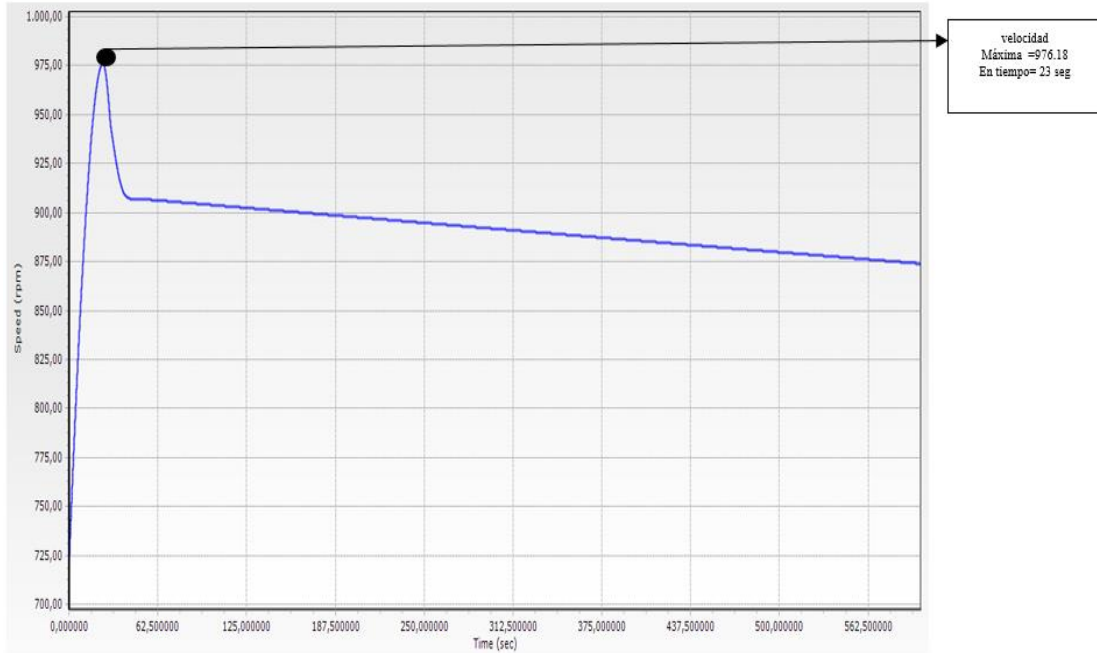
*Curva de velocidad de rotación de las turbinas en Escenario II considerando la alternativa de disipación (válvula de paso anular)*



**Nota:** Representación del incremento de la velocidad de rotación de la turbina durante los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i

**Figura 106**

*Curva de velocidad de rotación de las turbinas en escenario II considerando la alternativa de disipación (Itanque hidroneumático)*

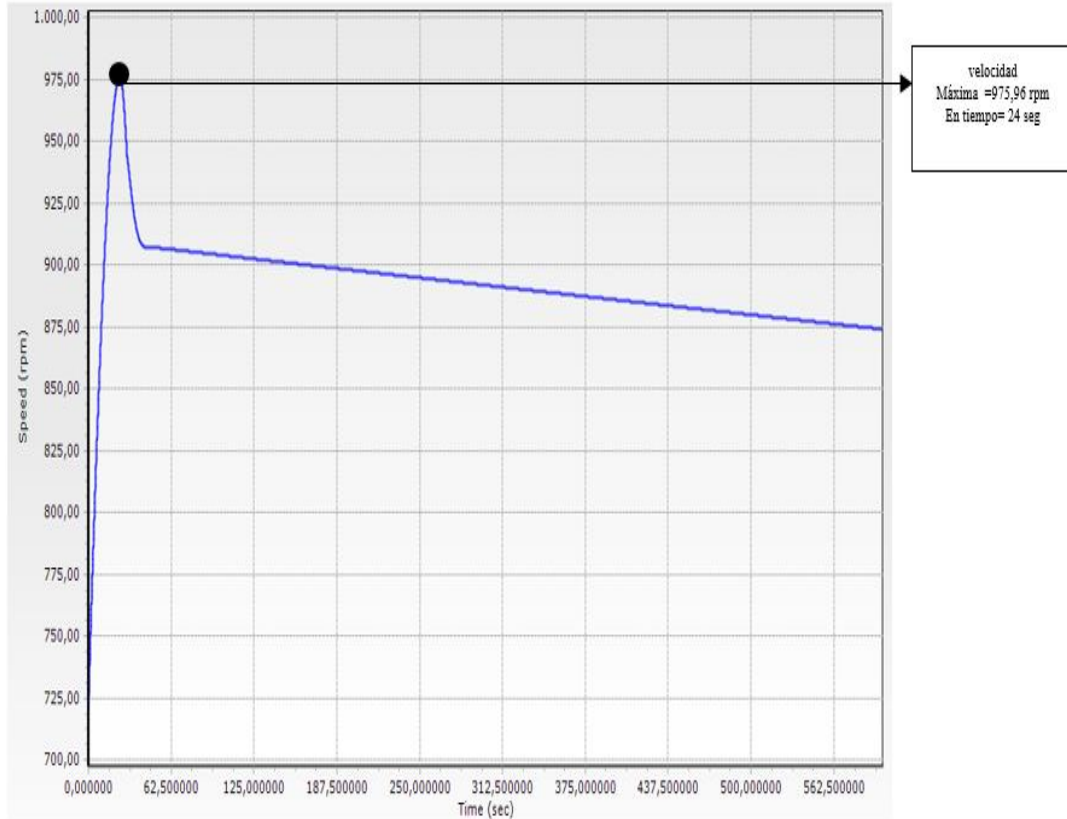


**Nota:** Representación del incremento de la velocidad de rotación de la turbina durante los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i



**Figura 107**

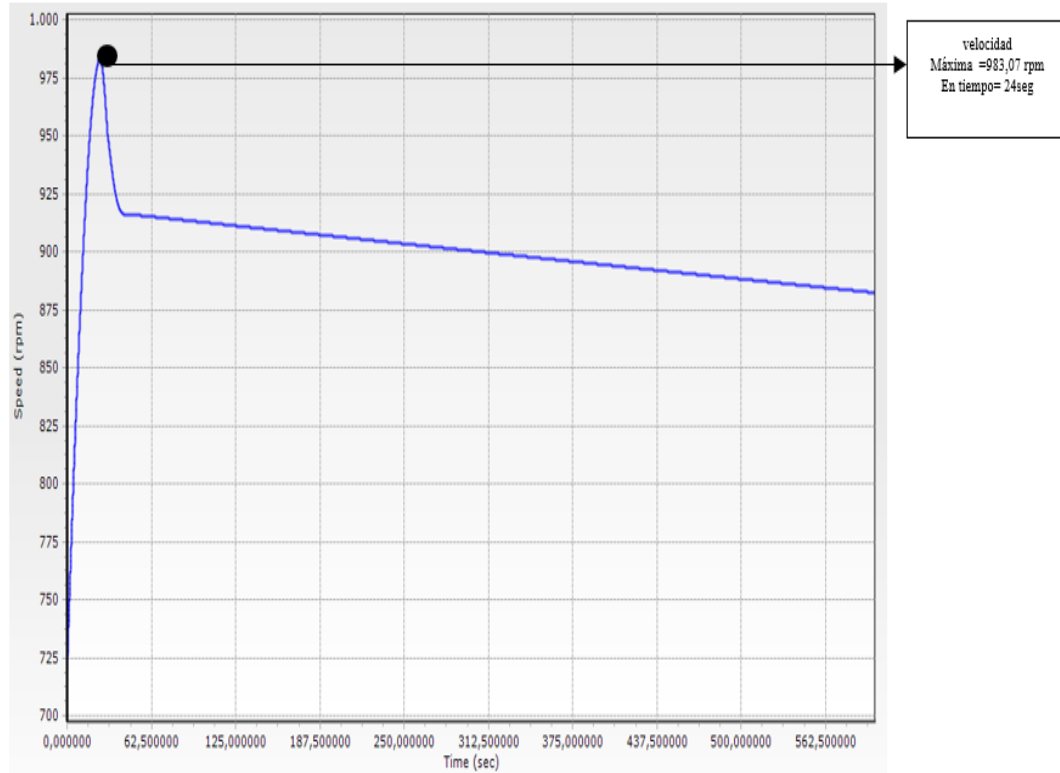
*Curva de velocidad de rotación de las turbinas en escenario II considerando la alternativa de disipación (2 tanque hidroneumático)*



**Nota:** Representación del incremento de la velocidad de rotación de la turbina durante los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i

**Figura 108**

*Curva de velocidad de rotación de las turbinas en escenario II considerando la alternativa de disipación (válvula anticipadora )*



**Nota:** Representación del incremento de la velocidad de rotación de la turbina durante los transitorios hidráulicos. Fuente: Bentley Hammer V8i